

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE
ZAMANA BAĞLI ISI TRANSFERİNİN
KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Emre OĞUZ**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ENERJİ

KASIM 2006

**HERMETİK SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE
ZAMANA BAĞLI ISI TRANSFERİNİN
KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Emre OĞUZ
503002102**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 20 Ekim 2006**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Taner DERBENTLİ (İTÜ)
Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (YTÜ)
Prof. Dr. M. Zafer GÜL (MÜ)
Doç. Dr. Lütfullah KUDDUSİ (İTÜ)**

KASIM 2006

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde akışkana aktarılan enerjinin bir göstergesi olan indikatör diyagramı sayısal ve deneysel olarak incelenmiş; kompresör emme hattında gerçekleşen zamana bağlı akış ve ısı transferi de sayısal olarak incelenerek kompresör performansına olan etkileri irdelenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasını yöneten, eleştirileri ve görüşleri ile çalışmalarına büyük katkısı olan, kendisi ile yaklaşık onüç senedir beraber çalışma fırsatı bulduğumuz değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU'na, hem tez çalışmaları sırasındaki katkıları, hem de sayısal akışkanlar mekaniği ve ısı transferi konusu ile tanışma fırsatını sağladığı için değerli hocam Sn. Prof. Dr. Taner DERBENTLİ'ye ve sayısal yöntemler ve tez ile ilgili diğer çalışmalar sırasındaki olumlu eleştirileri ve görüşleri için Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a teşekkürlerimi sunarım. Detaylı incelemeleri ve olumlu eleştirileri ile tez çalışmasına katkıda bulunan değerleri jüri üyeleri Sn. Prof. Dr. M. Zafer GÜL ve Sn. Doç. Dr. Lütfullah KUDDUSİ'ye teşekkürü borç bilirim.

Doktora tez çalışması için gerekli maddi desteği sağlayan başta Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Sn. Şemsettin EKSERT ve Ar-Ge Mekanik Teknolojiler-1 yöneticisi Sn. Fatih ÖZKADI olmak üzere tüm Ar-Ge yöneticilerine; kompresör teknolojisi konusunda yaptığımız eşsiz tartışmalar ve deneysel yöntemlerin geliştirilmesi konusundaki destekleri için ReGent BV direktörü Sn. Martien JANSSEN ve Dokuz Eylül Üniversitesi öğretim üyelerinden Sn. Prof. Dr. Erkan DOKUMACI'ya; deneysel çalışmalar sırasında desteklerini esirgemeyen Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Ailesi çalışanlarına ve yaklaşık iki senelik süre zarfında beraber çalışma fırsatı bulduğumuz Mak. Yük. Müh. Sn. Fevzi CİNİSLİ, Sn. Vedat AYSAL ve Sn. Fatih YILMAZ'a teşekkürü borç bilirim.

Her ne kadar lisans, yüksek lisans ve doktora çalışmalarım sırasında arzu ettiğimiz kadar bir arada olamasak da, profesyonel ve kişisel yaşamımda beni daima destekleyen aileme şükranlarımı sunarım.

İstanbul, Kasım 2006

Emre OĞUZ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. HERMETİK KOMPRESÖRLERİN TANITIMI	3
2.1. Giriş	3
2.2. Kompresörlerin Temel Bileşenleri	3
3. KOMPRESÖRLERDE ZAMANA BAĞLI ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	8
3.1. Giriş	8
3.2. Kompresörlerin Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar	8
3.2.1. Kompresörlerin Modellenmesi ile İlgili Genel Çalışmalar	8
3.2.2. Silindir Isı Transferinin Modellenmesi	30
3.2.3. Port ve Valf Yaprığındaki Akışın Modellenmesi	33
3.2.4. Valf Yaprığı Hareketinin Modellenmesi	37
3.2.5. Kompresör Emme Hattında Zamana Bağlı Akışın Modellenmesi	40
3.2.6. Sonuçlar	42
3.3. Gelişmekte Olan Pulsatif Akışlarda Isı Transferi ile İlgili Çalışmalar	43
3.3.1. Gelişmekte Olan Sürekli Rejimdeki Akışlarda Isı Transferi	43
3.3.2. Boru veya Kanal İçerisinde Laminer Salınımlı ve Pulsatif Akışlar	50
3.3.2. Boru veya Kanal İçerisinde Türbülanslı Salınımlı ve Pulsatif Akışlar	66
3.3.4. Diğer Geometri ve Şartlardaki Çalışmalar	69
3.3.5. Sonuçlar	75
3.4. Literatür Araştırması Sonuçları	76
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	78
4.1. Giriş	78
4.2. Model Kompresörlerin Deneysel Olarak İncelenmesi	78
4.2.1. Kalorimetre Deneyleri	78
4.2.2. Kompresör İndikatör Diyagramının Çıkarılması	87
4.2.3. Emme Valf Yaprığı Deplasmanının Ölçümü	95
4.3. Deneysel Çalışma Sonuçları	99
5. SAYISAL ÇALIŞMALAR	101
5.1. Giriş	101
5.2. Buhar Sıkıştırılmalı İdeal Çevrim Analizi	101
5.3. Kompresör Sayısal Modelinin Oluşturulması	112
5.3.1. İzobütan Akışkanının Modellenmesi	112
5.3.2. Piston Kinematiğinin Modellenmesi	120

5.3.3. Silindir Proseslerinin Modellenmesi	124
5.3.4. Valf Yaprığı Katı Cisim Modeli	128
5.3.5. Port ve Valf Yaprığı Kuvvet ve Akış Modelleri	133
5.3.6. Kompresör Global Simülasyon Programı	137
5.3.7. Kompresör Simülasyonu Sonuçları	143
5.3.8. Model ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	151
5.4. Gelişmekte Olan Pulsatif Akışlarda Isı Transferinin Modellenmesi	154
5.4.1. Katı Cidarlarda Zamana Bağlı Isı İletimi	155
5.4.2. Sürekli Rejimde Gelişmekte Olan Akışlar	166
5.4.2.1. Isıl olarak gelişmekte olan bölge	167
5.4.2.2. Laminer akış alanının çözülmesi	179
5.4.2.3. Hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akışlar	189
5.4.3. Salınlı ve Pulsatif Akışların İncelenmesi	194
5.4.3.1. Hidrodinamik olarak gelişmiş salınlı akışlar	195
5.4.3.2. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınlı akışlar	203
5.4.3.3. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan pulsatif akışlar	210
5.5. Zamana Bağlı Akış ve Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisi	214
5.6. Sayısal Çalışma Sonuçları	216
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	218
KAYNAKLAR	220
ÖZGEÇMİŞ	227

KISALTMALAR

CFD	: Computational Fluid Dynamics
NIST	: National Institute of Standards and Technology
PID	: Proportional Integral Derivative
PV	: Basınç Hacim (İndikatör Diyagramı)
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)
SG	: Strain Gage (Uzama Ölçer)
SIMPLER	: Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations-Revised
TDMA	: TriDiagonal Matrix Algorithm

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Kompresör içi sıcaklık haritası, R134a, -23.3°C / +54.4°C, [14]...	27
Tablo 3.2. Farklı Nusselt sayısı tanımlarının deneysel verilerle karşılaştırılması [43], $\omega^*=6.18$, $Re=385$, $Pr=0.7$	60
Tablo 4.1. ASHRAE testinde ölçülen büyüklüklerin değerlendirilmesi.....	85
Tablo 4.2. Model B kompresör kalorimetre ve indikatör diyagramı ölçüm sonuçları.....	93
Tablo 5.1. Model A kompresör için ASHRAE çalışma şartlarında kompresör çevrimi özellikleri.....	109
Tablo 5.2. Farklı çalışma şartları için ideal çevrim analizi.....	111
Tablo 5.3. R600a ve R134a gazları için termofiziksel özellikler [94].....	113
Tablo 5.4. R600a gazı sıkıştırılabilirlik çarpanının hesaplanması için belirlenen katsayılar.....	115
Tablo 5.5. İzobütan gazı için özgül iç enerjinin sıcaklığın fonksiyonu olarak modellenmesi.....	118
Tablo 5.6. Emme port ve valf yaprağı akış ve kuvvet katsayılarının performansa etkisi.....	146
Tablo 5.7. Egzos port ve valf yaprağı akış ve kuvvet katsayılarının performansa etkisi.....	148
Tablo 5.8. Sönüm katsayılarının performansa etkisi.....	150
Tablo 5.9. Simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması.....	151
Tablo 5.10. Emme hattı katı cidarında zamana bağlı ısı transferi için simülasyon matrisi.....	159
Tablo 5.11. Akışkan özellikleri (R600a, 0.624 bar, 50°C).....	176
Tablo 5.12. Ağ yapısı ve hata teriminin hesaplanan Reynolds sayısına etkisi.	186
Tablo 5.13. Ağ yapısının ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	188
Tablo 5.14. Ağ yapısının Reynolds ve ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	191
Tablo 5.15. Sürekli rejimdeki akışın periyodik çözüm ile elde edilmesi.....	196
Tablo 5.16. Zaman adımının simülasyon sonuçlarına etkisi.....	199
Tablo 5.17. Hidrodinamik olarak gelişmiş akışlarda salınım genlik ve frekansının akış ve ısı transferine etkisi.....	201
Tablo 5.18. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda salınım genlik ve frekansının akış ve ısı transferine etkisi.....	204
Tablo 5.19. Zamana bağlı akış ve ısı transferinin etkisi.....	214
Tablo 5.20. Gelişmekte olan pulsatif akışın kompresör performansına etkisi..	215

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Örnek bir kompresörün kesit resmi.....	3
Şekil 2.2 : Örnek bir kompresör kit grubunun üstten görünüşü.....	4
Şekil 2.3 : Örnek bir kompresörün önden görünüşü.....	5
Şekil 2.4 : Örnek bir emme valf yaprağı formu.....	6
Şekil 2.5 : Ölü hacmin azaltılmasında kullanılan piston pimi.....	6
Şekil 3.1 : Kompresör indikatör diyagramı [2].....	9
Şekil 3.2 : Sıkıştırma sırasında silindirdeki gazın T-s diyagramı [2].....	10
Şekil 3.3 : Kompresör çevrimi için gerçek T-s diyagramı [2].....	10
Şekil 3.4 : Global model ile hesaplanan volümetrik verimin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [2].....	11
Şekil 3.5 : Emme ve egzoz hattındaki ısınma ve soğuma [3].....	12
Şekil 3.6 : Hesaplanan kompresör gücünün deneysel verilerle karşılaştırılması [3].....	12
Şekil 3.7 : Kompresörün modellenmesi için kullanılan şema [8].....	15
Şekil 3.8 : Port ve valf yaprağı için seri orifis modeli [8].....	16
Şekil 3.9 : Silindir basıncındaki değişim [9].....	18
Şekil 3.10 : Emme valf yaprağı hareketi ve kütle akışı [9].....	18
Şekil 3.11 : Isıl analiz için kompresörün altı bölgeye ayrılması [6].....	19
Şekil 3.12 : Üç farklı buharlaşma sıcaklığı için kompresör indikatör diyagramı [6].....	20
Şekil 3.13 : Valf yaprağı kalınlığının yaprak deplasmanına etkisi [10].....	21
Şekil 3.14 : Kompresör içerisindeki akışın bir boyutlu olarak modellenmesi için kullanılan geometri [11].....	22
Şekil 3.15 : Kompresör içerisinde ısı transferi patikaları [11].....	23
Şekil 3.16 : Kompresör sıkıştırma işinin belirlenmesi için hazırlanan test sistemi [11].....	23
Şekil 3.17 : Deneysel ve nümerik kompresör indikatör diyagramının karşılaştırılması [11].....	24
Şekil 3.18 : Farklı buharlaşma sıcaklıkları için kompresör indikatör diyagramı [12].....	25
Şekil 3.19 : Farklı buharlaşma sıcaklıkları için yaprak hareketleri [12].....	26
Şekil 3.20 : Farklı hal denklemlerinin sıkıştırma sonu sıcaklığına etkisi [15].....	29
Şekil 3.21 : Silindir içi ısı transferinin krank açısı ile değişimi [17].....	31
Şekil 3.22 : Silindir gazı sıcaklığının krank açısına bağlı olarak değişimi [18]....	33
Şekil 3.23 : Valf yaprağı açıklığından oluşan difüzör modeli [24].....	35
Şekil 3.24 : Belirli şartlar altında valf yaprağı üzerindeki boyutsuz basınç dağılımı [24].....	36
Şekil 3.25 : Port ve valf yaprağındaki akışın modellenmesi için kullanılan geometri [25].....	37
Şekil 3.26 : Zamana bağlı akış simülasyonunda elde edilen akım çizgileri [25].	37
Şekil 3.27 : Emme ve egzoz valf yaprağı deplasmanı [28].....	39
Şekil 3.28 : Sayısal ve deneysel emme valf yaprağı deplasmanı [29].....	40
Şekil 3.29 : Emme plenumunda basınç dalgalanmaları [33].....	41

Şekil 3.30	: Emme valf yaprağı deplasmanı ve plenum basınç dalgalanmaları [34].....	41
Şekil 3.31	: Kanal içerisinde ısı olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı [37].....	44
Şekil 3.32	: Boru içerisinde ısı olarak gelişmekte olan akışlar için problem geometrisi [39].....	46
Şekil 3.33	: Isı olarak gelişmekte olan bölgede ısı akısının aksenal yönde değişimi [39].....	46
Şekil 3.34	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda ortalama sürtünme katsayısı [37].....	47
Şekil 3.35	: Kanal içerisinde gelişmekte olan akışlar için problem geometrisi [40].....	48
Şekil 3.36	: Kanal içerisinde gelişmekte olan akışlar için farklı kesitlerde hız profili [40].....	48
Şekil 3.37	: Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan mikrokanalların incelenmesi için kullanılan geometri [41].....	49
Şekil 3.38	: Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan bölge için yerel Nusselt sayısının kanal geometrisi ile değişimi [41].....	50
Şekil 3.39	: Hidrodinamik olarak gelişmekte ve gelişmiş olan akışlar için Nusselt sayısının değişimi [41].....	50
Şekil 3.40	: Prandtl sayısı ve frekans parametresinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [42].....	54
Şekil 3.41	: β parametresi ve boyutsuz frekansın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [42].....	54
Şekil 3.42	: Salınlımlı akışta Nusselt sayısı tanımlarının karşılaştırılması [43]...	59
Şekil 3.43	: Farklı frekanslar için salınım genliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [43].....	60
Şekil 3.44	: Salınım frekansının ısı transferi üzerindeki etkisi [43].....	60
Şekil 3.45	: Boru içerisindeki laminar pulsatif akışların boru cidarında yarattığı sıcaklık salınımları [44].....	61
Şekil 3.46	: Salınım frekansının akış boyunca Nu sayısına etkisi [45].....	64
Şekil 3.47	: Salınım frekansı ve Pr sayısının Nu sayısı üzerindeki etkisi [46]....	65
Şekil 3.48	: Pulsatif iki fazlı akışlarda elde edilen ısı transferinin farklı rejimdeki akışlarla karşılaştırılması [51].....	66
Şekil 3.49	: Kanal içerisinde merkez çizgi maksimum hızının Womersley sayısı ve salınım genliği ile değişimi [52].....	67
Şekil 3.50	: Kritik Reynolds sayısının Womersley sayısı ile değişimi [52].....	68
Şekil 3.51	: Farklı türbülans modellerinin belirli bir kesitte anlık Nusselt sayısına etkisi [54].....	69
Şekil 3.52	: Geri-kademeli laminar akışlarda akışın cidardan ayrılmasının araştırılması için kullanılan geometri [56].....	70
Şekil 3.53	: Hareketli cidarlara sahip bir kanal içerisinde salınlımlı akışın incelenmesi için problem geometrisi [63].....	71
Şekil 3.54	: Pulsatif jet için merkez hızının zamanla değişimi [65].....	72
Şekil 3.55	: Düz boru geometrisinde pulsatif akışların incelenmesi için kullanılan deney sistemi [83].....	73
Şekil 3.56	: Dört zamanlı motorun emme hattında ölçülen hız değerinin zamanla değişimi [83].....	74
Şekil 3.57	: Otomobil katalizöründe pulsatif akış karakteri [84].....	75
Şekil 4.1	: Kompresör kalorimetresi test düzeneğinin şematik gösterimi.....	79
Şekil 4.2	: ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca buharlaşma basıncının değişimi.....	82
Şekil 4.3	: ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca sistem sıcaklıklarının değişimi.....	83

Şekil 4.4	: ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca kompresör muhafaza ve çıkış sıcaklığının zamanla değişimi.....	83
Şekil 4.5	: ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca kompresör soğutma kapasitesi ve giriş gücünün zamanla değişimi.....	84
Şekil 4.6	: Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel soğutma kapasitesi.....	86
Şekil 4.7	: Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel giriş gücü.....	86
Şekil 4.8	: Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel soğutma etkinlik katsayısı.....	87
Şekil 4.9	: İndikatör diyagramı ölçümünde kullanılan enkoderin genel görünüşü [89].....	88
Şekil 4.10	: Enkoder sinyal formu [89].....	88
Şekil 4.11	: Krank açısının belirlenmesinde kullanılan enkoderin krank şaftına montajı.....	89
Şekil 4.12	: Silindir basınç sensörünün valf tablasına montajı.....	89
Şekil 4.13	: İki farklı sıcaklıkta silindir basınç sensörü kalibrasyonu.....	90
Şekil 4.14	: Emme plenumu basınç sensörünün iki farklı sıcaklıkta kalibrasyonu.....	90
Şekil 4.15	: İndikatör diyagramı için hazırlanan kompresörün genel görünümü.....	91
Şekil 4.16	: Model B kompresör indikatör diyagramı – deneysel.....	92
Şekil 4.17	: Emme safhasında deneysel ve ideal silindir basıncı.....	93
Şekil 4.18	: Silindir ve emme plenumu basıncı.....	94
Şekil 4.19	: Emme hattı basınç farkı.....	95
Şekil 4.20	: Emme valf yaprağına SG yapıştırılması için örnek uygulama.....	96
Şekil 4.21	: Yaprak deplasmanı, kuvvet ve SG çıkış sinyalinin kalibre edilmesi.....	96
Şekil 4.22	: Kuvvet sensörü çıkışı - yaprak deplasmanı kalibrasyonu.....	97
Şekil 4.23	: SG çıkış sinyalinin kalibre edilmesi.....	98
Şekil 4.24	: Emme valf yaprağı deplasman ölçümü - SG çıkış sinyali.....	98
Şekil 4.25	: SG çıkış sinyali, ASHRAE şartları rejim durumu.....	99
Şekil 5.1	: Standart ASHRAE şartları için R600a soğutkanının ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi.....	102
Şekil 5.2	: Özgül soğutma kapasitesinin yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.....	103
Şekil 5.3	: Kompresör özgül giriş gücünün yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.....	103
Şekil 5.4	: Soğutma etkinlik katsayısının yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.....	104
Şekil 5.5	: Model A kompresör için ideal sıkıştırma prosesi.....	105
Şekil 5.6	: Çalışma basınç aralığında R600a gazının özgül ısılarının oranının değişimi.....	107
Şekil 5.7	: Model A Kompresörü için ASHRAE şartlarında kompresör ideal indikatör diyagramı.....	108
Şekil 5.8	: Model A Kompresörü için ASHRAE şartlarında ideal T-s diyagramı.....	109
Şekil 5.9	: Farklı çalışma şartları için ideal ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması.....	111
Şekil 5.10	: Farklı çalışma şartları için ideal ve deneysel kompresör giriş gücünün karşılaştırılması.....	112
Şekil 5.11	: R600a soğutkanının sıkıştırılabilirlik çarpanı değerlerinin genelleştirilmiş diyagram ile karşılaştırılması.....	114
Şekil 5.12	: R600a gazı hal denkleminde yer alan katsayının sıcaklığa bağlı değişimi.....	115
Şekil 5.13	: İzobütan hal denkleminin sıkıştırma prosesi için sınanması.....	116
Şekil 5.14	: İzobütan için özgül hacmin basınç ve sıcaklıkla değişimi.....	117

Şekil 5.15	: İzobütan için özgül iç enerjinin sıcaklık ve özgül hacimle değişimi..	117
Şekil 5.16	: İzobütan özgül iç enerji fonksiyonunun sınanması - izentropik sıkıştırma.....	119
Şekil 5.17	: Krank-biyel mekanizmasının şematik gösterimi.....	121
Şekil 5.18	: Model B kompresör için piston konumu ve anlık piston hızının krank açısı ile değişimi.....	123
Şekil 5.19	: Model B kompresör için anlık piston hızı ve ivmesinin krank açısı ile değişimi.....	124
Şekil 5.20	: Silindir kontrol hacmi için kütle, ısı ve iş etkileşiminin en genel hali.....	124
Şekil 5.21	: Yaprak titreşim denkleminin ayrıklaştırılmasında kullanılan geometri.....	130
Şekil 5.22	: Model B kompresörü emme valf yaprağının serbest titreşim hareketi.....	133
Şekil 5.23	: Kompresör simülasyonu genel akış şeması.....	138
Şekil 5.24	: Sıkıştırma ve egzoz safhasının hesaplanması detay akış şeması..	140
Şekil 5.25	: Yakınsama kriterlerinin soğutma kapasitesine etkisi.....	142
Şekil 5.26	: Yakınsama kriterlerinin soğutma performansı hesabına etkisi.....	143
Şekil 5.27	: Yakınsama kriterlerinin iterasyon sayısına etkisi.....	143
Şekil 5.28	: Emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının silindir basıncına etkisi.....	144
Şekil 5.29	: Emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının deplasmana etkisi...	144
Şekil 5.30	: Emme valf yaprağı kuvvet katsayılarının silindir basıncına etkisi....	145
Şekil 5.31	: Emme valf yaprağı kuvvet katsayılarının valf deplasmanına etkisi.	145
Şekil 5.32	: Port ve valf yaprağı akış katsayılarının silindir basıncına etkisi - egzoz safhası.....	147
Şekil 5.33	: Egzoz port ve valf yaprağı akış katsayılarının valf deplasmanına etkisi.....	147
Şekil 5.34	: Sönüm katsayısının emme valf yaprağı deplasmanına etkisi.....	149
Şekil 5.35	: Sönüm katsayısının egzoz valf yaprağı deplasmanına etkisi.....	149
Şekil 5.36	: Dinamik basınç kuvvet katsayısının egzoz valf yaprağı deplasmanına etkisi.....	150
Şekil 5.37	: Deneysel ve sayısal indikatör diyagramlarının karşılaştırılması.....	152
Şekil 5.38	: Deneysel ve sayısal silindir basıncı değerlerinin karşılaştırılması...	152
Şekil 5.39	: Sayısal ve deneysel olarak elde edilen valf deplasmanlarının karşılaştırılması.....	153
Şekil 5.40	: Kompresör emme hattı çıkışında debi karakteri.....	154
Şekil 5.41	: Yayılım probleminin çözümü için geometrinin sonlu hacimlere bölünmesi [96, 97].....	156
Şekil 5.42	: Bir boyutlu yayılım problemi için analitik ve sayısal çözümlerin karşılaştırılması.....	156
Şekil 5.43	: Üç farklı zaman için sayısal ve analitik sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması.....	158
Şekil 5.44	: Susturucu katı cidarı için Biot sayısının ısı taşınım katsayısı ile değişimi.....	159
Şekil 5.45	: Simülasyon 1 için farklı kesitlerde sıcaklık değişimi (Bi:1, f:0.4).....	161
Şekil 5.46	: Simülasyon 1 için emme hattı katı cidarında sıcaklığın zamanla değişimi (Bi:1, f:0.4, x:L).....	161
Şekil 5.47	: Isı akısının çevrimsel olarak değişimi (Bi=1, f:0.4).....	162
Şekil 5.48	: Çevrimsel ısı transferinin zamanla değişimi.....	162
Şekil 5.49	: Ağ yapısı ve zaman adımının cidardaki sıcaklık hesabına etkisi....	163
Şekil 5.50	: Ağ yapısı ve zaman adımının çevrimsel ısı transferine etkisi.....	164
Şekil 5.51	: Üç farklı salınım frekansı için katı cidarda sıcaklık salınımı (Bi:1)...	164
Şekil 5.52	: Emme hattı katı cidarındaki sıcaklığın zamanla değişimi (Bi:5).....	166
Şekil 5.53	: Biot sayısının sıcaklık salınımları üzerindeki etkisi.....	166

Şekil 5.54	: Kontrol hacmi için sınır ve boyutların belirlenmesi.....	168
Şekil 5.55	: Genel değişkenin farklı Pe sayıları için eksenel yöndeki değişimi...	169
Şekil 5.56	: İki boyutlu durumlar için taşınım-yayılım probleminin geometrisi....	170
Şekil 5.57	: Sıcaklık alanının hesaplanmasında kullanılan ağ yapısı ve sınır şartları.....	173
Şekil 5.58	: İki boyutlu taşınım-yayılım problemlerinin çözümü için algoritma....	175
Şekil 5.59	: Isıl olarak gelişmekte olan laminar akışlarda yerel Nu sayısı.....	177
Şekil 5.60	: Kanal içerisindeki laminar akış için sıcaklık alanı ($^{\circ}\text{C}$), $\text{Re}=2000$, 640×60	178
Şekil 5.61	: Isıl olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı.....	178
Şekil 5.62	: Isıl olarak gelişmekte olan akış için sıcaklık dağılımı ($^{\circ}\text{C}$), $L=0.15$ m, $\text{Re}=2000$	179
Şekil 5.63	: Akış alanının çözülmesinde kullanılan kaydırılmış ağ yapısı.....	181
Şekil 5.64	: Akış alanının çözülmesinde uygulanan SIMPLER algoritması [96, 97].....	184
Şekil 5.65	: Kanal içerisinde tam gelişmiş hız dağılımı (m/s), $\text{Re}=1951$, 120×80	187
Şekil 5.66	: Hidrodinamik olarak gelişmiş akış için hız profili, $\text{Re}=1956$	187
Şekil 5.67	: Isıl olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı.....	189
Şekil 5.68	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışların çözülmesinde kullanılan ağ yapısı.....	189
Şekil 5.69	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda ortalama sürtünme katsayısı.....	191
Şekil 5.70	: Kanal içerisinde hidrodinamik olarak gelişmekte olan akış için eksenel hız alanı.....	192
Şekil 5.71	: Kanal içerisinde farklı kesitlerde eksenel hız bileşeni.....	192
Şekil 5.72	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda düşey hız bileşeni (m/s).....	193
Şekil 5.73	: Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış için sıcaklık alanı.....	193
Şekil 5.74	: Isıl olarak gelişmekte olan bölge için farklı şartlarda yerel Nusselt sayısı.....	194
Şekil 5.75	: Salınlı basınç gradyeni örneği.....	195
Şekil 5.76	: Yakınsama kriterinin zamana bağlı Reynolds sayısına etkisi.....	197
Şekil 5.77	: Salınlı akışta hız profilinin değişimi ($\text{Wo}:1$).....	197
Şekil 5.78	: Salınlı akışta ortalama sıcaklığın zamanla değişimi ($\text{Wo}:1$).....	198
Şekil 5.79	: Farklı kesitlerde Nusselt sayısının zamanla değişimi ($\text{Wo}:1$).....	198
Şekil 5.80	: Zaman adımı sayısının anlık Reynolds sayısına etkisi ($\text{Wo}:5$).....	200
Şekil 5.81	: Salınım frekansının anlık Reynolds sayısına etkisi, $\beta:0.5$	202
Şekil 5.82	: Salınım genliğinin anlık Reynolds sayısına etkisi, $\text{Wo}:10$	202
Şekil 5.83	: Kanal girişinde yerel Nusselt sayısının zamanla değişimi, $x/dh:0.18$, $\text{Wo}:10$	203
Şekil 5.84	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınlı akışlar için anlık Reynolds sayısının salınım frekansı ile değişimi, $\beta:0.5$	205
Şekil 5.85	: Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınlı akışlarda ortalama Reynolds sayısının salınım frekansı ile değişimi, $\beta:0.5$	206
Şekil 5.86	: Yerel Nusselt sayısının farklı kesitlerde çevrim boyunca değişimi, $\text{Wo}:1$, $\beta:0.5$	207
Şekil 5.87	: Cidar ile yığın sıcaklık arasındaki boyutsuz sıcaklık farkının farklı kesitlerde çevrim boyunca değişimi, $\text{Wo}:1$, $\beta:0.5$	207
Şekil 5.88	: Çevrimin farklı anlarında kanal içerisinde sıcaklık dağılımı a) 0, b) $\pi/2$, c) π , d) $3\pi/2$, e) 2π , $\text{Wo}:1$, $\beta:0.5$	208
Şekil 5.89	: Boyutsuz salınım genliğinin anlık Reynolds sayısına etkisi, $\text{Wo}:10$	209

Şekil 5.90	: Boyutsuz salınım genliğinin ortalama Reynolds sayısına etkisi, $Wo:10$	209
Şekil 5.91	: Pulsatif akış simülasyonunda kullanılan zamana bağlı basınç gradyeni.....	210
Şekil 5.92	: Pulsatif akış için zamana bağlı Reynolds sayısı.....	211
Şekil 5.93	: Pulsatif akışta farklı anlarda yığın sıcaklığın değişimi.....	211
Şekil 5.94	: Yığın sıcaklığın çevrim içerisinde zamanla değişimi ($x/dh: 0.136$)..	212
Şekil 5.95	: Yığın sıcaklığın çevrim içerisinde zamanla değişimi ($x/dh: 10.714$).....	213
Şekil 5.96	: Farklı kesitlerde Nusselt sayısının zamanla değişimi.....	213
Şekil 5.97	: Pulsatif ve gelişmekte olan akışın emme safhasında silindir basıncına etkisi.....	217

SEMBOL LİSTESİ

a	: Boru yarıçapı
a_e	: x momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasının katsayısı
a_n	: y momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasının katsayısı
a_{nb}	: Yayılım-taşınım problemlerinde komşu düğüm noktalarının katsayısı
$a_{E,P,W}$	: Sonlu hacimler tekniğinde komşu düğüm noktalarının katsayıları
b	: Sonlu hacimler tekniğinde kaynak terimi
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı
d	: Çap
d_c	: Silindir çapı
d_{dp}	: Egzos port çapı
d_e	: Hız düzeltmesi eşitliğinde katsayı (Eşitlik 5.138)
d_h	: Hidrolik çap
e	: Özgül enerji
f	: Yerel sürtünme katsayısı
$\bar{f}$	: Ortalama sürtünme katsayısı
h	: Isı taşınım katsayısı
$\bar{h}$	: Ortalama ısı taşınım katsayısı
$h_{1,2,3,4}$	: Soğutma çevriminde farklı noktalarda özgül entalpi
$h_{b,\zeta}$	: Buharlaştırıcı çıkışındaki özgül entalpi
$h_{b,g}$	: Buharlaştırıcı girişindeki özgül entalpi
$h_{c,cyl}$	: Silindir içerisinde taşınım ile ısı geçiş katsayısı
h_{dv}	: Egzos valfindeki akışın özgül entalpisi
h_{dp}	: Egzos plenumundaki akışın özgül entalpisi
h_{lk}	: Silindir piston arasındaki soğutkan kaçağının özgül entalpisi
h_{sv}	: Emme valfindeki akışın özgül entalpisi
h_{shell}	: Muhafaza içindeki akışın entalpisi
h_{sp}	: Emme plenumundaki akışın entalpisi
k	: Isıl iletkenlik
k_{cyl}	: Silindir içerisindeki soğutkanın ısı iletkenliği
$k_{e,w}$	: Arayüz ısı iletkenliği

l_{cr}	: Biyel uzunluğu
m	: Kütle
m_{cyl}	: Anlık olarak silindirde bulunan kütle
$\dot{m}$	: Çevrim ortalaması alınmış kütleselele debi
$\dot{m}_c$	: Kompresör nominal kütleselele debisi
$\dot{m}_{dv}$	: Egzos valf yaprağından geçen anlık kütleselele debi
$\dot{m}_{lk}$	: Silindir piston arasındaki kaçak gaz debisi
$\dot{m}_{sv}$	: Emme valf yaprağından geçen anlık kütleselele debi
n	: Politropik üs
p	: Basınę
p_{cri}	: Kritik basınę
p_{cyl}	: Anlık silindir basıncı
p_{dis}	: Kompresör çıkış basıncı
p_{dp}	: Egzos plenumu basıncı
p_{suc}	: Kompresör giriş basıncı
p_{red}	: İndirgenmiş basınę
p^*	: SIMPLER algoritmasında tahmini basınę değeri
p'	: SIMPLER algoritmasında basınę için düzeltme terimi
$p_{P,E,N}$	: Kontrol hacimlerindeki basınę değeri
q_w	: Cidardaki ısı akısı
r	: Radyal koordinat
r^*	: Boyutsuz radyal koordinat
r_{cr}	: Krank strok mesafesi
s	: Silindir-piston arasındaki radyal açıklık
t	: Zaman
t^*	: Boyutsuz zaman
u	: Eksenel hız bileşeni
$u_{1,2,3,4}$	: Kompresör çevriminde farklı noktalarda özgül iç enerji
u^*	: SIMPLER algoritmasında tahmini eksenel hız
u'	: SIMPLER algoritmasında eksenel hız için düzeltme terimi
u_{cyl}	: Silindir içerisindeki kütlenin anlık özgül iç enerjisi
u_e	: x momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasındaki hız
u_m	: Ortalama hız
u_{nb}	: x momentum denkleminde komşu düğüm noktalarındaki hız

$\bar{u}_p$	: Ortalama piston hızı
u_0^*	: Akışın sürekli rejim kısmına ait boyutsuz eksenel hız bileşeni
u_1^*	: Akışın salınımlı kısmına ait boyutsuz eksenel hız bileşeni
u^g	: SIMPLER algoritmasında hesaplanan geçici eksenel hız
v	: Düşey hız bileşeni
v_{dv}	: Egzos valfindeki akışın ortalama hızı
v_{lk}	: Silindir piston arasındaki akışın ortalama hızı
v_n	: y momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasındaki hız
v_{nb}	: y momentum denkleminde komşu düğüm noktalarındaki hız
v_{sv}	: Emme valfindeki akışın ortalama hızı
v^*	: SIMPLER algoritmasında tahmini düşey hız
v'	: SIMPLER algoritmasında düşey hız için düzeltme terimi
v^g	: SIMPLER algoritmasında hesaplanan geçici düşey hız
x	: Eksenel koordinat
x^*	: Boyutsuz eksenel koordinat
$\bar{x}$	: Graetz sayısı
x_{cl}	: Ölü hacme karşılık gelen piston mesafesi
x_{pist}	: Anlık piston konumu
$\dot{x}_{pist}$	: Anlık piston hızı
$\ddot{x}_{pist}$	: Anlık piston ivmesi
y	: Düşey koordinat
y_{dv}	: Egzos valf yaprağı deplasmanı
y_{sv}	: Emme valf yaprağı deplasmanı
A	: Alan
A_0	: Akışın sürekli rejimdeki kısmını sağlayan basınç gradyeni
A_1	: Akışın salınımlı kısmını oluşturan basınç gradyeninin genliği
A_{cyl}	: Silindirin anlık ısı transferi yüzey alanı
A_{dp}	: Egzos portu geometrik akış alanı
A_{dv}	: Egzos valf yaprağı geometrik akış alanı
$A_{e,n}$	: Basınç gradyeninin etkidiği ilgili yüzey alanı
A_{pist}	: Piston kesit alanı
Bi	: Biot sayısı
$C_{damp,dv}$	: Egzos valf yaprağı sönüm katsayısı
$C_{f,dvG}$	: Valf yaprağının port merkezi için kuvvet katsayısı
$C_{f,dyn}$	: Valf yaprağına etkiyen dinamik basınç kuvvet katsayısı
$C_{Z1,2,3}$	: Sıkıştırılabilirlik çarpanı modelinde kullanılan katsayılar (Eşitlik 5.18)

$C_{u0,1,2}$	: İç enerji modelinde kullanılan katsayılar (Eşitlik 5.21-23)
$D_{e,w,n,s}$	: Sonlu hacimler tekniğinde arayüzdeki yayılımın gücü
E	: Elastisite modülü
E_{cyl}	: Silindir içerisinde bulunan kütlenin anlık enerjisi
E_{RM}	: Kompresör çevrim simülasyonunda artık kütle için hata terimi
E_W	: Kompresör çevrim işi ile ilgili hata terimi
E_1, E_2	: Basınç sensörü kalibrasyon katsayıları
F_1, F_2	: Basınç sensörü kalibrasyon katsayıları
$F_{damp,dv}$	: Egzos valf yaprağına etkiyen sönüm kuvveti
$F_{dyn,dv}$	: Egzos valfine etkiyen dinamik basınç kuvveti
$F_{e,w,n,s}$	: Sonlu hacimler tekniğinde arayüzdeki taşınımın gücü
$F_{g,dv}$	: Statik basınç farkı nedeniyle egzoz valfinde oluşan gaz kuvveti
$F_{imp,dv}$	: Egzos valf yaprağına (çarpışma durumunda) etkiyen tepki kuvveti
GR	: Kontrol hacmi boyut oranı
H	: Kanal yüksekliği
I	: Atalet momenti
J_0	: Sıfırıncı dereceden birinci tip Bessel fonksiyonu
K	: Port veya valf yaprağı için akış katsayısı
K_{dp}	: Egzos portu akış katsayısı
K_{dv}	: Egzos valf yaprağı akış katsayısı
L	: Kanal uzunluğu
L_p	: Piston uzunluğu
Nu	: Nusselt sayısı
Nu_0	: Sürekli rejim durumundaki Nusselt sayısı
$Nu_{1,2,...}$	: Zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısı tanımları
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
P	: Birim uzunluğa etkiyen kuvvet
Pe	: Peclet sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı transferi
$\dot{Q}_e$	: Kompresör soğutma kapasitesi
$\dot{Q}_{cyl}$	: Silindir anlık ısı transferi
R	: Gaz sabiti
Re	: Reynolds sayısı
Re_w	: Salınımlı akış ile ilgili Reynolds sayısı
RM	: Kompresör çevrim simülasyonunda artık kütle

S	: Kaynak terimi
S_C	: Kaynak teriminin sabit kısmı
S_p	: Kaynak teriminin bağımlı değişkene bağlı kısmı
T	: Sıcaklık
T_0	: Homojen giriş sıcaklığı
T_c	: Silindirdeki gazın ortalama sıcaklığı
T_{cri}	: Kritik sıcaklık
T_{cyl}	: Silindir içerisindeki soğutkanın anlık sıcaklığı
$T_{cyl,w}$	: Silindir cidar sıcaklığı
T_d	: Silindiri terk eden soğutkanın sıcaklığı
T_f	: Taşınım ile ısı geçişinde yüzeyi çevreleyen akışkanın sıcaklığı
T_m	: Herhangi bir kesitteki yığın sıcaklık
T_s	: Silindire giren soğutkanın sıcaklığı
$\bar{T}_m$	: Çevrim ortalaması alınmış yığın sıcaklık
$\bar{T}_w$	: Çevrim ortalaması alınmış cidar sıcaklığı
T_{red}	: İndirgenmiş sıcaklık
$T_{E,P,W}$	: Sonlu hacimler tekniğinde komşu düğüm noktalarının sıcaklıkları
U	: İç enerji
U_{cyl}	: Silindir içindeki kütlenin anlık iç enerjisi
V	: Hacim
V_{cl}	: Kompresör ölü hacmi
V_{cyl}	: Anlık silindir hacmi
V_p	: Basınç sensörü sinyal çıkışı
V_T	: Basınç sensörü sıcaklık sinyal çıkışı
W	: İş, kompresörde çevrim işi
$\dot{W}_c$	: Kompresör nominal giriş gücü
Z	: Sıkıştırılabilirlik çarpanı
α	: Isıl difüzyivite
β	: Boyutsuz salınım genliği
χ	: Biyel açısı
ϕ	: Korunum denklemlerinde genel bağımlı değişken
γ	: Kompresörde sıkıştırılabilirlik faktörü (Eşitlik 3.14)
μ	: Dinamik viskozite
μ_{cyl}	: Silindir içerisindeki soğutkanın dinamik viskozitesi
ν	: Kinematik viskozite
θ	: Boyutsuz sıcaklık

θ_0	: Akışın sürekli rejim kısmına ait boyutsuz sıcaklık
θ_1	: Akışın salınımlı kısmına ait boyutsuz sıcaklık
θ_{1m}	: Akışın salınımlı kısmına ait ortalama boyutsuz sıcaklık
θ_{cr}	: Krank açısı
θ_m	: Boyutsuz yığın sıcaklık
$\overline{\theta_m}$	: Zaman ortalaması alınmış boyutsuz yığın sıcaklık
$\overline{\theta_w}$	: Cidardaki boyutsuz sıcaklığın zaman ortalaması
ρ	: Yoğunluk
ρ_{cyl}	: Silindirdeki soğutkanın anlık yoğunluğu
τ	: Salınım periyodu
τ_w	: Cidardaki kayma gerilmesi
v	: Özgül hacim
ω	: Salınım frekansı
ω^*	: Boyutsuz salınım frekansı
ω_c	: Kompresör açısal hızı
Δ	: Fark
Γ	: Korunum denklemlerinde genel yayılım katsayısı
Π	: Kompresör sıkıştırma oranı
Ω^*	: Boyutsuz salınım açısı

HERMETİK SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE ZAMANA BAĞLI ISI TRANSFERİNİN KOMPRESÖR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu doktora tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde akışkana aktarılan enerjinin bir göstergesi olan indikatör diyagramı, sayısal ve deneysel olarak incelenmiş; kompresör emme hattında gerçekleşen zamana bağlı akış ve ısı transferi de sayısal olarak incelenerek kompresör performansına olan etkileri irdelenmiştir.

Tez çalışmasının iki ana kısmından ilkinin oluşturan kompresör indikatör diyagramı ve performans belirleme çalışmaları, deneysel ve sayısal olarak yürütülmüştür. Deneysel çalışmalar kapsamında, üzerinde çalışılan kompresör modeline ait bir numune belirli çalışma şartlarında kalorimetre test sisteminde incelenerek soğutma kapasitesi, giriş gücü ve soğutma etkinlik katsayısı deneysel olarak elde edilmiştir. Kompresörlerde akışkana aktarılan enerjinin bir göstergesi olan indikatör diyagramı, krank açısı konumunun ve dolayısıyla piston konumunun belirlenmesi için optik bir enkoder ve silindir içerisinde zamana bağlı olarak değişen basıncın belirlenmesi için yüksek frekansta ölçüm yapabilen bir basınç transdüseri kullanılarak deneysel olarak elde edilmiştir. Silindire olan gaz girişini kontrol eden emme valf yaprağının hareketinin krankın açısı konumuna bağlı olarak elde edilebilmesi amacıyla bir uzama ölçer (strain gage) kullanılmıştır.

Kompresör indikatör diyagramının sayısal olarak incelenmesi kapsamında, öncelikle izobütan (R600a) soğutkanına ait özellikler, valf yapraklarının belirli yükler altında davranışını gösteren yaprağın katı cisim modeli, port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akışın hesaplanabilmesi için analitik akış modeli ve silindir içerisindeki proseslerin hesaplanabilmesi için bir silindir modeli geliştirilmiş ve bu modellerin birbirleri ile akuple bir şekilde çalışması sağlanarak kompresör indikatör diyagramı simülasyon modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model ile elde edilen veriler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve kompresör performans parametrelerinin yanısıra, valf yaprağının açılıp kapanması nedeniyle silindirde oluşan basınç dalgalanmalarının hassas bir şekilde hesaplanabildiği görülmüştür.

Tez çalışmasının ikinci kısmını oluşturan zamana bağlı akış ve ısı transferi incelemeleri, paralel levhalardan oluşan bir kanal geometrisi için sayısal olarak yürütülmüştür. Bu kısımda, öncelikli olarak sürekli rejimdeki akışlar için hidrodinamik sınır tabakanın gelişmiş, ısı sınır tabakanın ise gelişmekte olduğu durum, Graetz problemi, ele alınmış; ardından hem hidrodinamik hem de ısı sınır tabakanın gelişmekte olduğu durumun sayısal çözümü elde edilerek, hazırlanan kod literatürdeki bilgiler ile doğrulanmıştır.

Sürekli rejimdeki akışların yanısıra, bir salınım genliği ve frekansı ile karakterize edilebilen salınımlı akışlar hem hidrodinamik olarak gelişmiş, hem de hidrodinamik olarak gelişmekte olan durum için incelenerek salınım frekansı ve genliğinin akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Hidrodinamik olarak gelişmiş akışlar için

literatürde farklı çalışmalar mevcut olsa da, hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınlı akışlar için literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Yapılan çalışmalar dahilinde, ele alınan geometri için hidrodinamik olarak gelişmiş salınlı akışların ortalama akış ve ısı transferi üzerinde etkili olmadığı; bununla beraber, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda salınım genliğinin artırılmasının veya salınım frekansının azaltılmasının hem debiyi hem de ısı transferini azalttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Tez çalışmasının son adımı olarak, belirli bir genlik ile karakterize edilemeyen, bununla beraber çevrimsel olarak periyodik karaktere sahip pulsatif akışlar, kompresör emme hattındaki zamana bağlı basınç gradyeni özelinde sayısal olarak incelenerek bu akış yapısının kompresör performansına etkisi irdelenmiştir.

AN INVESTIGATION ON THE EFFECT OF TRANSIENT HEAT TRANSFER ON THE PERFORMANCE OF HERMETIC REFRIGERANT COMPRESSORS

SUMMARY

In this Ph.D. study, an experimental and numerical investigation was carried out on the indicator diagram which has been a measure of the energy transferred to the refrigerant inside the hermetic compressors; and the transient flow and heat transfer characteristics and effects through the suction line of compressors were studied numerically.

The research on the compressor indicator diagram and performance characterization, which has been one of the two major subjects of this thesis, was conducted both experimentally and numerically. A commercially available compressor model was tested at the calorimeter system at specific conditions and the refrigeration capacity, input power and the coefficient of performance were determined accordingly. The indicator diagram of this compressor was measured with the aid of an optical encoder which has been used to determine the instantaneous crank angle and hence the piston position; and a pressure transducer that could be used for high frequency measurements within the compressor cylinder. In addition to the indicator diagram measurements, a strain gage was used to measure the deflection of the suction valve that controls the gas flow to the cylinder through the suction port.

The numerical investigation of the indicator diagram of the compressor included the modeling of the various properties of the refrigerant isobutane (R600a), the structural modeling of the valve leaves to determine the deflection under various loading conditions, the modeling of the flow through ports and valve leaves and the modeling of the processes inside the cylinder from the thermodynamics point of view. The compressor simulation model was established by coupling all of these sub models. The output of this simulation program was compared with the experimental results and good agreement was observed both for the global performance parameters such as the refrigeration capacity and input power and more specific phenomena such as the cylinder pressure pulsations caused by the suction valve flutter.

The research on the second major subject of the thesis, transient flow and heat transfer, was conducted numerically for a two dimensional channel formed by parallel plates. In the first step, hydrodynamically developed thermally developing steady flows, the Graetz problem, was investigated and then the numerical solution was obtained for the hydrodynamically developing case. The simulation code was validated through the available data in the literature.

In addition to the steady state flow and heat transfer, the oscillating flows which could be characterized by a certain oscillation amplitude and frequency, were investigated both for the hydrodynamically developing and developed cases. Even though there are some studies in the literature concerning the heat transfer for hydrodynamically developed oscillating flows, to the best of the author's knowledge

this PhD study is known to be the first one to address the developing case. Within this study it was concluded that the oscillation had no effect on the average flow and heat transfer for the developed case and the specific geometry under consideration. However, it was shown that the increasing amplitude or the decreasing frequency had a negative effect on both the flow and the heat transfer for the hydrodynamically developing situation.

In the last step of the thesis, pulsating flows which can not be characterised with a certain pulsation amplitude but shows periodicity, was investigated focusing on the transient pressure gradient through the suction line of the refrigerant compressor under consideration.

1. GİRİŞ

Hermetik soğutucu akışkan kompresörleri, veya daha genelinde hermetik pistonlu kompresörler, soğutma, iklimlendirme ve proses endüstrileri başta olmak üzere bir çok farklı alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Buzdolabı ve klima gibi cihazların enerji tüketimi ile ilgili standartların yaygınlaşması ve çevre duyarlılığı, bu cihazların enerji tüketiminde önemli bir paya sahip olan kompresörlerin performansının geliştirilmesi için de güçlü bir neden ortaya koymaktadır. Bu bağlamda, gerek geometri ve gerekse yüksek çalışma frekansları nedeniyle ölçüm sistemlerinin yetersiz kaldığı kompresör araştırmalarında, kompresör indikatör diyagramının sayısal olarak elde edilmesi ve silindir girişi öncesinde soğutucu akışkanda meydana gelen ısınmanın önlenmesi büyük önem taşımaktadır.

Silindire gaz giriş ve çıkışını kontrol eden valfler, çevrimin belirli bir kısmında açık ve belirli bir kısmında kapalı olduğu için, kompresör emme ve egzoz hatlarında çevrimsel olarak periyodik ve bununla beraber belirli bir genlik ile karakterize edilemeyen pulsatif akış ve ısı transferine neden olmaktadır. Pistonlu makineler gibi yapay sistemlerle beraber solunum ve kan dolaşımı gibi biyolojik sistemlerde de önem kazanan pulsatif akışlar, hem basınç düşümü hem de akışkana olan ısı transferi kapsamında sürekli rejimdeki akışlardan farklılık göstermektedir.

Bu tez çalışmasının amaçlarından birisi, kompresörlerde silindire gaz giriş ve çıkışını kontrol eden emme ve egzoz port ve valf yapılarının yarattığı basınç düşümünün belirlenmesi ve kompresör performansını hesaplayabilecek bir simülasyon programının oluşturulmasıdır. Bu amaca yönelik olarak, kompresör indikatör diyagramı ve emme valf yaprağı titreşim hareketi deneysel olarak incelenmiş ve valf yapılarının hareketini de dikkate alan bir simülasyon programı hazırlanmıştır. Simülasyon programında kullanılan farklı katsayıların performansa olan etkisi incelenerek program deneysel verilerle doğrulanmıştır. Tez çalışmasının bir diğer amacı, valf yaprağı hareketi nedeniyle kompresör emme hattında oluşan pulsatif akışın, ısı transferi ve dolayısıyla kompresör performansına olan etkisinin araştırılmasıdır. Bu amaca ulaşmak için, kompresör emme hattı paralel levhalardan oluşan bir kanal olarak ele alınmış ve bu kanal içerisinde, belirli bir genlik ve frekans ile karakterize edilebilen salınımlı akışların ve periyodik olmakla beraber tek bir genlik ile karakterize edilemeyen pulsatif akışların sayısal olarak incelenebilmesi

amacıyla ayrı bir hesap programı hazırlanmıştır. Ele alınan kompresör modeline özgü pulsatif basınç gradyeninin kanal içerisindeki akışa uygulanması sonucunda, hesaplanan basınç düşümü ve ısı transferi bilgilerinin kompresör simülasyon programına aktarılması sayesinde, bu tür bir akışın kompresör performansı üzerindeki etkisi irdelenmeye çalışılmıştır.

Bu tez çalışmasının ikinci bölümünde, üzerinde çalışılan hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin farklı bileşenleri kısaca tanıtılmış ve tezin geri kalan kısmında kullanılan terminoloji oluşturulmaya çalışılmıştır. Hem kompresörlerin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi hem de farklı alanlardaki pulsatif akışlar ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler üçüncü bölümde verilmiştir.

Dördüncü bölümde, kompresörlerin deneysel olarak incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen kalorimetre ölçümleri, indikatör diyagramı ölçümleri ve valf yaprağı titreşiminin belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sunulmuştur. Beşinci bölüm tez kapsamında yapılan sayısal çalışmalara ayrılmış olup, kompresörlerin modellenmesi, hidrodinamik olarak gelişmiş ve gelişmekte olan sürekli rejimdeki akışların sonlu hacimler tekniği ile simülasyonu, salınımlı akışlarda akış ve ısı transferi karakteristikleri ve son olarak kompresör emme hattındaki pulsatif akışın akış ve ısı transferinde yarattığı değişikliklerin incelenmesi amacıyla yapılan simülasyon çalışmaları bu bölümde sunulmuştur. Altıncı bölümde ise sonuçlar ve öneriler yer almaktadır.

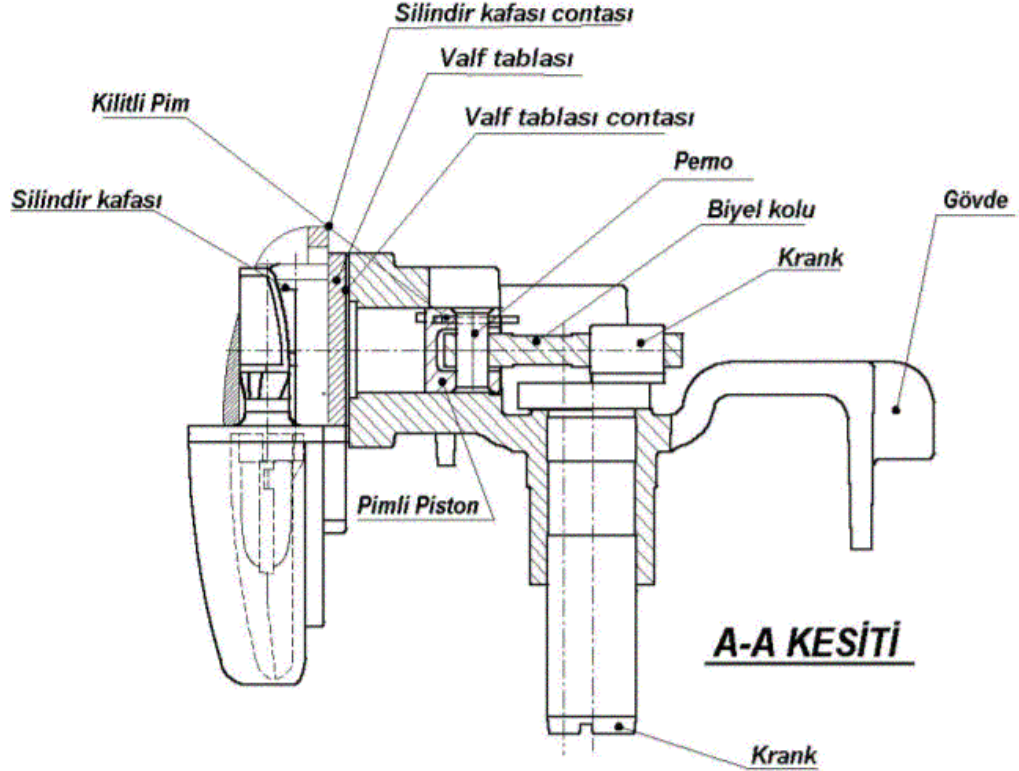
2. HERMETİK KOMPRESÖRLERİN TANITIMI

2.1. Giriş

Bu bölümde, doktora tez çalışması kapsamında deneysel ve sayısal olarak incelenen hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin genel özellikleri tanıtılmış ve kompresör içerisindeki farklı bileşenler ile ilgili terminoloji verilmeye çalışılmıştır.

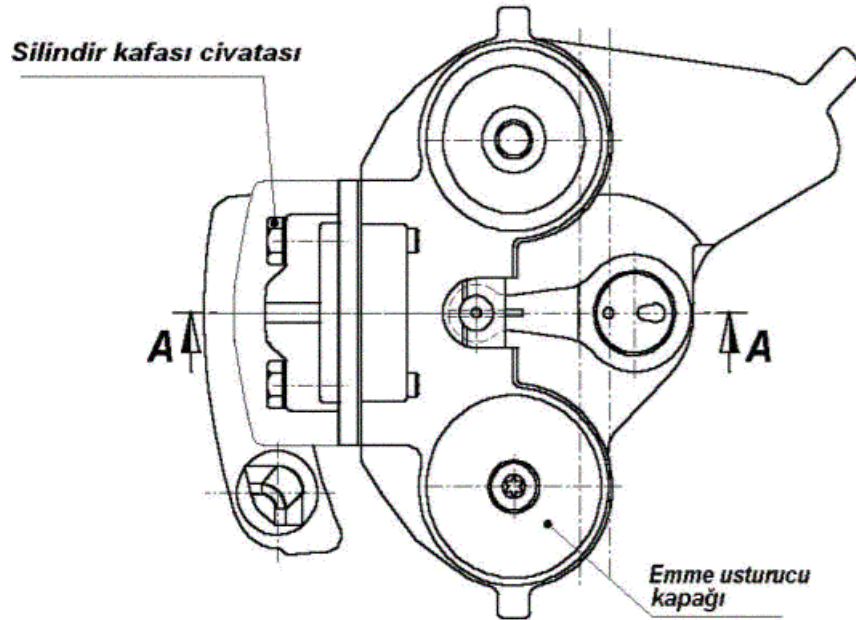
2.2. Kompresörlerin Temel Bileşenleri

Buzdolaplarında kullanılan hermetik soğutucu akışkan kompresörleri için örnek bir kesit resim Şekil 2.1’de sunulmuştur. Bu tür kompresörlerde, sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Arzu edilen kapasite ve kullanılan soğutucu akışkana göre strok hacmi 3-12 cm³ arasında olabilmektedir.



Şekil 2.1 Örnek bir kompresörün kesit resmi

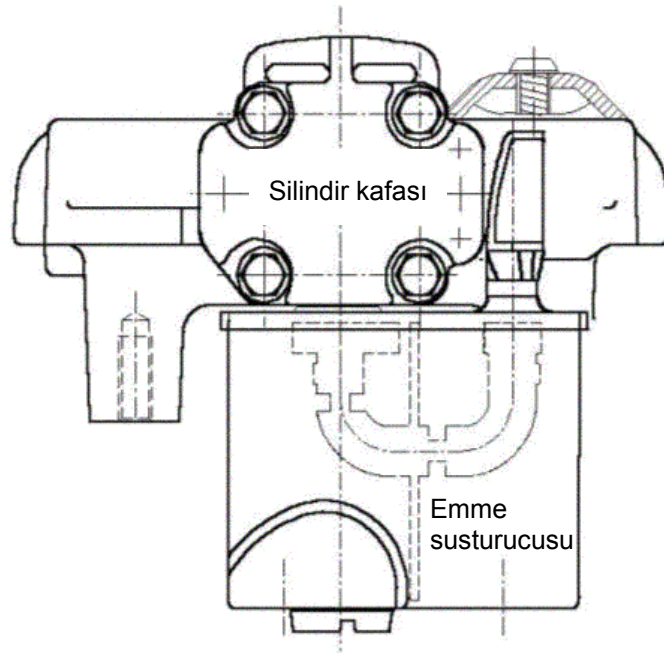
Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston ve silindir arasındaki açıklık kaçakları minimize edecek şekilde hassas olarak işlendiği için idealde bu açıklıktan soğutkan sızıntısı olmadığı kabul edilebilir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz portları bulunmaktadır. Bilindiği üzere, kompresörde elektriksel gücün mekanik güce çevrilmesini temelde rotor ve stator olmak üzere iki parçadan oluşan elektrik motoru sağlamaktadır. İçinde krankın geçeceği kadar bir boşluk bulunan silindirik yapıdaki rotor, Şekil 2.1’de sunulan krankın alt kısmına sıkı geçme olacak şekilde yerleştirilmektedir. Dış yüzeyi ise stator ile çevrelendiğinden dolayı motor sargılarının bir gerilime maruz kalması durumunda oluşan elektriksel ve manyetik alanlar sayesinde rotor ve buna bağlı olarak krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Konvansiyonel kompresörlerde krank-biyel mekanizması kullanılmakta olup krankın dönel hareketi biyel kolu vasıtasıyla pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Biyel kolunun krank ve piston ile olan bağlantısı Şekil 2.2’de sunulan üstten görünüşte görülmektedir. Gerek krank-gövde, krank-biyel ve gerekse piston-silindir arasındaki yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları, elektrik gücünün mekanik güce çevrilmesi sırasında meydana gelen elektrik motoru kayıplarından sonra ikinci grup kaybı oluşturmakta ve kompresör gücünün ideal değerden sapmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.2 Örnek bir kompresör kit grubunun üstten görünüşü

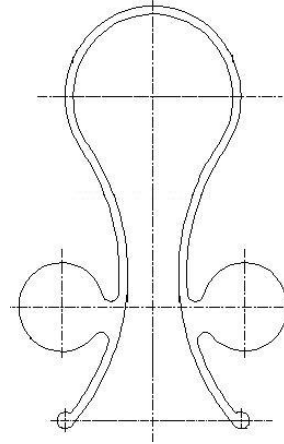
Kompresördeki termodinamik kayıplarla daha yakından ilgili olan susturucu ve silindir kafası bileşenleri ise örnek bir kompresörün önden görünüşünün sunulduğu Şekil 2.3’de görülmektedir. Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve göreceli olarak

düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharı öncelikle muhafaza içine dökülmekte ve muhafaza içinde bulunan yüksek sıcaklıktaki gaz ile karıştıktan sonra emme susturucusuna girmektedir. Günümüz teknolojisinde plastik kökenli malzemelerden üretilen emme susturucusunun temel işlevi kompresörün zamana bağlı çalışmasından kaynaklanan pulsatif akış nedeniyle oluşan basınç dalgalarını sönümlemek ve kompresör ses gücü düzeyini azaltmaktır. Susturucu içindeki borulardan geçtikten sonra soğutkan, emme plenumuna gelmekte ve buradan emme port ve valf yaprağı sayesinde silindir içerisine alınmaktadır. Pistonun alt ölü noktaya doğru olan hareketi tamamlanıp sıkıştırma fazına geçildiğinde ise, silindir içerisindeki basınç, emme plenumundaki basıncın üstüne çıkmakta ve tek taraflı olarak çalışan emme valf yaprağı otomatik olarak kapanmaktadır. Sıkıştırma fazının sonuna doğru silindir içerisindeki basınç egzoz plenumundaki basıncın üstüne çıktığında, egzoz valf yaprağı açılmakta ve yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz silindiri terk etmektedir. Egzoz plenumundan sonra gövde içerisine oyulmuş hacimlerden oluşan egzoz susturucusuna yönlendirilen soğutkan, daha sonra egzoz borusu adı verilen ve kompresör gövdesinin muhafaza içindeki hareketini sönümlemekte kullanılan bir boru vasıtasıyla muhafaza dışına gönderilmektedir. Şekil 2.1-2.3'de farklı yönlerden görünüşü sunulan örnek kompresör modelinde hem gövde üzerinde metal (Şekil 2.2) hem de gövdeden ayrı olarak plastik (Şekil 2.3) emme susturucusu bulunmaktadır. Bu tür bağlantılar ve susturucu içindeki odacıkların hacimleri kompresör ses gücü düzeyinin azaltılması amacıyla akustik açıdan yapılan hesaplarla belirlenmektedir.



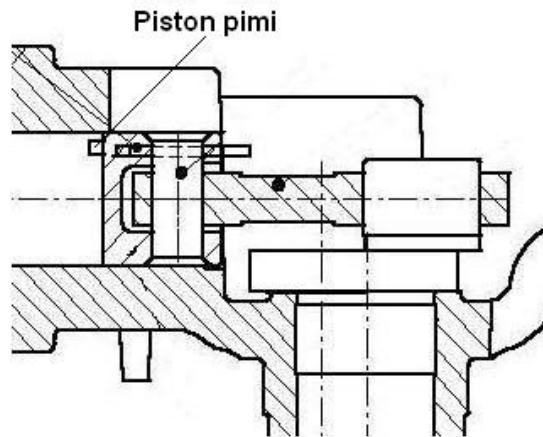
Şekil 2.3 Örnek bir kompresörün önden görünüşü

Silindir içersine gaz giriş çıkışını kontrol eden valf yaprakları genellikle paslanmaz çelikten üretilmekte olup örnek bir valf yaprağı formu Şekil 2.4'de sunulmuştur. Kalınlığı 0.15 mm mertebesinde olabilen valf yapraklarının tasarımında önem kazanan bir husus, yaprakta oluşan gerilmeler ve yaprağın dayanım ömrüdür. Soğutma çevriminin düşük basınç tarafında yer alan emme valf yapraklarından farklı olarak, çevrimin yüksek basınç tarafında yer alan egzoz valf yapraklarına yüksek basınç farkları ve dolayısıyla yüksek kuvvetler etkimekte; bu nedenle meydana gelebilecek deformasyonların önlenmesi için valf yaprağının maksimum deplasmanını sınırlayan ve tahdit olarak adlandırılan elemanlar kullanılmaktadır.



Şekil 2.4 Örnek bir emme valf yaprağı formu

Kompresörlerde sıkıştırma sonunda ölü hacimde kalan artık kütle miktarının azaltılması amacıyla, piston üzerinde egzoz portuna girecek şekilde tasarlanan bir pim bulunmaktadır. Şekil 2.5'de sunulan bu pim egzoz safhası sırasında port içerisindeki akışkanın da silindirden atılmasını sağlamaktadır.



Şekil 2.5 Ölü hacmin azaltılmasında kullanılan piston pimi

Sıkıştırma odacığının hacminin azaltılması ile soğutkan buharının basıncının artırıldığı kompresörler pozitif yerdeğiştirmeli (positive displacement) olarak adlandırılmaktadır [1]. Pozitif yerdeğiştirmeli kompresörlerin gerçek çalışması

sırasında, soğutma kapasitesinin azalmasına ve giriş gücünün artmasına neden olan bazı kayıplar şu şekilde verilmektedir [1]:

i-) Kompresör içerisindeki basınç düşümü:

- o Emme ve egzoz port ve valflerinin yarattığı basınç düşümü,
- o Emme ve egzoz plenumlarında meydana gelen basınç kaybı,
- o Susturucuların yarattığı basınç kaybı

ii-) Soğutkana doğru olan ısı transferi:

- o Elektrik motorundan kaynaklanan,
- o Sürtünme kayıpları nedeniyle açığa çıkan ısı enerjisi,
- o Sıkıştırma sonunda sıcaklıkların yükselmesi nedeniyle gerçekleşen ısı transferi,

iii-) Valflerin mükemmel olmayan mekanik davranışı nedeniyle oluşan kayıplar,

iv-) Soğutkan kaçakları,

v-) Yağ sirkülasyonu: Sistemdeki yatakların yağlanması ve sürtünme kayıplarının azaltılabilmesi için bir miktar yağ dolaşımı gerekli olmakla beraber, silindir içerisine çok fazla yağ girişi olması durumunda soğutkan kütleli debisi azalacağından dolayı performans düşmektedir.

vi-) Ölü hacimde kalan soğutkanın genleşmesi: Ölü hacim içerisinde kalan soğutucu akışkan buharının buharlaşma basıncına genleşmesi nedeniyle, strok hacminin tamamına taze gaz alınamadığı ve bu durumun performansı olumsuz etkilediği belirtilmektedir. Bununla beraber, ölü hacim miktarı teorik olarak kompresör soğutma etkinlik katsayısını değiştirmemektedir.

vii-) İzentropik sıkıştırmadan olan sapmalar.

Hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin performansını belirleyen en önemli üç parametre: Elektrik motoru verimi, mekanik enerjinin sıkıştırma enerjisine dönüştürülmesinin etkinliğini tanımlayan mekanik verim ve soğutma kapasitesindeki azalmanın temel nedenlerini açıklamakta kullanılan volümetrik verim olarak sıralanabilir. Bu tez çalışması ile, emme ve egzoz port ve valf yapılarının yarattığı basınç düşümü ile, kompresör emme hattındaki zamana bağlı akış ve ısı transferinin kompresör performansına etkisinin incelenmesi konularında literatüre katkıda bulunulmuştur.

3. KOMPRESÖRLERDE ZAMANA BAĞLI ISI TRANSFERİ İLE İLGİLİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1. Giriş

Tez çalışması kapsamında, kompresörlerde zamana bağlı ısı transferi ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler, çalışmanın yapısına uygun olarak kompresörlerin modellenmesi ile ilgili çalışmalar ve gelişmekte olan akışlarda zamana bağlı ısı transferi ile ilgili çalışmalar olmak üzere iki alt bölüm halinde sunulmuştur.

3.2. Kompresörlerin Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar

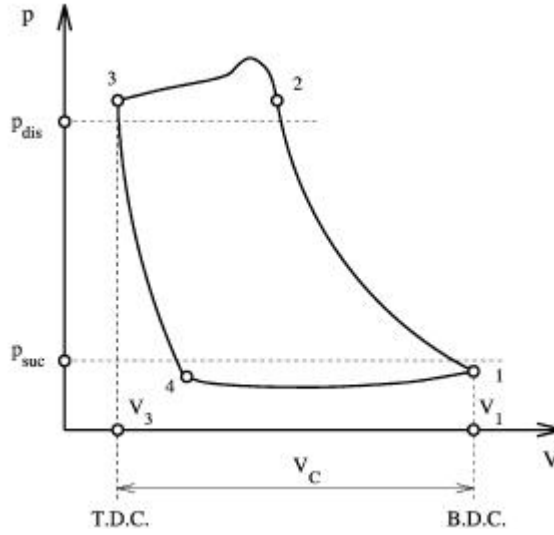
Soğutma, iklimlendirme ve proses endüstrilerinde yaygın olarak kullanılan hermetik soğutucu akışkan kompresörleri, bu sistemlerin toplam enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptir. Bu nedenle, hermetik kompresörlerin modellenmesi, sayısal simülasyon ve optimizasyonu, otuz yılı aşkın bir süredir üzerinde çalışılan konulardan birisidir. Bu tür makinelerdeki proseslerin karmaşıklığı, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak daha sofistike, daha hızlı ve daha hassas modellerin gün geçtikçe literatüre eklenmesini tetikleyen en önemli nedenlerden birisidir. Bu bölümde, kompresörlerin modellenmesi ve deneysel olarak incelenmesi ile ilgili çalışmalar alt başlıklar halinde sunulmuştur.

3.2.1. Kompresörlerin Modellenmesi ile İlgili Genel Çalışmalar

Kompresörlerin modellenmesi ile ilgili çalışmalar volümetrik verim ve benzeri ampirik ifadelerle dayanan basit modellerden başlayarak, kompresör emme hattındaki akışın bir boyutlu ve zamana bağlı olarak çözüldüğü daha karmaşık modellere doğru sıralanarak sunulmuştur. Basit modellerin tanıtımı göreceli olarak kısa tutulurken, özellikle son yıllarda oluşturulan daha kapsamlı modeller üzerinde detaylı bir şekilde durulmuştur.

Volümetrik verim ve politropik üs gibi ampirik verilerden ve deneysel kompresör performansı değerlerinden yola çıkarak kompresörlerin modellenmesi ile ilgili çalışmalar, tasarıma ve emme hattındaki zamana bağlı akışa yönelik bir bilgi vermese de, özellikle soğutma sistemlerinin simülasyonunda kompresörün

modellenmesi için hızlı bir yöntem olduğundan günümüzde bile ilgi görebilen bir çalışma alanıdır [2-4]. Stouffs ve diğerleri [2] tarafından sunulan bir çalışmada, beş temel ve dört yardımcı boyutsuz sayıya dayanılarak kompresörlerin termodinamik analizi yapılmıştır. Şekil 3.1’de verilen kompresör indikatör diyagramına göre 1-2 noktaları arasında silindir içerisindeki akışkan yoğuşma basıncına sıkıştırılmakta ve 2-3 noktaları arasında ise yüksek basınçtaki akışkan silindirden egzoz edilmektedir.



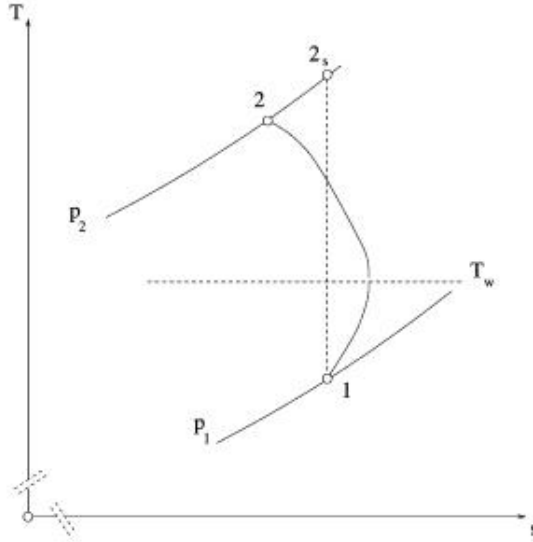
Şekil 3.1 Kompresör indikatör diyagramı [2]

Egzos safhası sırasında port ve valf yaprağının yarattığı basınç düşümüne bağlı olarak silindir içerisindeki basınç yoğuşma basıncının bir miktar üzerinde olmaktadır. Kompresör üst ölü noktadayken ölü hacimde kalan yüksek basınçtaki gaz 3-4 noktaları arasında buharlaşma basıncına genişmekte ve 4-1 noktaları arasında ise emme hattından gaz çekişi olmaktadır. Emme port ve valf yaprağının yarattığı basınç düşümü nedeniyle gaz çekişi sırasındaki silindir basıncı, emme hattındaki basınçtan düşüktür. Bu tür bir prosesteki toplam iş, bilindiği üzere

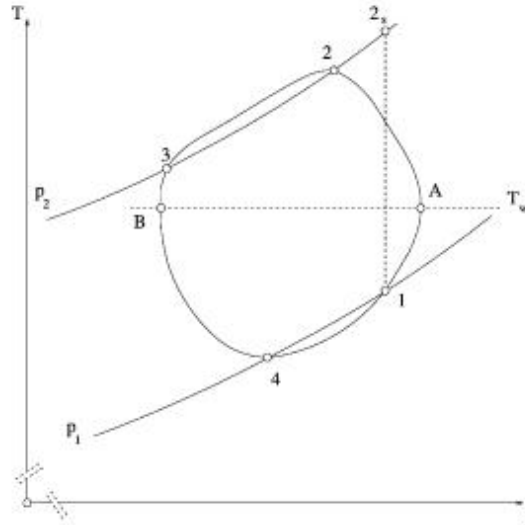
$$W = -\oint p dV \quad (3.1)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir [2]. Sıkıştırma sırasındaki ısı transferi ise Şekil 3.2 yardımıyla açıklanmaktadır. Şekil 3.2’de, 1 noktasında sıkıştırılmaya başlanan gazın sıcaklığı T_w ile gösterilen silindir cidar sıcaklığından daha azdır. Bu nedenle, hem sıkıştırma hem de silindir cidarından olan ısı transferi nedeniyle gaz sıcaklığı hızlı bir şekilde T_w değerine ulaşmakta ve bu noktadan sonra sıkıştırma nedeniyle gazın sıcaklığı artmaya devam ederken silindir cidarına doğru olan ısı transferi sayesinde gazın entropisi azalmaktadır. İdeal durumda 1-2 ile gösterilen sıkıştırma safhası ile 3-4 ile gösterilen genişleme safhasının izentropik olacağı düşünülürse, kompresörün 4 safhadan oluşan çevrimi T-s diyagramında düz bir çizgi ile gösterilebilir. Bununla

beraber, sıkıştırma ve genişleme proseslerinin adyabatik olmaması nedeniyle ideal durumdan sapmalar olmakta ve kompresörün gerçek T-s diyagramı Şekil 3.3'de sunulan çembersel yapıda gerçekleşmektedir.



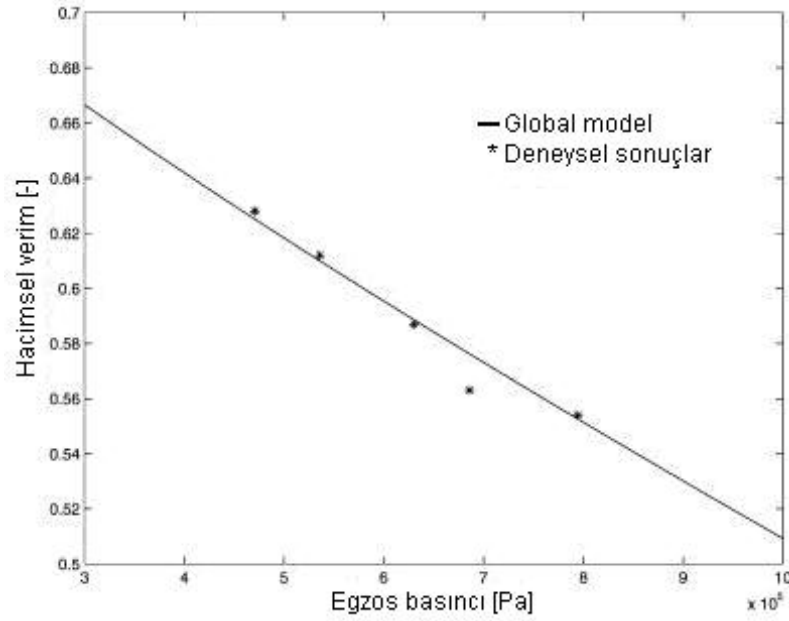
Şekil 3.2 Sıkıştırma sırasında silindirdeki gazın T-s diyagramı [2]



Şekil 3.3 Kompresör çevrimi için gerçek T-s diyagramı [2]

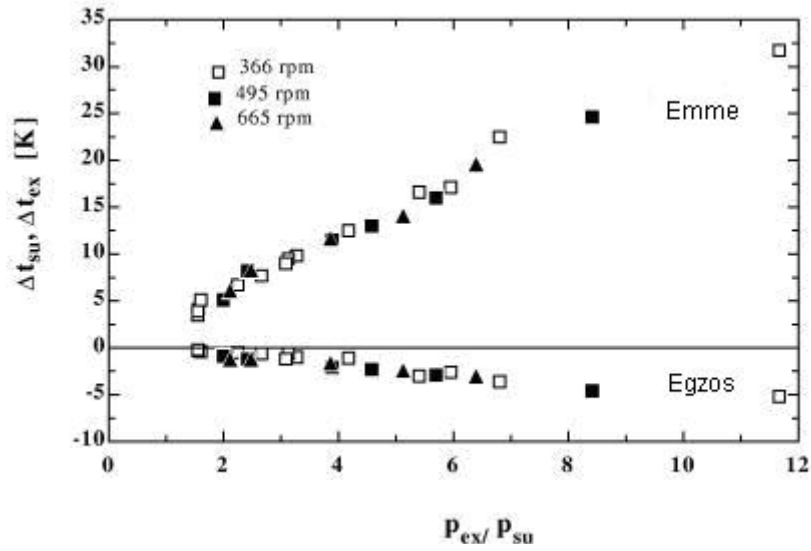
Stouffs ve diğerleri tarafından sunulan çalışmanın [2] deneysel kısmında, silindir çapı 76.2 mm ve piston stroğu 63.5 mm olan çift silindirli bir hava kompresörü kullanılmıştır. 579 cm³ strok hacmine sahip sistemde debi bir orifis yardımıyla ölçülmüş, silindir basıncının anlık olarak belirlenebilmesi ve silindir hacmi bilgisi ile eşleştirilerek indikatör diyagramının oluşturulabilmesi için de, piezoelektrik bir basınç transdüseri ve krank açısı enkoderinden faydalanılmıştır. Farklı egzoz basınçlarında gerçekleştirilen ölçümler ile çalışma içerisinde oluşturulan global modelden elde edilen volümetrik verim değerlerinin karşılaştırılması Şekil 3.4'de verilmiştir [2].

Şekilden görüleceği üzere deneysel verilere dayanılarak oluşturulan bu ampirik model ile kompresörün genel davranışı iyi bir şekilde modellenenilmektedir.

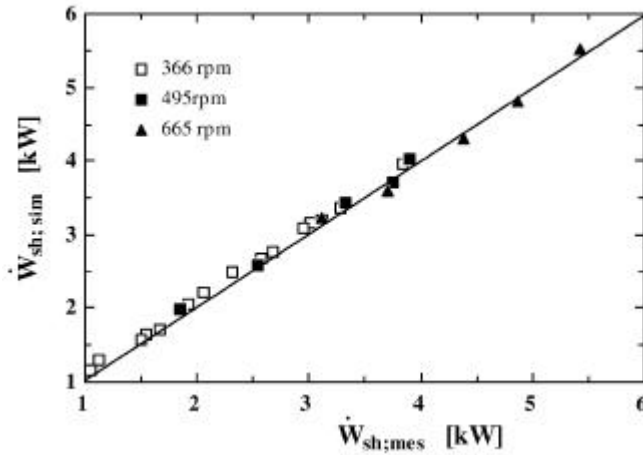


Şekil 3.4 Global model ile hesaplanan volümetrik verimin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [2]

Açık tip kompresörlerin deneysel olarak incelenmesi ve global bir model oluşturulması ile ilgili bir çalışma Winandy ve diğerleri [3] tarafından sunulmuştur. Kompresörlerin global modellerinin oluşturulmasının soğutma sistemi tasarımı ve optimizasyonunda faydalı olduğu ve bununla beraber hata bulma ve tanılama çalışmalarında da bu tür modellerin kullanılabileceği belirtilmiştir. R12 soğutkanı ile çalışan ve 680 cm³ strok hacmine sahip olan kompresörün giriş ve çıkışında basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmış, motor tork ve devir ölçümü de bu ölçümlere paralel olarak yürütülmüştür. Kompresör plenumları içerisinde yapılan sıcaklık ölçümleri sayesinde, soğutkan gazın silindire girmeden önce ve silindirden çıktıktan sonra ne kadar ısınıp soğuduğu belirlenmeye çalışılmış ve farklı basınç oranlarında elde edilen veriler Şekil 3.5'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere emme ve egzoz hattındaki ısı transferi basınç oranından önemli ölçüde etkilenmekte ve basınç oranının artması ile emme ve egzoz gaz sıcaklıkları arasındaki fark da arttığı için plenumlarda gerçekleşen ısı transferi de artmaktadır. Deneysel çalışmalara paralel olarak emme hattındaki basınç düşümü, emme hattındaki ısınma, sıkıştırma kayıpları, egzoz hattındaki soğuma ve egzoz hattındaki basınç düşümü prosesleri için cebirsel modeller oluşturulmuş ve farklı çalışma şartları için hesaplanan kompresör gücü deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak Şekil 3.6'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere ampirik bazı katsayılarla dayanan cebirsel bir model ile de kompresör gücü hassas bir şekilde hesaplanabilmektedir.



Şekil 3.5 Emme ve egzoz hattındaki ısıtma ve soğuma [3]



Şekil 3.6 Hesaplanan kompresör gücünün deneysel verilerle karşılaştırılması [3]

Kompresörlerin ev tipi buzdolapları üzerindeki geçici rejim davranışının incelenmesi ile ilgili bir çalışma Porkhial ve diğerleri [4] tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında giriş ve çıkışına basınç transdüserleri yerleştirilmiş olan bir kompresör ile çalışan buzdolabı, 43°C sıcaklıktaki bir test odasına yerleştirilmiş ve sistemin sıcaklık dengesine ulaşmasından sonra kompresör çalıştırılarak giriş basıncı, çıkış basıncı, kompresör muhafaza sıcaklığı ve güç tüketimi gibi parametreler ölçülmüştür [4]. Çalışmanın modelleme kısmında ise, silindirdeki sıkıştırmanın adyabatik olduğu, kompresör shaftının sabit hızla döndüğü, emme ve egzoz hattındaki basınç düşümünün ihmal edilebilir olduğu ve silindir içerisindeki soğutkanın termodinamik özelliklerinin homojen olduğu kabulü yapılmıştır. Kompresör debisinin hesaplanmasında volümetrik verim, soğutkan üzerine yapılan işin hesaplanmasında politropik üs ve kompresör gücünün hesaplanmasında elektrik motor verimi gibi ampirik değerlerden yararlanılmıştır. Modelleme çalışması ile hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen elektrikselsel güç değerleri karşılaştırıldığında,

bu tür bir model ile kompresör tasarımı veya detay prosesler ile ilgili bilgi edinilemediği, bununla beraber kompresör global davranışının hassas bir şekilde hesaplanabildiği sonucuna ulaşılmıştır.

Kompresörlerin deneysel verilere dayanılarak modellenmesi ile ilgili bir diğer çalışma Shao ve diğerleri [99] tarafından sunulmuştur. Değişken hızlı bir kompresörün ele alındığı çalışmada, kompresörün sağladığı soğutkan debisi ve kompresör gücü buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarının ikinci dereceden fonksiyonları olarak elde edilmiştir. Üç farklı kompresör modelinin ele alındığı çalışmada soğutkan debisi, kompresör gücü ve soğutma etkinlik katsayısı için hesaplanan değerlerdeki ortalama hataların sırasıyla %2, 3 ve 4 olduğu belirtilmiş ve bu tür bir yaklaşımın iklimlendirme sistemlerinin simülasyonunda uygulanabileceği eklenmiştir [99].

Kompresörler ile ilgili olarak yapılan simülasyon çalışmalarında ikinci grubu oluşturan modellerde, silindir termodinamiği zamana bağlı olarak çözülmekte; bununla beraber emme ve egzoz hatlarındaki zamana bağlı akış ve ısı transferi dikkate alınmayarak emme gazı sıcaklığı ve basınç düşümü için ampirik değerlerden faydalanılmaktadır. Bu tür modeller ile ilgili çalışmalar oldukça eskiye dayanmakla beraber [5], konunun karmaşıklığı nedeniyle yakın geçmişte dahi bu tür modeller üzerinde çalışılmıştır [6]. İkinci grubu oluşturan bu çalışmalar kronolojik olarak özetlenmiştir.

Prakash ve Singh [5] tarafından yapılan çalışma 1974 yılında Purdue Üniversitesi'nde düzenlenen bir konferansda sunulmuştur. Konu ile ilgili en eski çalışmalardan birisi olduğu için üzerinde durulmasının yararlı olacağı düşünülmüştür. Yapılan çalışmada kompresörlerin modellenmesi ile ilgili kritik noktalar şu şekilde belirtilmiştir [5]: Silindir için termodinamik analiz, kompresör içerisinde gerçekleşen ısı transferi, valflerde gerçekleşen kütle transferi ve akış nedeniyle valflerde oluşan kuvvetler. Yapılan çalışmada, silindir, emme plenumu ve egzoz plenumu olmak üzere üç kontrol hacmi dikkate alınmış; bununla beraber emme ve egzoz hatlarındaki gaz salınımları hesaba katılmayarak emme ve egzoz plenum basınçlarının sabit olduğu kabul edilmiştir. Kontrol hacmi için seçilen silindire kütle giriş çıkışının yalnızca valfler yoluyla olduğu bu bağlamda silindir-piston arasında herhangi bir kaçak olmadığı da bir diğer kabuldür. Bu kabullere ek olarak akışın bir boyutlu olduğu, ideal gaz kanunun geçerli olduğu ve silindir içerisindeki özelliklerin homojen olduğu da kabul edilmektedir. Bu durumda termodinamiğin birinci kanunu gereği:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dm_d}{dt} e_d - \frac{dm_s}{dt} e_s + \frac{d}{dt}(me) \quad (3.2)$$

yazılabilmektedir. Bu eşitlikte:

Q : Silindir içerisindeki soğutkana doğru olan ısı geçişi,

W : Silindir içerisindeki soğutkan tarafından yapılan iş,

m_d : Egzos portu ile silindiri terk eden akışkan kütlesi,

e_d : Egzos portu ile silindiri terk eden akışkanın özgül enerjisi,

m_s : Emme portu ile silindire alınan akışkan kütlesi,

e_s : Emme portu ile silindire alınan akışkanın özgül enerjisi,

m : Silindir içerisindeki kütle,

e : Silindir içerisindeki soğutkanın özgül enerjisi

olarak tanımlanmıştır. İdeal gaz kanunundan yararlanılması ve iş teriminin:

$$\frac{dW}{dt} = p \frac{dV}{dt} \quad (3.3)$$

olarak yazılması ile (3.2) eşitliği şu şekilde düzenlenebilmektedir [5]:

$$mc_v \frac{dT}{dt} + \frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} + Rc_v T_d \frac{dm_d}{dt} - Rc_v T_s \frac{dm_s}{dt} + c_v T \frac{dm}{dt} - \frac{dQ}{dt} = 0 \quad (3.4)$$

Bu eşitlikteki bilinmeyenlerden emme ve egzos kütle akışları ve silindir içerisindeki kütle valf modelinden, anlık silindir hacmi kinematik modelden ve anlık ısı transferi de uygun bir ısı transferi modelinden hesaplanmış ve böylelikle anlık silindir sıcaklığı, $T(t)$, çözülmüştür. Emme ve egzos plenumlarındaki basınç ve sıcaklık sabit kabul edildiğinden T_s ve T_d sıcaklıklarının da bilindiği kabul edilmiştir.

Kısa birer boru şeklinde düşünülen emme ve egzos hatlarında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi için türbülanslı akışlarda kullanılan bir korelasyondan faydalanılmıştır [5]:

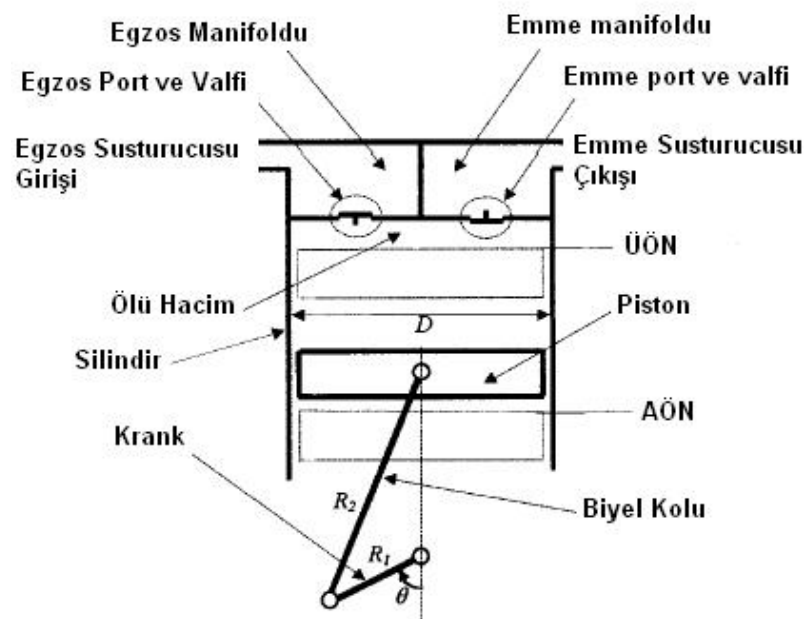
$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.5)$$

Emme ve egzos gazına olan ısı transferi de anlık olarak hesaplanarak silindire giren ve çıkan gaz sıcaklıklarının belirlenmesinde kullanılmıştır. Silindirdeki ısı transferi içinse Adair [7] tarafından önerilen denklem takımından yararlanılmıştır.

Port ve valflerde gerçekleşen akışın hesaplanması için efektif akış alanı kavramından ve izentropik orifis akışı teorisinden yararlanılmıştır. Valf hareketinin modellenmesi içinse hem emme hem egzoz valfi tek serbestlik dereceli bir kütle-yay-sönüm sistemi olarak modellenmiş ve etkin kuvvetin hesaplanmasında da efektif kuvvet alanı kavramından faydalanılmıştır. Oluşturulan kompresör modelinin geliştirilebilmesi için gerçek gaz özelliklerinin kullanılabileceği, emme ve egzoz hatlarındaki gaz salınımlarının dikkate alınabileceği, sürtünme ve silindir-piston kaçaklarının modellenebileceği belirtilmiştir [5].

1974 yılında sunulan bu çalışmadan sonra, literatür araştırmasının güncelliğini sağlamak amacıyla sadece 2000'li yıllarda yapılan çalışmalar incelenmiştir. Zhou ve diğerleri [8] tarafından sunulan bir çalışmada kompresör emme ve egzoz plenumlarındaki basınç salınımları da göz önünde bulundurularak kompresör simülasyonu yapılmıştır. Sıkıştırma prosesinin politropik üs yardımıyla modellendiği çalışmada sayısal çözüm yöntemine odaklanılmış, emme ve egzoz plenumlarındaki gaz salınımlarının kompresörün ses gücü düzeyi açısından da önemli olduğu vurgulanmıştır.

Sıkıştırma ve genişleme prosesinin politropik üs sayesinde modellendiği çalışmada, bu yaklaşımın bir avantajının silindir ısı transferinin modellenmesine ihtiyaç göstermemesi olduğu; bununla beraber politropik üs değerlerinin ampirik olarak elde edilmesi gerektiği belirtilmiştir. Şematik olarak Şekil 3.7'de verilen mekanizma için kompresörün dönüş hızı sabit olarak alınmış ve silindir-piston arasındaki kaçaklar ihmal edilmiştir.



Şekil 3.7 Kompresörün modellenmesi için kullanılan şema [8]

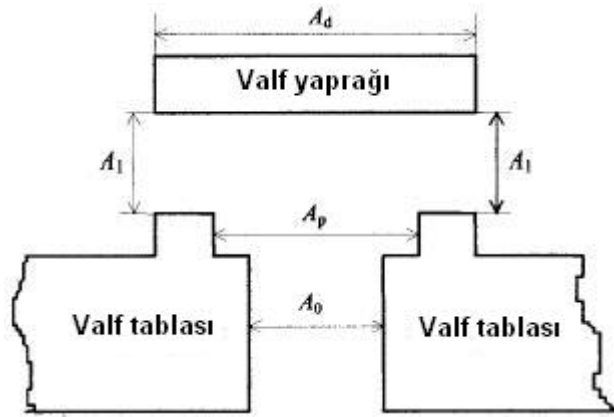
Port ve valf yaprağındaki akışın ve valf yaprağı hareketinin modellenmesinde 1974 yılında sunulan çalışmadan [5] farklı bir yaklaşım sergilenmemiş ve port ve valf yaprağındaki akış bir orifisteki bir boyutlu izentropik akış olarak modellenerek efektif akış alanı kavramından faydalanılmıştır.

Yaprak hareketinin modellenmesinde tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm modeli kullanılmıştır [8]. Port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın modellenmesinde kullanılan bir detay, sistemin port ve valf yaprağı açıklığından oluşan seri bağlı orifisler olarak modellenmesidir.

Şekil 3.8’de sunulduğu üzere, soğutkan gaz önce kesit alanı A_0 olan port içerisinden akmakta ve daha sonra 90° yön değiştirerek radyal yönde kesit alanı A_1 olan valf yaprağı açıklığından geçmektedir. Bu tür bir model için efektif akış alanı şu eşitlik ile verilmiştir [8]:

$$KA_v = K_0 A_0 / \left\{ 1 + [K_0 A_0 / (K_1 A_1)]^2 \right\}^{1/2} \quad (3.6)$$

Bu eşitlikte yer alan K_0 ve K_1 terimleri sırasıyla port ve valf yaprağı açıklığı için akış katsayılarını temsil etmekte ve diğer alan terimleri Şekil 3.8’de sunulan geometriye göre hesaplanmaktadır.



Şekil 3.8 Port ve valf yaprağı için seri orifis modeli [8]

Görüleceği üzere, 2001 yılında sunulan çalışmada kompresör silindirindeki termodinamik proseslerin modellenmesinde 1974 yılına göre herhangi bir fark mevcut değildir. Sıkıştırma ve genişleme prosesleri politropik üs ile modellenmekte, anlık silindir hacmi krank-biyel mekanizmasının bilinen kinematik formülasyonu ile elde edilmekte; port ve valf yaprağındaki akışın hesaplanması için efektif alanlardan faydalanılmakta ve valf yaprağı tek serbestlik dereceli bir kütle-yay-sönüm elemanı olarak modellenmektedir. Bu modellemeye ek olarak emme ve egzoz plenumlarındaki gaz salınımlarının modellenmesinde dalga denklemlerinden yararlanılmıştır. Bu tür bir yaklaşım Navier-Stokes denklemlerinin çözümü ile

termodinamik basınç salınımlarının elde edilmesinden ziyade, dalga teorisi ile akustik basınç salınımlarının hesaplanması ile ilgili olduğundan, zamana bağlı kütle akışı ve bunun ısı transferi üzerindeki etkisi ile ilgili herhangi bir bilgi bu çalışmada mevcut değildir.

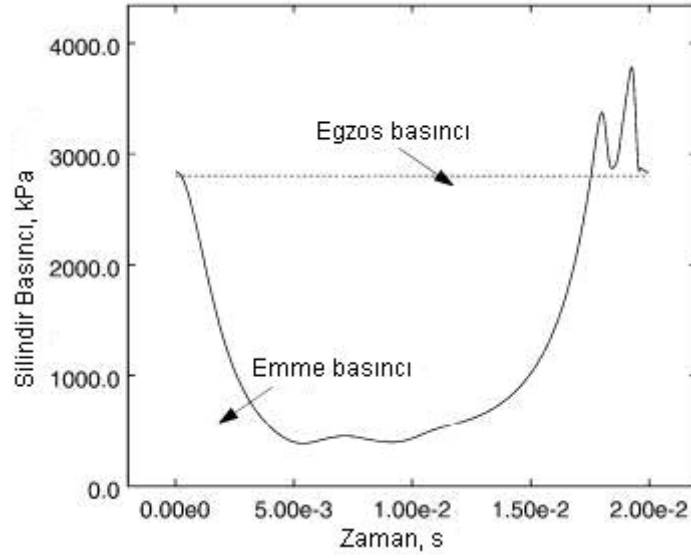
Kompresör emme ve egzoz manifoldlarındaki akustik basınç salınımlarının modellenmesi ile ilgili bir başka çalışma Srinivas ve diğerleri [9] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada tek silindirli bir hava kompresörü modellenmiş ve ölü hacmin strok hacminin % 10'u olduğu ve silindir-piston arasındaki kaçakların olmadığı kabul edilmiştir. Silindirdeki proseslerin politropik üs yardımıyla modellenmesinin yanısıra port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın hesaplanmasında daha önceki çalışmalarda [5, 8] olduğu gibi efektif akış alanı kavramından yararlanılmıştır. Bu durumda emme ve egzoz port ve valf sistemi için anlık debiler şu eşitlikler ile hesaplanabilmektedir:

$$\dot{m}_s = (KA)_{sv} \sqrt{2\rho_s (p_s - p_c)} \quad (3.7)$$

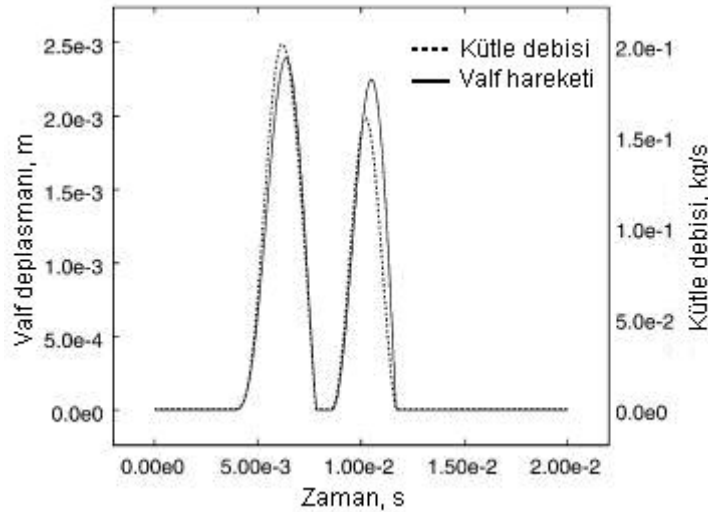
$$\dot{m}_d = (KA)_{dv} \sqrt{2\rho_c (p_c - p_d)} \quad (3.8)$$

Bu eşitliklerde s, d ve c alt indisleri sırasıyla emme portu, egzoz portu ve silindir ile ilgili parametreleri gösterirken, $(KA)_{sv}$ ve $(KA)_{dv}$ sırasıyla emme ve egzoz port ve valf yaprağının efektif akış alanını göstermektedir [9]. Düzlem dalga teorisinin kullanılması ile emme ve egzoz manifoldlarındaki akustik basınç salınımlarının modellenmesindeki çalışmada silindir çapı 66.68 mm ve piston stroğu 45.97 mm olan bir kompresör ele alınmıştır. Bu kompresörde sıkıştırma oranının 5 olması durumu için elde edilen silindir basıncı değişimi Şekil 3.9'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareket ederken ölü hacimde kalan gaz genişlemekte ve silindir basıncı plenum basıncının altına indikten sonra emme valf yaprağı açılarak silindire gaz girişine izin vermektedir. Piston alt ölü noktaya ulaştıktan sonra silindirin içi tamamen gaz dolmakta ve sıkıştırma safhasına geçilmektedir. Sıkıştırma safhasının sonlarına doğru ise silindir basıncı egzoz plenumu basıncının üzerine çıkmakta ve egzoz valfi açılarak yüksek basınçtaki gazın sisteme verilmesini sağlamaktadır. Emme safhasındaki valf yaprağı hareketi ve kütle akışı Şekil 3.10'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere valf yaprağı iki kere açılıp kapanmakta ve 2.0-2.5 mm arasında deplasmanlar yapmaktadır. Yapılan bu çalışmada her ne kadar emme ve egzoz manifoldlarındaki akustik basınç dalgalanmaları düzlem dalga teorisi ile modellenmiş olsa da, zamana bağlı akışın

yarattığı salınımlar nedeniyle ısı transferi proseslerinde meydana gelecek değişimler ile ilgili herhangi bir araştırma mevcut değildir.



Şekil 3.9 Silindir basıncındaki değişim [9]



Şekil 3.10 Emme valf yaprağı hareketi ve kütle akışı [9]

Hermetik kompresörlerin modellenmesi ile ilgili olarak son yıllarda yapılan bir diğer çalışma Longo ve Gasparella [6] tarafından sunulmuştur. Bu çalışmanın daha önce sunulan modellerden [5, 8, 9] önemli bir farkı, kompresör içerisindeki emme ve egzoz hattındaki ısı transferinin modellenmesidir. Şekil 3.11’de görüleceği üzere kompresör 6 farklı kontrol hacmine / kütleline bölünmüştür: Muhafaza, kompresör gövdesi, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz susturucusu ve egzoz hattı. Diğer çalışmalardan farklı olarak silindir – piston arasındaki kaçaklar da dikkate alınmış ve bu debinin hesaplanmasında şu eşitlik kullanılmıştır [6]:

$$\dot{m}_{lk}(t) = \rho(t) \pi d_c s^3 \Delta p(t) / [8 \mu(t) L_p] \quad (3.9)$$

Bu eşitlikte:

$\dot{m}_{lk}$: Silindir-piston arasındaki zamana bağlı kaçak soğutkan debisi,

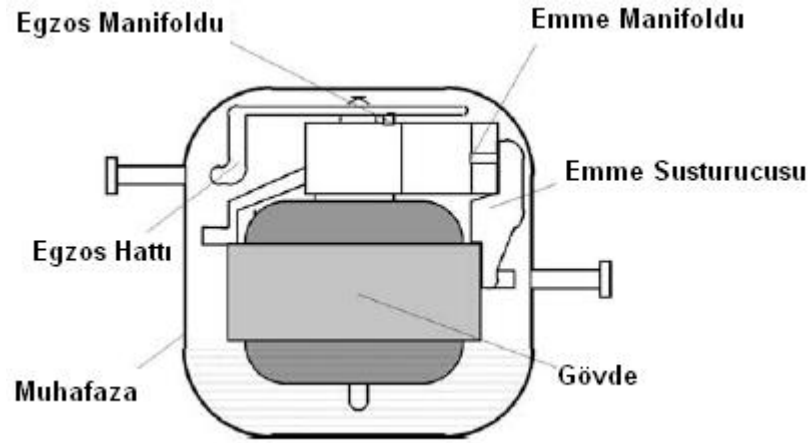
d_c : Silindir çapı,

s : Silindir ile piston arasındaki radyal açıklık,

Δp : Silindir ile muhafaza arasındaki basınç farkı,

L_p : Piston uzunluğu

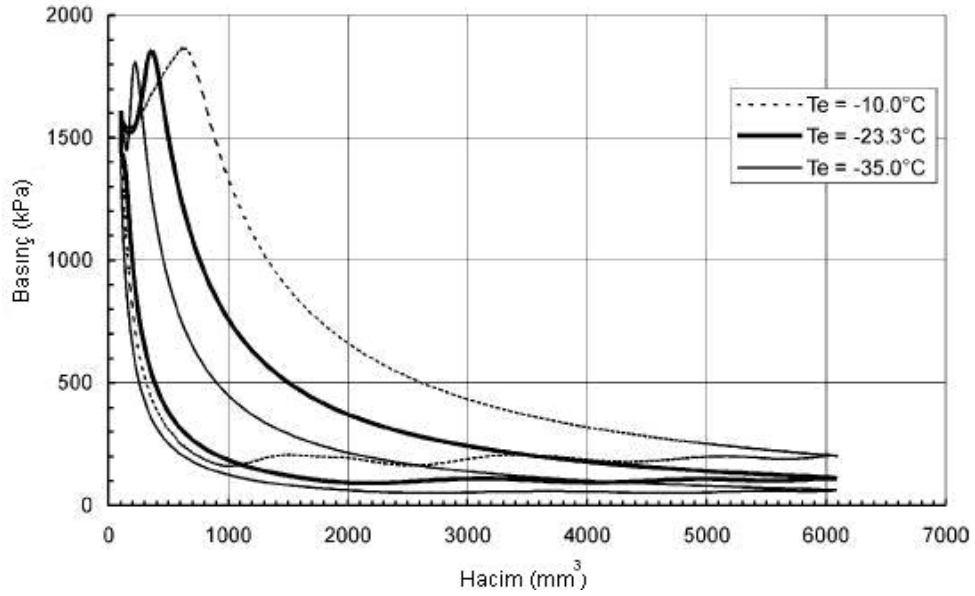
olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.11 Isıl analiz için kompresörün altı bölgeye ayrılması [6]

Port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın ve valf yaprağı hareketinin modellenmesinde efektif akış ve kuvvet katsayılarından faydalanılmış, bununla beraber silindir prosesleri politropik üsten ziyade termodinamiğin birinci kanunu ile doğrudan modellenmiştir. Yapılan modelleme çalışmasının doğrulanması için 6 cm³ strok hacmine sahip olan R134a'lı bir kompresör kullanılmış ve valflerin efektif katılık ve kütlesinin hesaplanmasında sonlu eleman analizlerinden faydalanılmıştır [6]. Çalışmanın deneysel kısmında ele alınan kompresörün belirli şartlarda kalorimetre test sisteminde test edilmesi ile ölçülen değerlerin hesaplanan değerlerle karşılaştırılması sonucunda, kompresör güç girişi göreceli olarak hassas hesaplanırsa da, soğutkan debisi ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin hesaplanmasında % 16 mertebesinde fark olduğu belirtilmiştir. Silindir giriş ve çıkış sıcaklığı gibi kritik sıcaklıklar hesaplanmış olmasına karşılık, yapılan çalışmada bu değerlerin nasıl hesaplandığı ve özellikle zamana bağlı bir prosesin sürekli rejim gibi modellenmesi durumunda ısı taşınım katsayılarında ne gibi düzeltmeler yapıldığı çalışmada

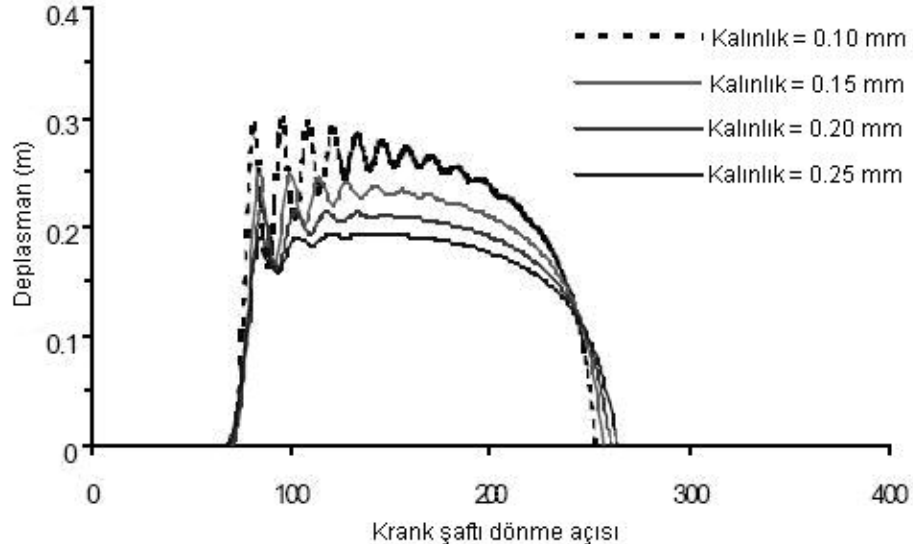
belirtilmemiştir. Farklı çalışma şartları için yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen indikatör diyagramları Şekil 3.12’de sunulmuştur.



Şekil 3.12 Üç farklı buharlaşma sıcaklığı için kompresör indikatör diyagramı [6]

Kompresörlerde silindir proseslerinin ve valf yaprağı hareketinin detaylı olarak modellendiği ve bununla beraber emme hattındaki basınç salınımlarının dikkate alınmadığı bir başka çalışma ise Yu ve diğerleri [10] tarafından sunulmuştur. Yapılan bu çalışmada da, kompresör içerisindeki bileşenler altı farklı kontrol hacmine bölünmüş ve silindir prosesleri deneysel olarak belirlendiği belirtilen politropik üs ile modellenmiştir. Port ve valf yaprağında gerçekleşen akış efektif akış alanı; yaprak üzerine etkiyen gaz kuvveti ise efektif kuvvet alanı ile hesaba katılmıştır [10]. R134a soğutucu akışkanı ile çalışan ve silindir çapı 25 mm, piston stroğu 15 mm olan bir kompresöre bu modelin uygulanması durumunda farklı yaprak kalınlıkları için elde edilen valf deplasmanları Şekil 3.13’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere yaprak kalınlığı azaltıldıkça yaprağın maksimum deplasmanı artmakta ve yaprak titreşim genliklerinde de artış görülmektedir.

Konvansiyonel kompresörlerde kullanılan krank-biyel mekanizmasının bir “piezo-actuator” ile değiştirildiği yeni bir kompresör tipinin modellenmesi ile ilgili bir çalışma Ooi [100] tarafından sunulmuştur. Bu çalışmada da silindir prosesleri termodinamiğin birinci kanunu ile, port ve valflerde gerçekleşen akış ise efektif akış alanı kavramı ile modellenmiştir.



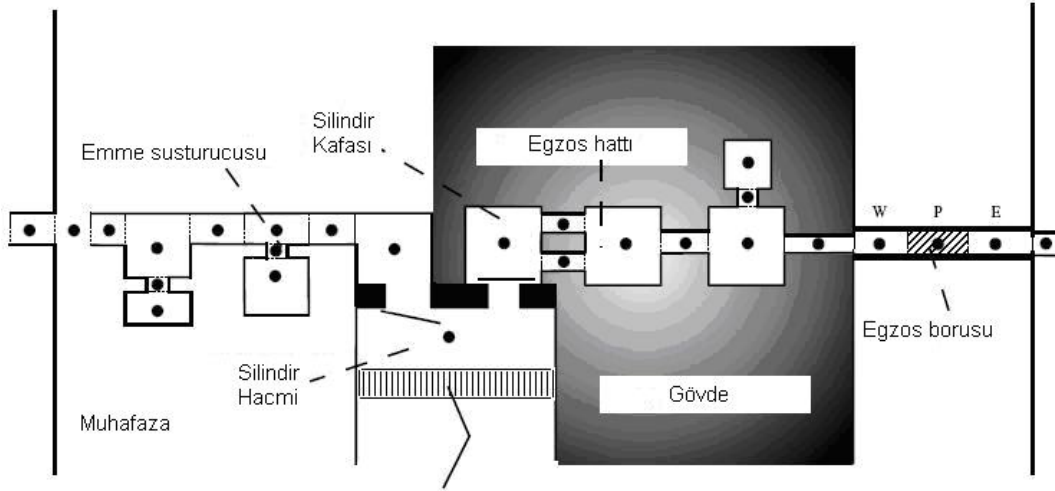
Şekil 3.13 Valf yaprağı kalınlığının yaprak deplasmanına etkisi [10]

Yakın geçmişte, hermetik kompresörlerin modellenmesi ve simülasyonunun doktora tez çalışması kapsamında ele alınması ile ilgili bir çalışma Serrano [11] tarafından sunulmuştur. Yapılan bu çalışmada, kompresörlerin akışkanlar mekaniği ve termodinamik açıdan detaylı bir simülasyon modeli oluşturulmuş ve şimdiye kadar özetlenen çalışmalardan farklı olarak kompresörün tüm bileşenleri içerisindeki akış, korunum denklemlerinin bir boyutlu ve zamana bağlı olarak çözülmesi ile elde edilmiştir. Katı bileşenlerin enerji dengesi ise sürekli rejimde makro kontrol hacimleri kullanılarak çözülmüştür.

Hem yakın geçmişte yapılmış olması hem de doktora tez çalışması olarak ele alınması nedeniyle bu çalışmanın detaylı olarak incelenmesinin yararlı olacağı düşünülmüştür. Yapılan çalışmada kompresör içerisindeki akışın bir boyutlu olarak incelenmesi için kullanılan geometri Şekil 3.14'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere susturucu ve silindir hacmi gibi göreceli olarak büyük olan hacimler de tek bir kontrol hacmi ile temsil edilmiş olup, buralardaki iki ve üç boyutlu zamana bağlı etkilerin detaylı bir çözümü mevcut değildir [11]. Momentum denkleminin bir boyutlu olarak ele alınması nedeniyle sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü eşitlikte kaynak terimi olarak yer almakta ve bu nedenle sürtünmenin hesaplanabilmesi için ampirik ifadeler ihtiyacı duyulmaktadır.

Enerji denkleminin çözülmesinde ise benzer şekilde ısı transferi kaynak terimi olarak modellenmiş ve bu nedenle ampirik olarak elde edilmiş ısı transferi katsayılarına ihtiyaç duyulmuştur. Yönetici denklemlerin bir boyutlu ve zamana bağlı olarak çözülmesinde tam implisit şema kullanılmış ve zamana bağlı terimler geriye doğru farklar alınarak hesaplanmıştır. Elde edilen cebrik denklem takımı TDMA ile

Çözülmüş ve paralel hatların mevcut olması durumunda matrisin diagonallığı bozulduğu için iteratif bir çözüm yöntemi uygulanmıştır [11].

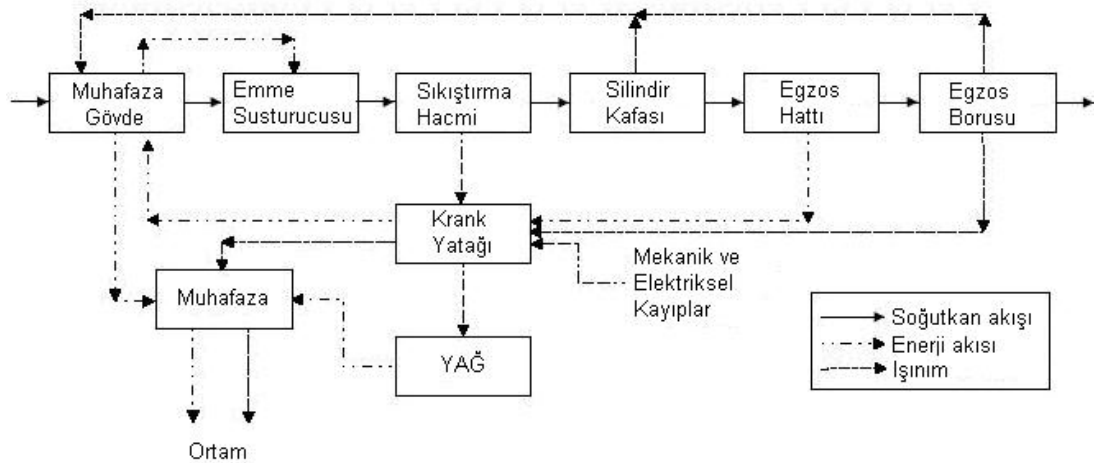


Şekil 3.14 Kompresör içerisindeki akışın bir boyutlu olarak modellenmesi için kullanılan geometri [11]

Valf yapraklarının modellenmesinde şimdiye kadar sunulan çalışmalardan farklı bir yöntem izlenerek valf hareketinin, valfin serbest modlarının süperpozisyonundan oluştuğu kabul edilmiş ve valf yaprağı iki boyutlu ince kabuk eleman olarak ele alınmıştır [11]. Valf yaprağının modal davranışı ise standart FEM programları ile elde edilmektedir. Port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akış ve yaprak üzerine etkiyen kuvvetlerin hesaplanmasında ise klasik bir yaklaşım olan efektif akış alanı ve efektif kuvvet alanı kavramlarından faydalanılmıştır.

Yapılan doktora tez çalışmasında [11], kompresör içerisindeki farklı katı bileşenlerin sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için bu bileşenler birer kontrol kütlesi olarak ele alınarak sürekli rejimdeki ısıl dengeleri yazılmıştır. Şekil 3.15’de görüleceği üzere örneğin egzoz borusunda hem egzoz hattından gerçekleşen yüksek sıcaklıktaki gaz akışı söz konusu iken hem de ışınım yolu ile muhafaza ve gövdeye ısı transferi gerçekleşmektedir. Sınır şartları olaraksa muhafazanın oldukça büyük olması nedeniyle susturucu girişinde gaz basıncının sabit olduğu kabul edilmiş ve giriş-çıkış hızları ile çıkış sıcaklığı için herhangi bir gradyen olmadığı düşünülmüştür [11].

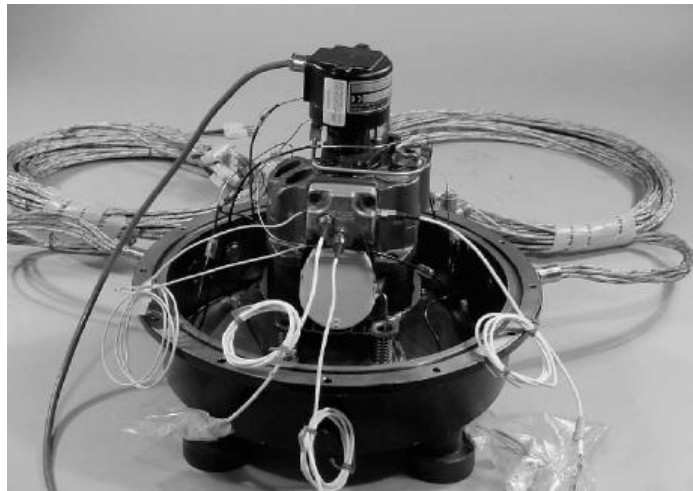
Yapılan çalışmada kurulan modelin tamamlanabilmesi için yerel sürtünme katsayısı ve ısı taşınım katsayısı gibi değerlerin ampirik olarak elde edilmesi gerekliliği yazar tarafından da vurgulanmış ve bu katsayıların standart akışlar için literatürden alındığı belirtilmiştir [11].



Şekil 3.15 Kompresör içerisinde ısı transferi patikaları [11]

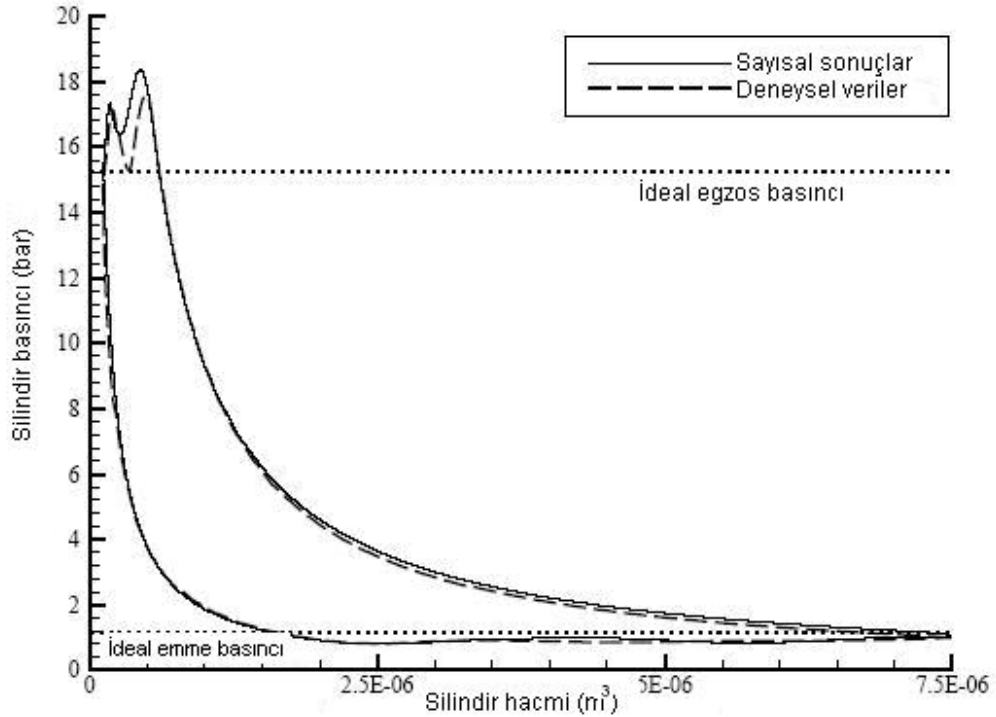
FORTTRAN 95 dilinde yazılan programın test edilmesi ve doğrulanması için 7.5 cm^3 strok hacmine sahip R134a soğutucu akışkanlı bir kompresör kullanılmıştır. Silindir çapının 24.3 mm ve ölü hacim oranının % 1.55 olduğu kompresörde emme port çapı 7.2 mm ve egzos port çapı 5.4 mm olarak belirtilmiştir.

Yapılan doktora tez çalışmasının [11] deneysel kısmında, çalışma kapsamında oluşturulan sayısal modelin doğrulanabilmesi için iki farklı test sistemi kullanılmıştır. Bu test sistemlerin ilki kalorimetre test sistemi olarak adlandırılmış olup kompresörün soğutma kapasitesi, giriş gücü ve soğutma etkinlik katsayısı gibi genel performans değerlerinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Laboratuar test sistemi olarak adlandırılan sistemde ise, kompresör üzerine farklı noktalara yerleştirilen 23 adet termokupl ile detay sıcaklık haritası çıkarılmış ve enkoder ve basınç sensörleri yardımıyla da silindir basıncının anlık değişimi elde edilmiştir [11]. Laboratuar test sistemi olarak adlandırılan sistemde kompresör üzerine ölçüm ekipmanlarının yerleştirilmiş hali Şekil 3.16'da sunulmuştur.



Şekil 3.16 Kompresör sıkıştırma işinin belirlenmesi için hazırlanan test sistemi [11]

Deneysel olarak elde edilen sonuçların model ile hesaplanan değerlerle karşılaştırılması durumunda, kompresör soğutma etkinlik katsayısı değerinin nominal çalışma şartlarında % 2 hata ile hesaplandığı; bununla beraber daha gerçekçi ısı transferi ve basınç düşümü korelasyonları elde etmek için boru ve susturucu içerisinde gerçekleşen pulsatif akışların sayısal ve deneysel olarak çalışılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır [11]. Deney ile model sonuçlarının karşılaştırılması ile ilgili bir grafik Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.17 Deneysel ve nümerik kompresör indikatör diyagramının karşılaştırılması [11]

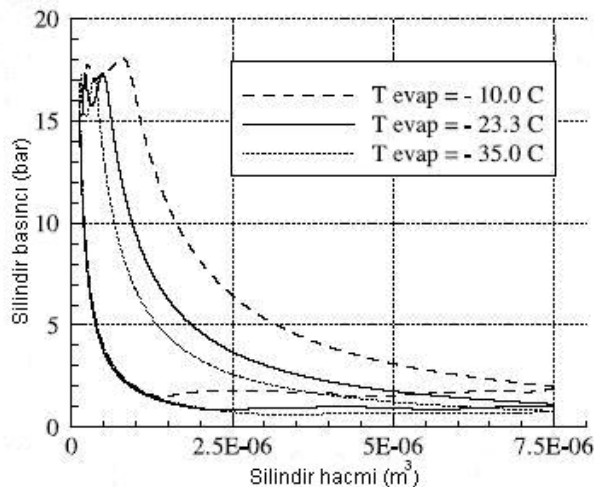
Serrano-Rigola tarafından hazırlanan bu doktora tezi ile bağlantılı olarak hermetik kompresörlerin sayısal simülasyonu ve valfler, çalışma şartları ve motor gibi alt sistemleri tanımlayan boyutsuz sayıların kompresör performansına olan etkisinin parametrik olarak araştırılması ile ilgili bir çalışma Serrano-Rigola, Perez-Segarra ve Oliva tarafından sunulmuştur [12]. Yapılan çalışmada kompresör içerisindeki akış hattı daha önce sunulan Şekil 3.14’deki gibi kontrol hacimlerine bölünmüş, ve korunum denklemleri bir boyutlu ve zamana bağlı olarak integre edilerek akış ve ısı transferini tanımlayan cebirsel denklemler elde edilmiştir. Kompresör içerisindeki katı bileşenlerin sıcaklık değerlerinin belirlenmesi için global enerji dengeleri ile iletim, taşınım ve ışınila olan ısı transferi göz önünde bulundurularak çözülmüştür. Bu çalışmalara ek olarak simülasyon programının çalıştırılabilmesi için giriş verisi olarak şu bilgilere ihtiyaç duyulmuştur [12]:

i-) Yerel basınç düşümü ve ısı transferinin hesaplanabilmesi için ilgili katsayılar,

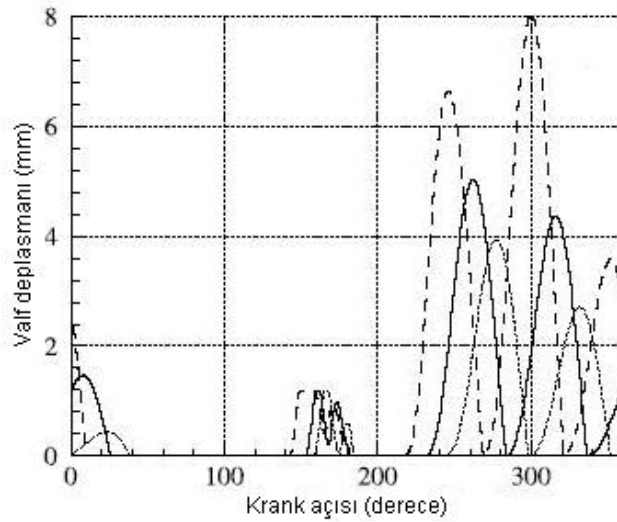
- ii-) Susturucu girişindeki taze gaz oranı,
- iii-) Valflerin hareketinin hesaplanabilmesi için sönüm katsayıları,
- iv-) Yataklardaki sürtünmelerin hesaplanabilmesi için sürtünme katsayıları,
- v-) Motor hızının bir faksiyonu olarak motor verimi.

Yapılan çalışma sonucunda hazırlanan simülasyon programı farklı soğutucu akışkanlar, farklı çalışma şartları ve farklı kompresörler için geniş bir hesaplama alanında doğrulanmış ve sayısal yöntemlerden gelen hatalar da kullanılan zaman adımı ve kontrol hacmi sayısı değiştirilerek incelenmeye çalışılmıştır. Yapılan bu çalışmalar sonucunda volümetrik verim ve soğutma etkinlik katsayısı hesabındaki maksimum hatanın % 10 mertebesinde olduğu belirtilmiştir [12].

Rigola, Perez-Segarra ve Oliva tarafından yapılan bu çalışmada, 7.5 cm^3 strok hacmine sahip ve silindir çapı 24.29 mm, ölü hacim oranı % 1.69 olan R134a'lı bir kompresör üzerinde çalışılmıştır. 55°C yoğuşma sıcaklığında farklı buharlaşma sıcaklıkları için hesaplanan indikatör diyagramları Şekil 3.18'de sunulmuştur [12]. Aynı çalışma şartları için elde edilen valf deplasmanları ise Şekil 3.19'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, yoğuşma sıcaklığının sabit olması durumunda buharlaşma sıcaklığı arttıkça, basınç oranı azaldığı için genişleme safhası daha kısa sürmekte ve emme valf yaprağı daha erken açılmaktadır. Egzos valf yaprağı ise piston üst ölü noktadayken, mevcut diyagramda 180 derece krank açısı civarı, açılmakta ve uygulanan egzoz valf yaprağı tahditi nedeniyle maksimum deplasman 1.2 mm mertebesiyle sınırlı kalmaktadır. Bu analizlerin gerçekleştirilmesinde kullanılan ampirik değerlerden birisi susturucu girişindeki taze gaz oranı olup, -10, -23.3 ve -30°C buharlaşma sıcaklıkları için bu değerler sırasıyla % 20, 25 ve 30 olarak belirlendiği belirtilmiştir [12].



Şekil 3.18 Farklı buharlaşma sıcaklıkları için kompresör indikatör diyagramı [12]



Şekil 3.19 Farklı buharlaşma sıcaklıkları için yaprak hareketleri [12]

Simülasyon programının doğrulanmasının ardından sırasıyla strok – silindir çapı oranı, piston-silindir açıklığı, elektrik motoru, emme ve egzoz port çapı, emme ve egzoz valf yaprağı tahdit yüksekliği ve emme susturucusu konfigürasyonunun performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Perez-Segarra, Rigola ve Oliva [13, 14] tarafından yapılan ve yine doktora tezi [11] ile bağlantılı olan bir başka çalışmada ise, daha önce bahsedilen simülasyon programının [12] teorik temelleri ve deneysel doğrulamasından bahsedilmiştir.

Perez-Segarra, Rigola ve Oliva tarafından hazırlanan bu simülasyon programı farklı yakınsama kriterleri, zaman adımları ve düğüm noktası sayısı için test edilerek sonuçların bu tür parametrelerden bağımsız hale gelmesi sağlanmaya çalışılmıştır. FORTRAN 95 programlama dilinde hazırlanan simülasyon programı 900 MHz işlemci hızına sahip bir bilgisayarda 7.5 cm^3 strok hacmine sahip R134a'lı bir kompresör için çalıştırılmıştır. Nominal çalışma frekansı 50 Hz olan kompresörün bir çevrimde 360 zaman adımı olacak şekilde (0.056 ms) simüle edilmesiyle çevrim başına 1440 zaman adımı (0.0139 ms, 72 kHz) kullanılması arasında volümetrik verimin % 0.05 ve izentropik verimin % 0.04 değiştiği belirtilmiştir [13]. Bir çevrimin 360 adımda hesaplanması 3.63 saat sürerken 1440 zaman adımı kullanılması durumunda hesaplama zamanı 9.74 saat olmuştur.

Rigola ve diğerleri [14] tarafından yapılan çalışmanın ikinci kısmında, hazırlanan simülasyon programının deneysel verilerle sınanması sunulmuştur.

R134a ve R600a da dahil olmak üzere farklı soğutucu akışkanlarla yapılan doğrulama çalışmalarında buharlaşma sıcaklığı -35°C ve $+7.2^\circ\text{C}$ arasında değiştirilmiş olmakla beraber yoğuşma sıcaklığı 55°C 'ta sabit tutulmuştur.

Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, volümetrik verimin yüksek buharlaşma sıcaklıklarında ortalama olarak % 4 daha yüksek, düşük buharlaşma sıcaklıklarında ise ortalama olarak % 7.5 daha düşük hesaplandığı; SEK'nın ise yüksek ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında ortalama olarak % 2 daha yüksek hesaplandığı belirtilmiştir. Ortalama değerler düşük olsa da çalışma şartlarına bağlı olarak hataların % 1-10 arasında değiştiği söylenmelidir. Bu farkların giderilebilmesi için özellikle valf dinamiği ve ısı transferi modellerinde daha detaylı çalışmaların gerektiği ve özellikle çok boyutlu simülasyon modelleri ile susturucu ve akış hattındaki pulsatif akışların araştırılmasının yararlı olacağına dikkat çekilmiştir [14].

Kompresör içerisindeki sıcaklık haritasının doğrulanması amacıyla R134a'lı bir kompresör üzerinde -23.3°C buharlaşma sıcaklığında gerçekleştirilen ölçümlerin sonuçları Tablo 3.1'de sunulmuştur. Tablodan da görüleceği üzere kompresöre 26.3°C sıcaklıkta giren soğutkan, muhafaza içindeki yüksek sıcaklıktaki (~90°C) gazla karışarak emme susturucusuna 65.1°C sıcaklıkta girmekte ve bu hat boyunca gerçekleşen ısı transferi nedeniyle silindire ancak 80.7°C sıcaklıkta alınabilmektedir.

Tablo 3.1 Kompresör içi sıcaklık haritası, R134a, -23.3°C / +54.4°C, [14]

Soğutkan sıcaklıkları		Katı bileşenler ve yağ	
TF1: Kompresör girişi	33.0	TS1: Susturucu cidarı	82.3
TF2: Emme sust. girişi	71.8	TS2: Silindir cidarı, 0.5 mm	114.8
TF3: Emme plenumu	86.5	TS3: Silindir cidarı, 1.0 mm	112.3
TF4: Egzos plenumu	146.1	TS4: Stator yüzeyi	88.2
TF5: Silindir kafası içi	142.5	TS5: Stator yüzeyi, emme sust. tarafı	87.2
TF6: Egzos susturucusu-1	122.9	TS6: Silindir kafası dış yüzeyi	131.1
TF7: Egzos susturucusu-2	115.0	TS7: Muhafaza iç yüzeyi	72.6
TF8: Kompresör çıkışı	104.5	TO: Yağ sıcaklığı	88.5
Muhafaza içi gaz sıcaklığı		Dış taraftaki sıcaklıklar	
TR1: Susturucu yanı	97.6	TE1: Muhafaza alt yüzeyi	74.0
TR2: Egzos borusu yanı	93.7	TE2: Muhafaza yüzeyi, orta kısım	78.3
TR3: Susturucu alt kısmı	83.4	TE3: Muhafaza üst yüzeyi	74.0

Farklı buharlaşma sıcaklıklarında yapılan karşılaştırmalar sonucunda, muhafaza içindeki gaz sıcaklığının ortalama değerinin oldukça hassas bir biçimde hesaplandığı; bununla beraber susturucu girişindeki sıcaklığın genelde % 2-9 daha yüksek, emme plenumundaki sıcaklığın ise ağırlıklı olarak % 1-8 daha düşük hesaplandığı belirtilmiştir. Bu durumun temel nedeninin susturucu içindeki taşınım katsayısının tam olarak belirlenememesinden kaynaklandığına dikkat çekilmiştir. Egzos hattındaki sıcaklıkların ortalama olarak % 5 daha yüksek hesaplandığı ve bu bölgede de egzos borusu içerisindeki basınç dalgalanmalarının ısı transferine olan etkisinin tam olarak modellenemediği belirtilmiştir [14].

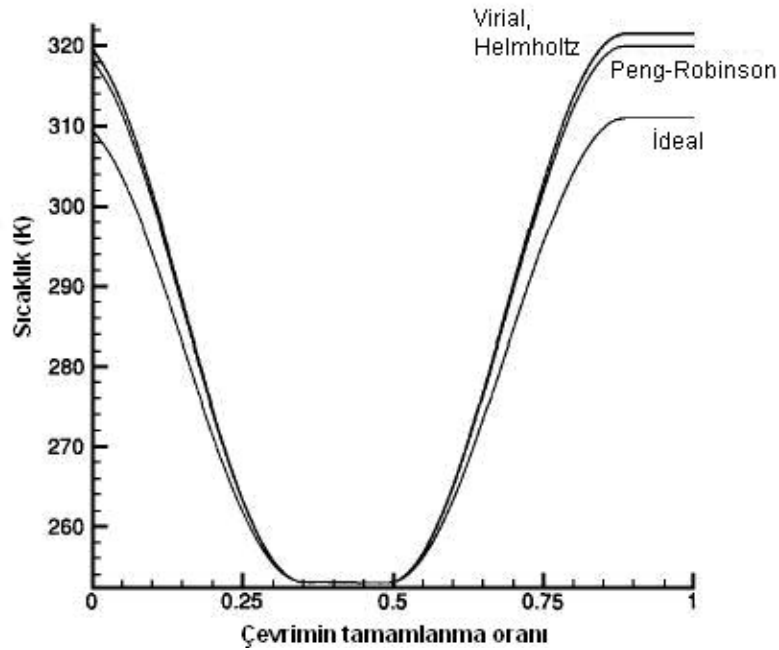
Yapılan çalışma dahilinde global performans parametrelerinin $\pm$ % 10 hata ile hesaplanabildiği; bununla beraber emme hattındaki sıcaklıkların daha düşük, egzos hattındaki sıcaklıkların ise daha yüksek hesaplandığı sonucuna varılmıştır. Bu durumun temel nedeninin ise, akış yapısının karmaşık olması nedeniyle ısı transferi katsayılarının hassas olarak belirlenememesi olduğu vurgulanmış ve kompresör içerisindeki stratejik bazı bölgelerde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics, CFD) analizlerinin yapılmasının yararlı olacağı belirtilmiştir [14].

Kompresörlerin indikatör diyagramının sayısal olarak elde edilmesinden farklı olarak, kompresör içerisindeki farklı bölgelerin CFD ile analiz edilmesi ile ilgili çalışmalar da mevcuttur. Birari ve diğerleri [101] tarafından sunulan bir çalışmada, kompresör iç hacminin sıcaklık alanının hesaplanması, emme ve egzos port ve valf yapılarındaki akışın CFD ile analiz edilmesi ve dinamik ağ yapısı kullanılarak silindir proseslerinin modellenmesinden bahsedilmiştir. Silindir prosesleri ile port ve valf yapılarındaki akışlar akuple edilmediği için indikatör diyagramı elde edilmemiş olsa da, sıkıştırma sırasında soğutkanın ısınması ve farklı bölgelerdeki sıcaklıklar CFD ile hesaplanmıştır.

Kompresör içerisindeki silindir, valf tablası ve silindir kafası gibi farklı bileşenlerin sıcaklıklarının CFD ile analiz edilmesi ile ilgili bir diğer çalışma Almbauer ve diğerleri [102] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışma sonucunda, hermetik pistonlu kompresörler için evrensel ısı taşınım katsayısı formülasyonlarına ulaşmanın zor olduğu ve ısı transferi proseslerinin geometriye önemli ölçüde bağlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Kompresörlerin modellenmesi ile ilgili genel çalışmalar üzerine yapılan literatür araştırması ile ilgili olarak hazırlanan bu bölümde ele alınan son çalışmada, kompresörlerin CFD analizlerinde kullanılan soğutkan modellerinin hassasiyeti tartışılmıştır [15]. Mevcut ticari CFD yazılımlarında farklı gazlar için farklı

yaklaşımların kullanılabildiği ve mevcut çalışma içerisinde farklı hal denklemlerinin sonuçlar üzerindeki etkisinin incelendiği belirtilmiştir. R134a ile çalışan pistonlu bir kompresörün ele alındığı çalışmada, öncelikli olarak ideal gaz hal denklemi ele alınmış; ikinci seçenek ise sıkıştırılabilirlik çarpanı ile ideal gaz denkleminin hassasiyetinin artırılması olmuştur. Çalışmada ele alınan üçüncü denklem ideal gaz denklemine benzer olmakla beraber hacmin üçüncü dereceden bir fonksiyonu olan Peng-Robinson eşitliğidir [15]. Dördüncü ve son olarak ele alınan soğutkan modelinin ise NIST Refprop veri tabanında kullanılan optimize edilmiş Helmholtz enerji hal denklemi olduğu belirtilmiştir. Adyabatik sıkıştırma sırasında akışkana aktarılan enerji karşılaştırma parametresi olarak seçilmiştir. Aynı çalışma şartlarında izentropik sıkıştırma sonunda ulaşılan sıkıştırma sonu sıcaklıkları farklı hal denklemleri için Şekil 3.20’de verilmiştir. Şekilde sunulduğu üzere, ideal gaz ve Peng-Robinson hal denklemleri Helmholtz eşitliğine göre sırasıyla 10 ve 1.5 K mertebesinde hatalar vermekte; bununla beraber sıkıştırılabilirlik çarpanı kullanan “virial” eşitlik sadece 0.1 K hata vermektedir. Silindir için gerçekleştirilen CFD analizleri sırasında sıkıştırmanın farklı safhalarında elde edilen yoğunluk değerlerinin referans değerlere göre karşılaştırılması sonucunda ise, “virial” denklemin özellikle çevrimin ilk kısmında düşük basınçlarda oldukça iyi sonuçlar verdiği; bununla beraber basıncın artmasıyla yoğunluk farkının % 4’e kadar çıktığı tespit edilmiştir. Peng-Robinson denklemi ise sürekli olarak % 3-6 daha düşük yoğunluk değerleri vermektedir.



Şekil 3.20 Farklı hal denklemlerinin sıkıştırma sonu sıcaklığına etkisi [15]

3.2.2. Silindir Isı Transferinin Modellenmesi

Bu bölümde, kompresör indikatör diyagramının simülasyonu ve kompresör genel modellerinden ziyade, spesifik olarak silindir içerisinde gerçekleşen ısı transferi ile ilgili çalışmalar sunulmuştur.

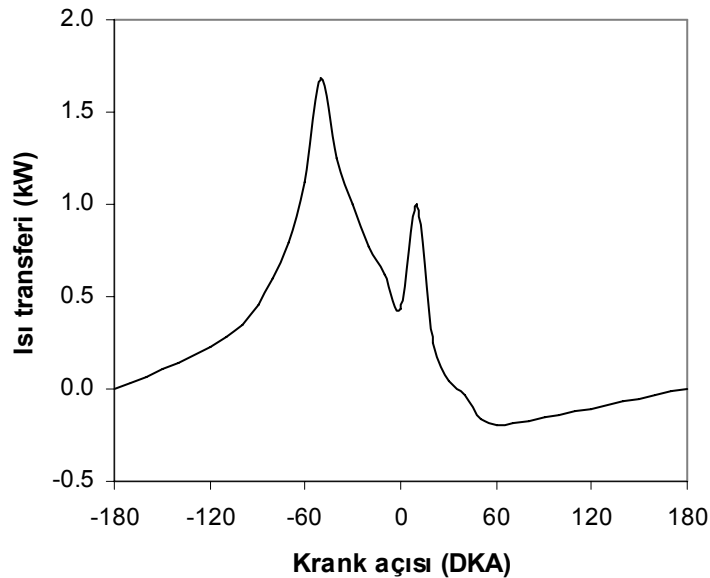
Kompresörlerde silindir içerisinde gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi ile ilgili en eski çalışmalardan birisi, Adair ve diğerleri [7] tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında, üç silindirli açık tip bir kompresör kullanılmış ve silindir ve piston yüzey sıcaklıkları farklı noktalardan ölçülmüştür. Silindir kafası üzerine yerleştirilen yüksek frekanslı bir termokupl ile de silindir içerisindeki gaz sıcaklığı belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda zaman ortalaması alınmış ısı transferi değerlerini $\pm$ % 20 hata ile verdiği belirtilen şu eşitlik önerilmiştir [7]:

$$Nu(t) = 0.053 Re^{0.8}(t) Pr^{0.6}(t) \quad (3.10)$$

Silindir içerisinde gerçekleşen ısı transferinin modellenmesi ile ilgili ilginç bir çalışma, Recktenwald ve diğerleri [16] tarafından sunulmuştur. Silindir içerisindeki soğutkanın homojen kabul edilmesinden ziyade, silindir içerisindeki akış ve ısı transferi alanı sonlu farklar yöntemi ile çözülmeye çalışılmıştır. Çalışma içerisinde silindirdeki kütlenin homojen kabul edilmesi durumunda da simülasyon yapılmış ve iki farklı yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Silindirin iki boyutlu ve aksenal simetrik olarak modellenmesi ile oluşturulan sonlu farklar modelinde, port ve valf yapraklarında geri akış olmadığı ve simetri ekseninde de iki taraf arasında kütle ve enerji geçişi olmadığı kabul edilmiştir. Yapılan simülasyonlarda gazın ideal gaz olduğu ve özelliklerin silindir içerisinde homojen olduğu kabul edilmiş; silindir içerisinde pistonun ve valf yaprağının hareketine uyum sağlayabilecek hareketli ağ yapısı kullanılmıştır. Sınır şartlarının oluşturulmasında emme ve egzoz portlarında gerçekleşen kütle debileri veya hızlar gerekli olduğundan, bu değerler silindirdeki kütlenin homojen kabul edilmesi ile yapılan global simülasyon çalışmasından alınmıştır. Silindirin tek bir hacim gibi kabul edilmesi ve sonlu farklar tekniği ile silindirdeki akış ve sıcaklık alanının çözülmesi durumunda elde edilen yığın sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında, egzoz ve genişleme safhasında tek hacim modeli ile, emme ve sıkıştırma safhasında ise sonlu farklar modeli ile daha yüksek sıcaklıklar hesaplandığı belirlenmiştir. İki farklı model ile hesaplanan kompresör global performans parametreleri değerlendirildiğinde, sonlu farklar yöntemi ile hesaplanan giriş gücünün % 8, soğutkana aktarılan net ısı enerjinin ise % 132 daha yüksek olduğu bulunmuştur [16].

1980'li yılların sonuna doğru yapılan ve silindir içerisindeki ısı transferinin modellenmesi ve elde edilen ısı akılarına göre diğer bileşenlerin sıcaklıklarının hesaplanması ile ilgili bir çalışma Keribar ve Morel [17] tarafından sunulmuştur. Literatürde bulunan ısı transferi korelasyonlarının modele önemli ölçüde bağımlı olduğu ve bu nedenle modelden bağımsız bir simülasyon için silindir içerisindeki soğutkan hareketinin etkilerinin ele alınmasının yararlı olacağı belirtilmiştir. Keribar ve Morel tarafından hazırlanan modelde, silindir içerisindeki soğutkan hareketinin etkisinin dikkate alındığı ve silindir yüzeylerinde ısı transferi açısından değişiklik yaratabilecek farklar varsa, bunun da hesaba katıldığı belirtilmiştir [17]. Yazarlar tarafından sunulan modelin detayları ilgili çalışmada bulunabilir. Yazarlar tarafından oluşturulan bu model, silindir çapı 75 mm ve strok değeri 56 mm olan üç silindirli bir hava kompresörüne uygulanmıştır. 1 bar emme, 5 bar egzoz basıncı ve 35°C emme gazı sıcaklığı çalışma şartları olarak belirtilmiştir. Ölü hacmi strok hacminin % 4'ü olan kompresörün çalışma hızı 1750 d/d olarak deklare edilmiştir. Çalışmada kullanılan kompresörün nominal çalışma şartlarında gerçekleşen ısı transferinin krank açısı ile değişimi Şekil 3.21'de sunulmuştur [17]. Şekilden de görüleceği üzere, ısı transferi sıkıştırma safhası boyunca artmakta ve egzoz yaprağının açılma noktasında maksimum düzeye ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra akışkan hareketinin, türbülansın ve ısı transferi yüzey alanının azalmasına bağlı olarak ısı transferi de azalmakta ve egzoz valf yaprağından oluşan geri akışlar nedeniyle ikinci bir tepe noktası yaşanmaktadır [17]. Silindir içerisine soğutkanın alınması safhasında da türbülansın artması nedeniyle ısı transferi ters yönde artış göstermekte ve bu nedenle kompresörün volümetrik veriminin azaldığı belirtilmektedir.



Şekil 3.21 Silindir içi ısı transferinin krank açısı ile değişimi [17]

Pistonlu kompresörlerde silindir içerisindeki gaz ile silindir cidarı arasında gerçekleşen ısı transferi ile ilgili başka bir çalışma Fagotti ve Prata [18] tarafından sunulmuştur. Pistonlu makinelerin termodinamik verimini önemli ölçüde etkilediğinden dolayı, silindir içerisindeki gaz ile silindir cidarı arasında gerçekleşen ısı transferinin hassas bir şekilde hesaplanabiliyor olmasının, hem kompresör simülasyonu hem de kompresör tasarımı için büyük önem taşıdığı belirtilmiştir. Silindir içerisindeki gazın sıcaklığının deneysel olarak belirlenmesi için yeterince yüksek frekansta ölçüm yapabilecek sensörlerin olmaması ve mevcut sensörlerin de silindir içerisindeki gaz sıcaklığını kompresör karakteristiklerini çok fazla değiştirmeden doğru olarak ölçecek şekilde yerleştirilememesi, ısı transferi hesaplamalarının önemini bir kat daha arttırmaktadır. Periyodik akışlardaki ısı transferi çalışmalarında, özellikle pistonlu makinelerde pistonun öteleme hareketi nedeniyle, sıcaklık farkı ile anlık olarak gerçekleşen ısı transferi arasında bir faz farkının bulunduğu belirtilmiştir. Literatürde bulunan bilgiye göre ısı transferinin bir kısmı akışkan üzerine yapılan iş ile aynı fazda olup sıcaklığın zaman türevi ile ilişkilidir; ısı transferinin diğer kısmı ise akışkanın yığın sıcaklığı ile silindir cidar sıcaklığı arasındaki fark ile aynı fazdadır [18].

Fagotti ve Prata tarafından yapılan bu çalışmada ise, literatürde sunulan farklı ısı transferi korelasyonları, kütle, momentum ve enerji denklemlerinin sonlu hacimler tekniği ile iki boyutlu ve zamana bağlı olarak çözülmesine dayanan bir simülasyon programının sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sıcaklık farkının pistonlu motorlara göre daha düşük olması nedeniyle ışıınım etkilerinin ihmal edildiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada enerji denklemi ideal gaz kanunu kullanılarak modifiye edilmiş ve viskoz disipasyon terimi ihmal edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen bilgiler ışığında şu korelasyon önerilmektedir :

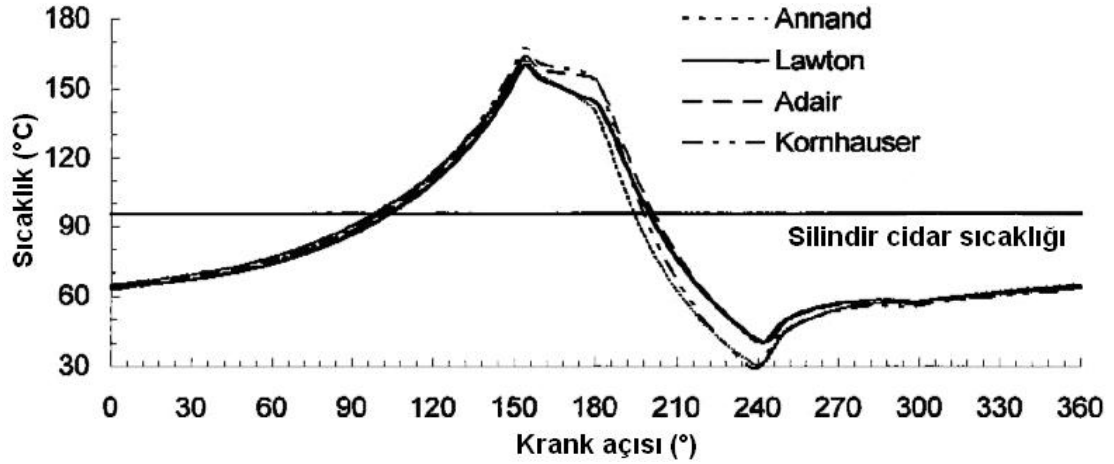
$$Nu = \frac{q_w d_c}{k(T_c(t) - T_w)} = 0.28 Re^{0.65}(t) + 0.25 \gamma(t) \frac{T_w}{T_c(t) - T_w} \quad (3.11)$$

Bu eşitlikte γ sembolü (3.12) denklemi ile hesaplanan zamana bağlı sıkıştırılabilirlik faktörünü göstermektedir:

$$\gamma(t) = \frac{(c_p / c_v) - 1}{V(t)} \frac{dV(t)}{dt} \sqrt{\frac{d_c^3}{\alpha u_p}} \quad (3.12)$$

Yapılan çalışma içerisinde literatürde bulunan korelasyonlar hermetik bir R134a kompresörünün simüle edilmesinde kullanılmış ve 95°C silindir cidar sıcaklığı için gaz sıcaklığının ve gazdan silindir cidarına olan ısı akısının krank açısına bağlı

olarak değişimi elde edilmiştir. Silindirdeki gaz sıcaklığının krank açısına bağlı olarak değişimi Şekil 3.22’de sunulmuştur.



Şekil 3.22 Silindir gazı sıcaklığının krank açısına bağlı olarak değişimi [18]

Pistonlu bir gaz kompresöründeki ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma Hsieh ve Wu [19] tarafından sunulmuştur. İki kademeli ve yüksek basınçta çalışan bir gaz kompresöründe yapılan çalışmalarda, silindir çapları sırasıyla 209.6 ve 88.9 mm olarak belirtilmiş; bununla beraber kompresörün çalışma hızının oldukça düşük olduğu, 0.105 Hz, eklenmiştir. Kompresörün bir çevriminin 10 s mertebesinde olması nedeniyle zaman sabiti 70 ms olan termokuplların kullanılması yeterli olmuştur. Yapılan çalışma sonucunda özellikle egzoz safhasında akış hızının artması nedeniyle ısı transferinin Reynolds sayısına bağımlılığının arttığı belirtilmiştir.

3.2.3. Port ve Valf Yapağındaki Akışın Modellenmesi

Kompresörlerin modellenmesi ile ilgili genel çalışmalar üzerine hazırlanan bölümde, port ve valf yapağı açıklığında gerçekleşen akış için efektif akış ve kuvvet alanı modelini kullanan çalışmalardan bahsedilmiştir [5, 6, 8, 9, 10]. Bu bölümde ise, bu modeli detaylı olarak sunan ve port ve valf yapağı açıklığında gerçekleşen akışın tek başına ele alınması üzerinde duran farklı çalışmalara değinilmiştir.

Port ve valf yapağında gerçekleşen akışın modellenmesinde yaygın olarak kullanılan yaklaşımlardan birisi, port ve valf yapağı açıklığının seri bağlı iki orifis olarak ele alınması ve bu iki orifis için ortak bir efektif akış alanının tanımlanmasıdır. Bu durumda, port ve valf yapağı açıklığında gerçekleşen akış:

$$\dot{m} = (KA)_{\text{eff}} \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (3.13)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Bu eşitlikte:

m : Emme veya egzoz port ve valf yaprağı açıklığından geçen debi,

$(KA)_{eff}$: Emme veya egzoz port ve valf yaprağı için efektif akış alanı,

ρ : İlgili bölgenin girişindeki soğutkan yoğunluğu,

Δp : İlgili port ve valf yaprağının yarattığı toplam basınç düşümü

olarak tanımlanmıştır. Efektif akış alanının hesaplanmasında kullanılan yaygın bir yöntem ise, port ve valf yaprağının seri bağlı iki orifis olarak düşünülmesi ile, her birisine ait efektif akış alanı terimlerinin birleştirilmesidir [20]:

$$\frac{1}{(KA)_{eff}^2} = \frac{1}{(KA)_p^2} + \frac{1}{(KA)_v^2} \quad (3.14)$$

Bu eşitlikteki p ve v alt indisleri sırasıyla port ve valf yaprağına ait parametreleri göstermekte olup, port ve valf yaprağına ait efektif akış alanını tanımlayan “K” orifis katsayılarının literatürden alınması veya deneysel olarak belirlenmesi durumunda efektif akış alanı hesaplanabilmektedir.

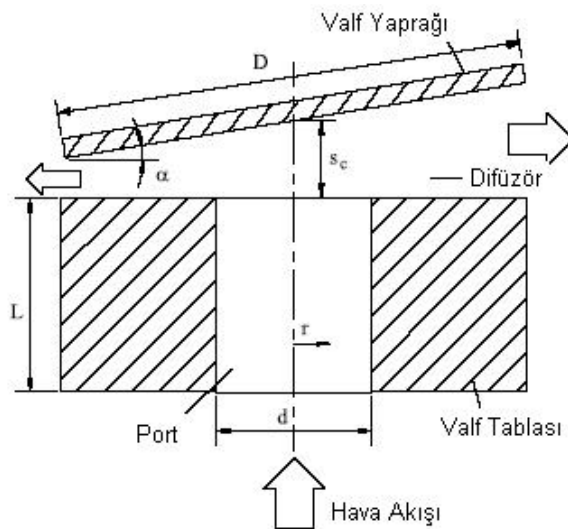
Paralel diskler arasındaki radyal akışın yarattığı kuvvetlerin incelenmesi ile ilgili bir çalışma, Wark ve Foss [21] tarafından sunulmuştur. Bu tür akışların kompresör valfleri için de önemli olduğu; bununla beraber mevcut çalışmada bu tür bir akış ile belirli bir ağırlığın kaldırılmasının planlandığı belirtilmiştir. Jet yayıcı çapı 6.35-12.7 mm ve Reynolds sayısı ise $10^3 - 7 \times 10^3$ aralığında değiştirilmiştir. Bu tür akışlarda yayıcıdan jet şeklinde çıkan akışkanın iki disk arasında tekrar tutunması, farklı geometrik durumlar için şu şekilde açıklanmıştır: i) Akışın çarparak yön değiştirdiği disk çapının yayıcı çapına oranının bire veya diskler arasındaki mesafenin yayıcı çapına oranının sonsuza gitmesi durumunda akışın tekrar tutunması mümkün değildir. ii) Yaprak açıklığı olarak yorumlanabilecek mesafenin sıfıra veya çap oranının sonsuza gitmesi durumunda tutunma her şart altında gerçekleşmektedir, ve iii) Açıklık ve çap oranının orta değerleri için Reynolds sayısının değeri önem kazanmaktadır.

Port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akışın sayısal olarak incelenmesi ve valf yaprağını temsil eden bir disk üzerindeki basınç dağılımının deneysel olarak elde edilmesi ilgili bir çalışma Ferreira ve diğerleri [22] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada, radyal difüzörlerdeki akış sıkıştırılmaz, laminar ve izotermal durumlar için incelenmiş ve bu amaçla kurulan deney sisteminde port çapına karşılık gelen orifis çapı 30 mm, valf yaprağının uç kısmındaki dairesel alana denk gelen diskin çapı ise 90 mm olarak alınmıştır. Valf yaprağını temsil eden disk üzerine

yerleştirilen ve el ile hareket ettirilebilen bir basınç ölçer yardımıyla, orifis ve disk arasındaki farklı açıklıklar ve farklı Reynolds sayıları için, disk üzerindeki basınç dağılımı çıkarılmıştır. Yapılan çalışmanın sayısal kısmında ise bu tür bir akış kontrol hacmi formülasyonu kullanılarak SIMPLER yöntemi ile çözülmüş ve elde edilen basınç dağılımları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır [22].

Prata ve diğerleri [23] tarafından yapılan bir çalışmada, paralel diskler arasındaki radyal akıştaki ısı transferi incelenmiştir. Çalışmanın deneysel kısmında akışın çarparak yön değiştirdiği disk izotermal, diğer katı yüzeyler ise adyabatik şartlarda tutularak naftalin süblimasyon tekniği kullanılarak ısı transferi katsayıları belirlenmiştir. Sayısal kısımda ise sonlu hacimler tekniği ile bu bölgedeki akış ve ısı transferi modellenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, yayıcıdan çıkan jetin diske çarptığı dairesel kısımda Nusselt sayısının hemen hemen sabit bir değer aldığı; akışın yön değiştirdiği radyal lokasyonda tepe noktası yaptığı ve akışın radyal hale gelmesinden sonra çapın artmasıyla akış hızının azalmasına bağlı olarak Nusselt sayısının da azaldığı belirlenmiştir.

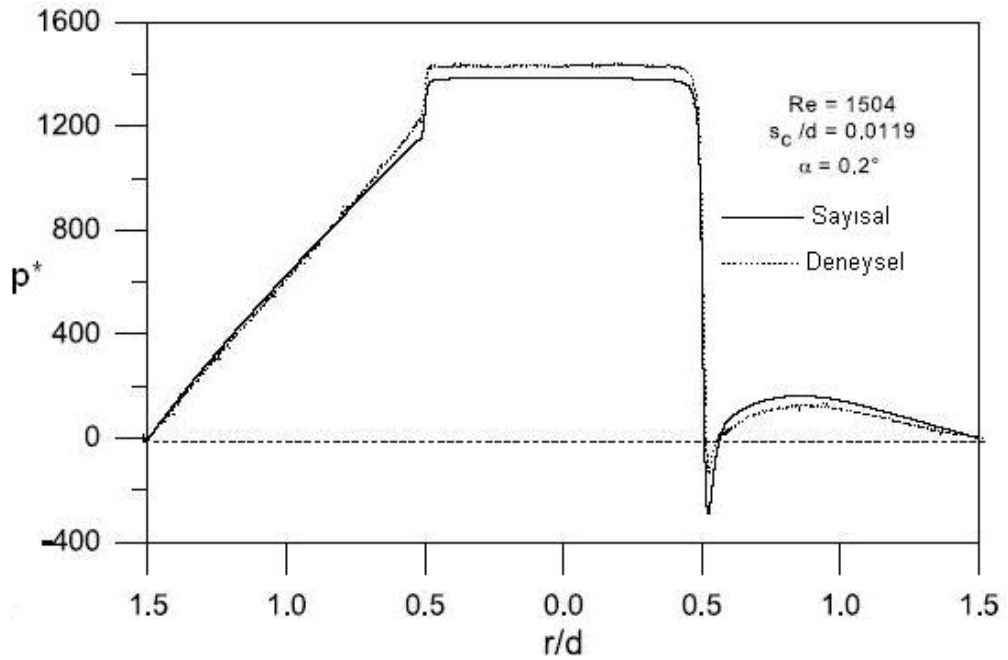
Possamai, Ferreira ve Prata [24] tarafından yapılan bir başka çalışmada ise, port çıkışına açılı olarak yerleştirilmiş diskler üzerindeki basınç dağılımı araştırılmıştır. Şekil 3.23'de sunulan geometride görüleceği üzere akış, valf yaprağı açıklığını temsil eden difüzör bölgesine port aracılığıyla beslenmiştir. Valf yaprağını temsil eden ve porta göre açılı olarak yerleştirilmiş olan disk ile karşılaşan eksenel akış yön değiştirmekte ve radyal yönde akmaya başlamaktadır. Yapılan çalışmada valf yaprağı görevi gören diskin çapının port çapına oranı 3 değerinde sabit tutulmuş olup, disk ile port merkezi arasındaki mesafe ve Reynolds sayısı değiştirilen parametreler arasındadır [24].



Şekil 3.23 Valf yaprağı açıklığından oluşan difüzör modeli [24]

Yapılan çalışmanın sayısal kısmında, üzerinde çalışılan geometride izotermal, sıkıştırılamaz ve laminar bir akış olduğu kabul edilmiş ve yönetici denklemler kontrol hacmi formülasyonu kullanılarak çözülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen basınç dağılımlarından birisi Şekil 3.24'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, disk üzerinde port çapına karşılık gelen bölgede durma basıncına denk gelen bir yüksek basınç bölgesi oluşmakta ve yaprağın daha az açık olan sol tarafına doğru basınç yavaş yavaş azalırken yaprağın daha çok açık olan sağ tarafına doğru basınç hızlı bir şekilde azalarak önce atmosfer basıncının altına inmekte ve daha sonra düşük bir basınç seviyesinde devam ederek atmosfer basıncına ulaşmaktadır.

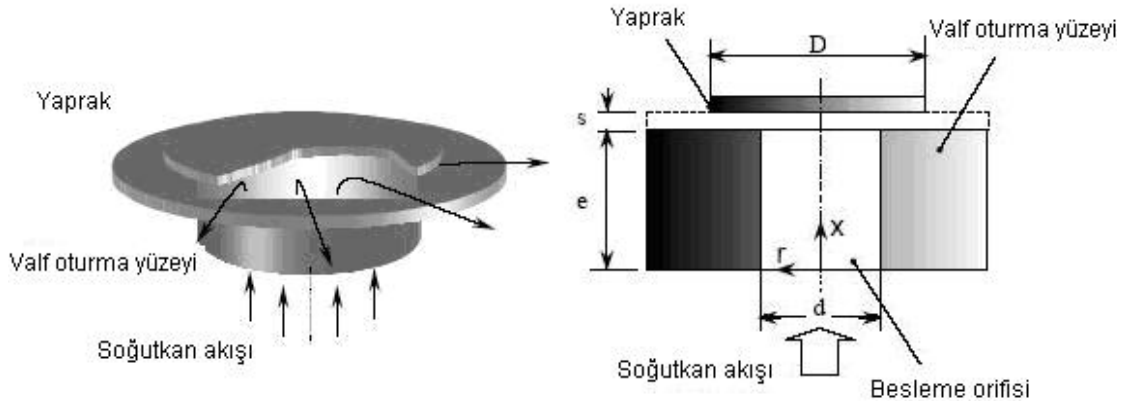
Yapılan çalışmada, disk üzerinde port çapına denk gelen alandaki yüksek basınç düzlüğünün her çalışma şartında mevcut olduğu görülmüştür. Diskin eğme açısının sıfır olması durumunda beklendiği üzere simetrik bir basınç dağılımı elde edilirken, eğim açısının artması ile simetrideki bozulma da artmaktadır. Özellikle yüksek Reynolds sayılarında, Şekil 3.24'de de görüleceği üzere, port içerisinde ekstenel olarak akan akışkanın difüzör bölgesinde yön değiştirmesi ve ani olarak ivmelenmesi nedeniyle basınç hızlı bir şekilde düşmekte ve belirli şartlar altında bu bölgede negatif basınç oluşabilmektedir.



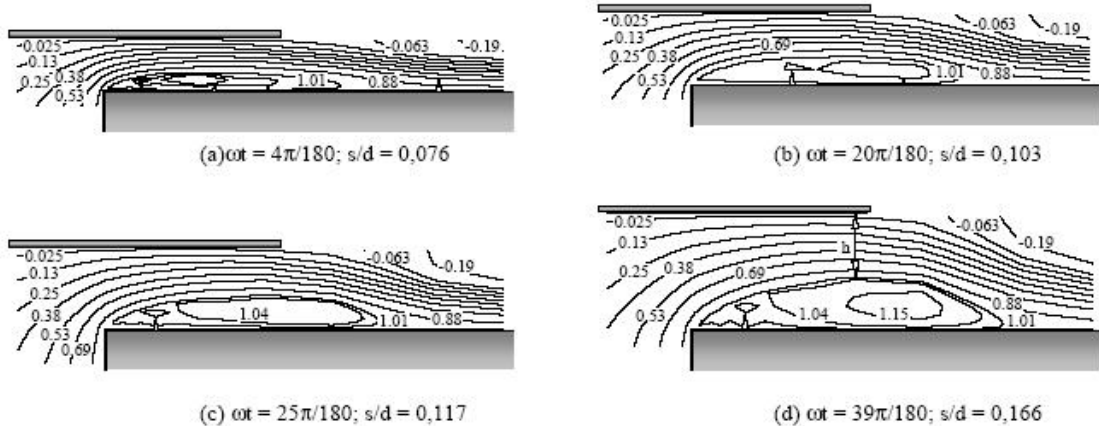
Şekil 3.24 Belirli şartlar altında valf yaprağı üzerindeki boyutsuz basınç dağılımı [24]

Port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akışın incelenmesi ile ilgili bir diğer çalışma, Matos ve diğerleri [25] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada kullanılan geometri Şekil 3.25'de verilmiş olup, akışkan-katı etkileşimini de göz önünde bulundurabilmek için valf yaprağı bir serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm

sistemi olarak modellenmiş ve bu sistemi titreşime zorlayan kuvvet ise ilgili geometrideki akışın çözümü ile elde edilen basınç dağılımından hesaplanmıştır. Sıkıştırılmaz, izotermal ve türbülanslı akış durumu için yapılan çalışmalarda, hareketli koordinat sistemi kullanılarak yaprağın deplasmanının değişimi dikkate alınmıştır. Yapılan çalışmada yaprağın katılığı 200 N/m ve sönüm katsayısı 0.5 N.s/m olarak alınmıştır. Zamana bağlı olarak gerçekleştirilen sayısal çalışmalar sonucunda, farklı yaprak açıklıkları için elde edilen boyutsuz akım çizgileri Şekil 3.26'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere orifisten aksel olarak çıkan akışın Reynolds sayısına bağlı olarak radyal yöne doğru tam olarak dönememesi, bir çevri yaratmakta ve bu çevri nedeniyle yaprak açıklığının tamamı etkin olarak kullanılamamaktadır.



Şekil 3.25 Port ve valf yaprağındaki akışın modellenmesi için kullanılan geometri [25]



Şekil 3.26 Zamana bağlı akış simülasyonunda elde edilen akım çizgileri [25]

3.2.4. Valf Yaprığı Hareketinin Modellenmesi

Kompresör çevrim simülasyonundan ayrı olarak, özellikle valf yaprağı hareketinin modellenmesi üzerine odaklanan çalışmalardan birisi Kato ve diğerleri [26] tarafından sunulmuştur. Emme ve egzoz valf yaprakları tek serbestlik dereceli kütle-

yay-sönüm elemanı olarak modellenmekte ve yapraklar üzerine gelen kuvvet silindir ve plenumlar arasındaki basınç farkından elde edilmektedir:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = F - F_{v0} + mg \quad (3.15)$$

$$F = c_D A_v (p - p_d) \quad (3.16)$$

Bu eşitliklerde:

m : Valfin kütlesi,

x : Valf deplasmanı,

c : Sönüm katsayısı,

k : Yaprığın katılığı,

F : Gaz kuvveti,

F_{v0} : Eğer mevcut ise yaprak üzerindeki ön gerilme,

c_D : Kuvvet katsayısı,

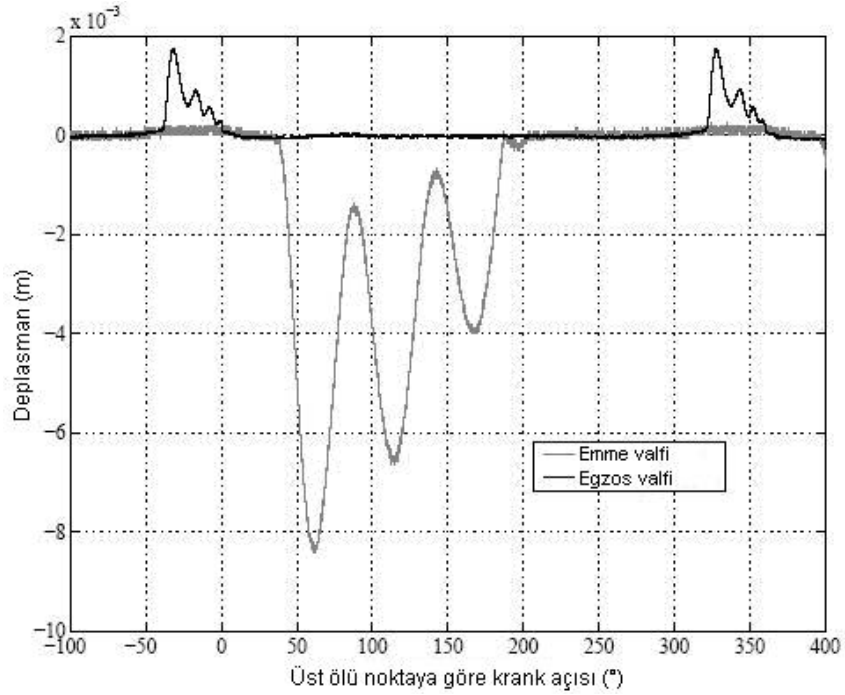
A_v : Valfin yüzey alanı

olarak tanımlanmıştır. Yapılan çalışma içerisinde plenum hacminin, kompresör hızının, gaz özelliklerinin ve yaprak katılığının yaprak deplasmanı ve tablaya çarpma hızı üzerindeki etkileri incelenmiş ve özellikle plenum hacminin çarpma hızı üzerinde önemli etkisi olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Valf dinamiğinin sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi ile ilgili bir çalışma, Courtois ve diğerleri [27] tarafından sunulmuştur. Sonlu elemanlar yöntemi ile valf yaprağının modellenmesi mümkün olsa da, tabla ve/veya stoper ile olan çarpışmaların ve gaz ve yağın sönüm etkisinin modellenebilmesi için daha farklı yaklaşımlara ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmanın deneysel kısmında, valf yaprağının doğal frekansları bir lazer titreşim ölçer ile belirlenmiş ve deneysel olarak 186 Hz olarak belirlenen doğal frekansın sonlu elemanlar yöntemi ile 170 Hz olarak hesaplandığı vurgulanmıştır.

Valf yaprağı hareketinin deneysel olarak incelenmesi ile ilgili ilginç bir çalışma Buligan ve diğerleri [28] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada hareketli bir yüzeyin tek noktadaki konum ve hız değerlerini Doppler etkisi ile ölçebilen bir Lazer Doppler titreşim ölçer kullanılmıştır. Ölçülen yüzeyin malzeme ve yüzey özelliklerinden etkilenmemesi, temassız bir ölçüm sistemi olması ve kalibrasyon gerektirmemesi bu sistemin temel avantajları olarak belirtilmiştir [28]. Yapılan

Çalışmada silindir çapı 24.28 mm olan R134a soğutkanlı bir kompresör kullanılmış ve valfe optik olarak ulaşabilmek için birisi kompresörün muhafazasında ve diğeri silindir kafasında olmak üzere iki farklı cam pencere kullanılmıştır. Ölçümler sonucunda elde edilen emme ve egzoz valf yaprağı deplasman değeri krank açısına bağı olarak Şekil 3.27’de verilmiştir. Şekilde görüleceğı üzere emme valf yaprağı 40 DKA civarında açılarak üç kere açılıp kapanmakta ve egzoz valf yaprağı ise 320 DKA civarında açılarak üst ölü noktadan hemen sonra kapanmaktadır.

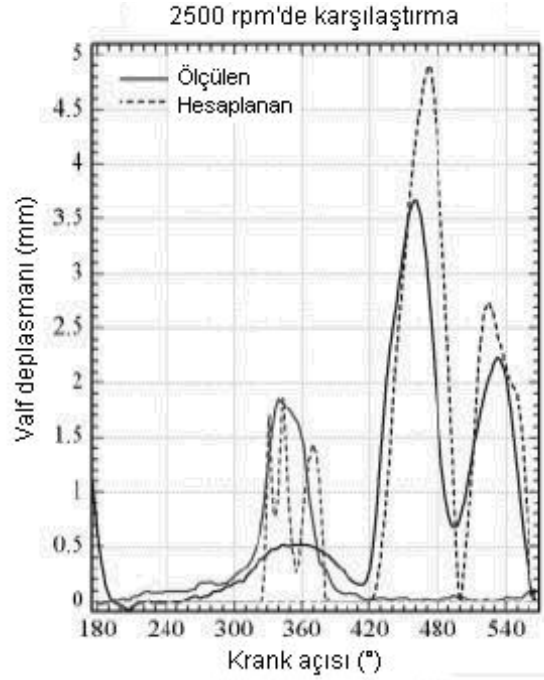


Şekil 3.27 Emme ve egzoz valf yaprağı deplasmanı [28]

Valf yaprağı hareketinin sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanması ve elde edilen sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılması ile ilgili bir alışma Machu ve diğeri [29] tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında 100 mm silindir çapına sahip su soğutmalı bir hava kompresörü kullanılmış olup yaprağın deplasmanının ölçülmesinde optik bir sensörden faydalanılmıştır. Çalışma sonunda emme valf yaprağı için elde edilen sayısal ve deneysel deplasman değeri karşılaştırılması Şekil 3.28’de verilmiştir.

Yılmaz [30] tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında ise, kompresör valf yapraklarının statik ve dinamik yükler altındaki davranışının incelenmesi için sürekli sistemlerin titreşim denklemi sonlu farklar yöntemi ile özölmüştür. Belirli yükler altında elde edilen statik deplasman değeri ticari sonlu elemanlar programları ile hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen değeri karşılaştırılmış; belirli bir ilk deplasman değeri sonra valf yaprağının sönümlü serbest titreşim

hareketi ile elde edilen doğal frekans değerleri de zamana bağlı incelemeler ile hesaplanmıştır.

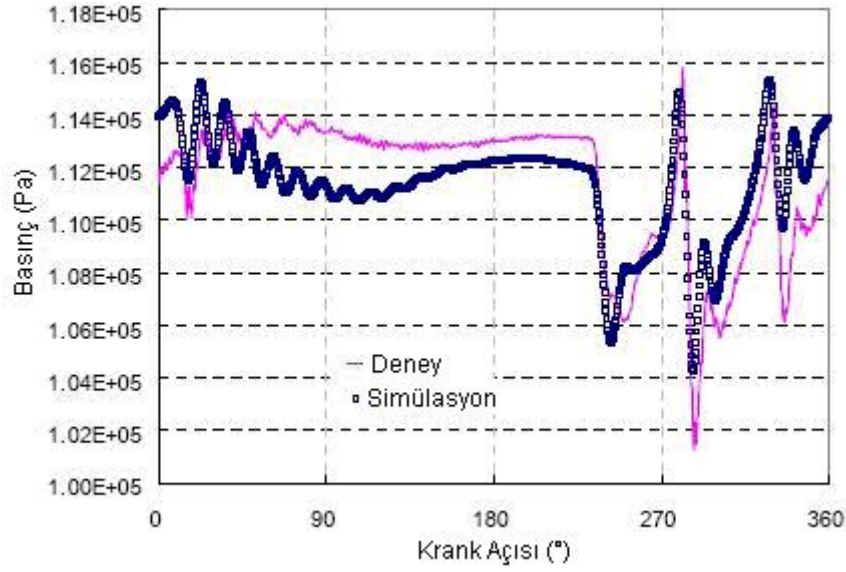


Şekil 3.28 Sayısal ve deneysel emme valf yaprağı deplasmanı [29]

3.2.5. Kompresör Emme Hattında Zamana Bağlı Akışın Modellenmesi

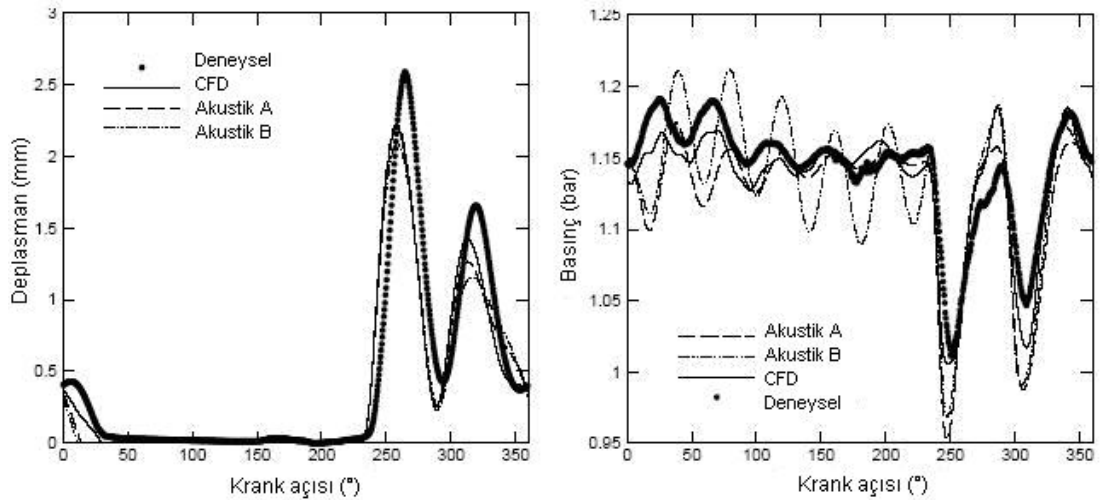
Kompresör emme hattındaki zamana bağlı akışın modellenmesi ile ilgili ilk çalışmalardan birisi Singh ve Soedel [31, 32] tarafından sunulmuştur. Valf yaprakları olmasa bile, pistonun sinosoidal hareketi nedeniyle zamana bağlı bir akış oluşacağı; bununla beraber valf yapraklarının çevrimin sadece belirli zamanlarında açılıp kapanmasının salınım genliklerini arttırdığına dikkat çekilmiştir. Yapılan çalışmada [32] basınç dalgalarının hesaplanmasında dalga teorisi kullanılmış, sürtünme, ısı iletkenlik ve türbülans etkileri basit bir sönüm terimi ile bu denkleme eklenmiştir. Bu çalışma içerisinde zamana bağlı akışın ısı transferi üzerindeki etkisi ile ilgili herhangi bir araştırma sunulmamıştır.

Emme hattındaki zamana bağlı akışın dikkate alınması ile ilgili bir başka çalışma An ve diğerleri [33] tarafından sunulmuştur. İdeal gaz kabulü ve politropik proses ile silindir termodinamiğinin modellenmesi, efektif akış alanı modelinin kullanılması ve valf yaprakları için tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm modelinin kullanılması ile indikatör diyagramı simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile elde edilen emme plenumu basınç dalgalanması Şekil 3.29'da verilmiş olup pulsatif akış nedeniyle ısı transferinde gerçekleşen farklılıklar ile ilgili herhangi bir bilgi yoktur.



Şekil 3.29 Emme plenumunda basınç dalgalanmaları [33]

Emme hattındaki basınç dalgalanmalarının ve bu dalgaların kompresör performansına etkisinin incelenmesi ile ilgili bir diğer çalışma Deschamps ve diğerleri [34] tarafından sunulmuştur. Kompresör çevrim simülasyonunun yanısıra kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri tek boyutlu ve zamana bağlı olarak çözülerek elde edilen sonuçlar Şekil 3.30'da sunulan eğrilerde CFD olarak adlandırılmıştır. Bu yöntemle alternatif olabilecek akustik dalga denklemi ise değişken sönümlü ve sabit sönümlü olmak üzere iki farklı şekilde ele alınmıştır. Şekil 3.30'dan görüleceği üzere, valf yaprağı deplasmanı ve plenum basıncı dalgalanmaları bu tür bir yaklaşım ile hassas olarak hesaplanabilmektedir. Her ne kadar plenumdaki basınç hassas olarak hesaplansa da, emme hattındaki ısı transferi ile ilgili bir çalışma mevcut değildir.



Şekil 3.30 Emme valf yaprağı deplasmanı ve plenum basınç dalgalanmaları [34]

3.2.6. Sonuçlar

Kompresörlerin modellenmesi ve simölasyonu ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

i-) Kompresörlerin genel olarak modellenmesi ile ilgili çalışmalar üç grupta toplanabilir:

- Volümetrik verim ve politropik üs gibi ampirik ifadelerden yararlanan ve zamandan bağımsız global modeller [2-4]: Bu tür modeller ile kompresör tasarımına ve zamana bağılı proseslere ait bilgiler elde edilemese de, soğutma sistemlerinin simölasyonu ve hata bulma ve tanılama çalışmalarında bu çalışmalardan faydalanılabilmektedir.
- Silindir proseslerinin zamana bağılı olarak modellendiğı alışmalar [5, 6, 8, 9, 10]: Bu tür çalışmalarda silindir prosesleri politropik üs [8-10] veya termodinamiğın birinci kanunu ile [5, 6] zamana bağılı olarak modellenerek, indikatör diyagramı simölasyonu yapılmaktadır. Tüm çalışmalarda port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akış efektif akış alanı kavramı ile hesaplanırken bazı çalışmalarda [8, 9] emme ve egzoz manifoldlarındaki akustik basınç salınımları düzlem dalga teorisi kullanılarak elde edilmektedir. İncelenen çalışmaların birinde [6], ısı transferi modeli kullanılsa da, bu model sürekli rejimdeki akışa dayanmakta olup bu tür çalışmalarda emme ve egzoz hatlarındaki basınç salınımlarının ısı transferi üzerine olan etkisi ile ilgili herhangi bir bilgiye rastlanmamıştır.
- Ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik soğutkan kompresörleri üzerinde uzun yıllardan beri çalışılmakla beraber, yakın geçmişte yapılan çalışmalarda bile [12-14], emme susturucusu hattındaki akış sadece bir boyutlu olarak modellenmekte ve bu durumda ısı transferi ve sürtünme katsayıları ile ilgili bilgiler programlara dışarıdan verilmek durumunda kalmaktadır. Susturucu içerisindeki pulsatif akışın basınç düşümü ve ısı transferi üzerindeki etkilerini irdeleyen herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.
- Bu doktora tez çalışması ile, literatürde bulunan mevcut kompresör simölasyon modellerine benzer bir simölasyon modeli oluşturulmuş; bununla beraber literatürdeki çalışmalardan farklı olarak kompresör emme hattındaki zamana bağılı akış ve ısı transferi iki boyutlu olarak incelenerek bu proseslerin kompresör performansına etkisi irdelenmiştir.

ii-) Kompresör simülasyon programlarının doğrulanması amacıyla, kompresör kalorimetre test sistemleri ve kompresör içi sıcaklık ölçümleri yaygın olarak kullanılmaktadır [14]. Volümetrik verim ve SEK gibi global performans parametrelerinin farklı çalışma koşullarındaki hesap hassasiyeti % 10 mertebesinde [12, 14]. Kompresör içerisindeki sıcaklıkların hesaplanmasında ise emme hattındaki sıcaklıkların daha düşük egzoz hattındaki sıcaklıkların ise daha yüksek olarak hesaplanmasının temel nedeninin, bu hatlardaki pulsatif akışın ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkisinin hassas olarak hesaplanamamasından kaynaklandığı belirtilmektedir [14].

iii-) Kompresör simülasyon programlarının doğrulanması amacıyla valf yaprağı hareketinin optik yöntemlerle ölçülmesi ile ilgili çalışmalar literatürde mevcuttur [28, 29]. Bu tez çalışması kapsamında ise, uzama ölçeği (strainage, SG) kullanılarak valf yaprağı hareketinin kompresör krank açısına bağlı olarak elde edilebilmesi amacıyla deneysel bir yöntem geliştirilerek literatüre katkıda bulunulmaya çalışılmıştır.

3.3. Gelişmekte Olan Pulsatif Akışlarda Isı Transferi ile İlgili Çalışmalar

Bu bölümde, gelişmekte olan pulsatif ve salınımlı akışlardaki ısı transferi ile ilgili literatür araştırması sonucunda elde edilen bilgiler sunulmuştur. Belirli bir salınım frekansının yanısıra belirli bir salınım genliği ile de karakterize edilebilen akışlar salınımlı, belirli bir frekansa sahip olmakla beraber herhangi bir salınım genliği ile karakterize edilemeyen akışlar ise pulsatif olarak sınıflandırılmıştır. Bu tür akışlara ek olarak, tez çalışması kapsamında oluşturulan simülasyon programlarının doğrulanmasında kullanılmak üzere, hidrodinamik olarak gelişmiş ve gelişmekte olan sürekli rejimdeki akışlar da incelenmiştir.

3.3.1. Gelişmekte Olan Sürekli Rejimdeki Akışlarda Isı Transferi

Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısısal olarak gelişmekte olan laminar akışlardaki ısı transferi ile ilgili "Graetz" probleminin çözümü, boru ve birbirine paralel levhalardan oluşan kanal geometrileri için literatürdeki klasik çalışmalarda mevcuttur [35-37]. Kanal içerisindeki hidrodinamik olarak gelişmiş akışlarda, sabit cidar sıcaklığı sınır şartında, yerel Nusselt sayısının hesaplanması için Shah ve London tarafından şu korelasyon önerilmiştir [37]:

$$\text{Nu}_x = \begin{cases} 1.233(\bar{x})^{-1/3} + 0.4 & \bar{x} \leq 0.001 \\ 7.541 + 6.874(10^3 \bar{x})^{-0.488} e^{-245\bar{x}} & \bar{x} > 0.001 \end{cases} \quad (3.17)$$

Bu eşitlikte, Nu_x yerel Nusselt sayısını göstermekte olup, boyutsuz aksenal koordinatı temsil eden Graetz sayısı şu şekilde tanımlanmıştır:

$$\frac{x}{d_h} = \frac{(x/d_h)}{(RePr)} = \frac{(x/d_h)}{Pe} \quad (3.18)$$

Bu eşitlikte:

x : Aksenal koordinat,

d_h : Hidrolik çap,

Re : Reynolds sayısı,

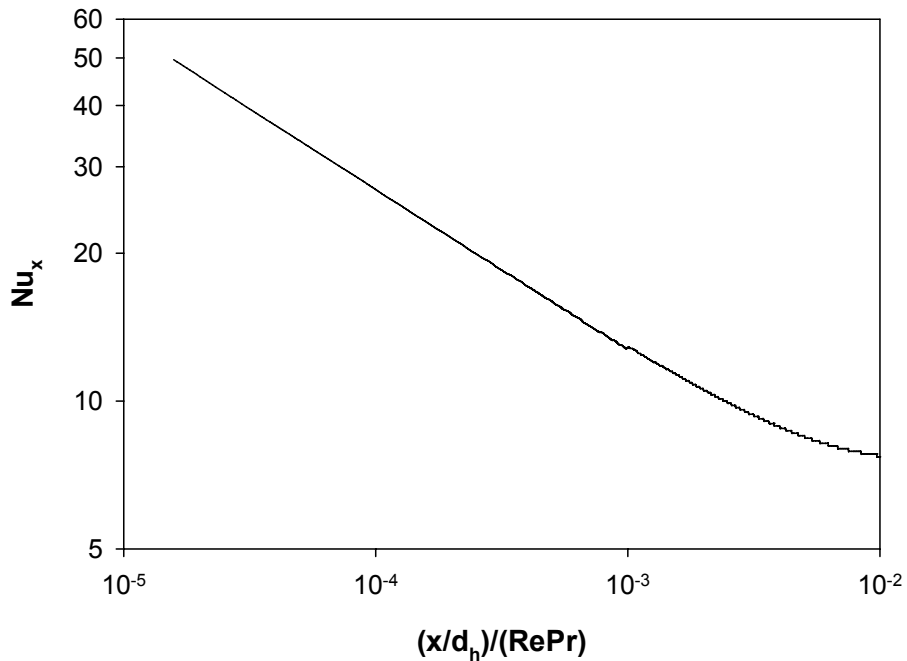
Pr : Prandtl sayısı,

Pe : Peclet sayısı

olarak tanımlanmıştır. Bilindiği üzere paralel levhalardan oluşan kanallarda hidrolik çap kanal yüksekliğinin iki katı olarak hesaplanmaktadır [36]:

$$d_h = 2H \quad (3.19)$$

(3.17) denklemi ile hesaplanan yerel Nusselt sayılarının Graetz sayısı ile değişimi Şekil 3.31’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, yerel Nusselt sayısı ısı sınır tabakanın gelişmeye başlaması ile beraber hızla azalmakta ve sabit sıcaklık sınır şartı için sınır tabaka geliştiğinde 7.54 değerine ulaşmaktadır.



Şekil 3.31 Kanal içerisinde ısı olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı [37]

Bilindiği üzere klasik Graetz probleminin çözümünde kanal içerisindeki akış hidrodinamik olarak gelişmiş kabul edilmekte ve bu durumda ortalama hız

$$u_m = \frac{H^2}{12\mu} \left(-\frac{dp}{dx} \right) \quad (3.20)$$

olmak üzere kanal içerisindeki hız profili, şu eşitlik ile hesaplanabilmektedir [36]:

$$u = \frac{3}{2} u_m \left[1 - \left(\frac{y}{H/2} \right)^2 \right] \quad (3.21)$$

Bu eşitliklerde:

u_m : Kanal içerisindeki ortalama hız,

μ : Dinamik viskozite,

p : Basınç

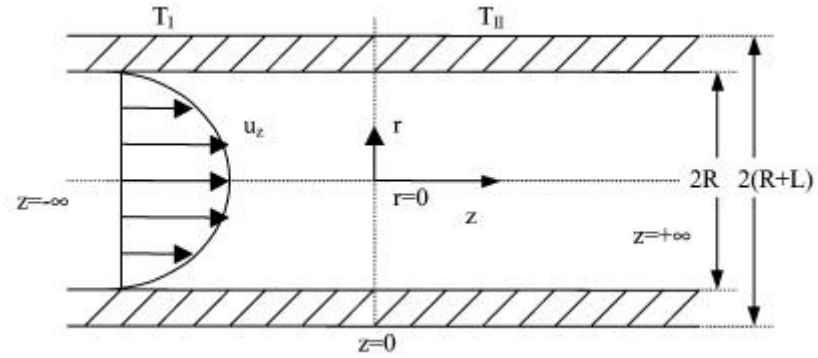
u : Eksenel hız bileşeni

y : Düşey koordinat

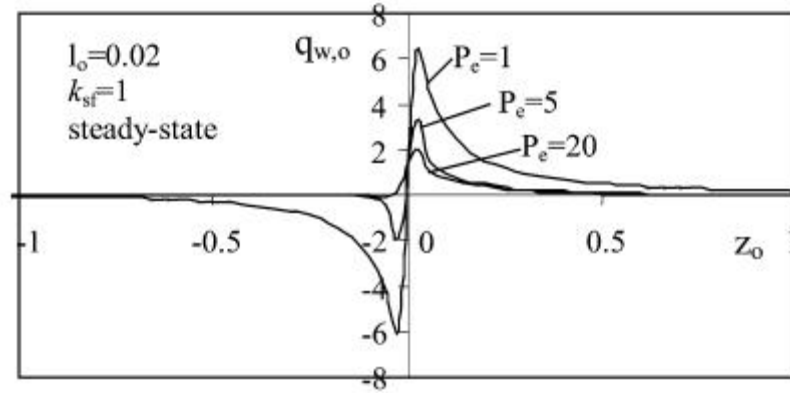
olarak tanımlanmıştır. Her ne kadar klasik bir problem olsa da, hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışlardaki ısı transferinin incelenmesi ile ilgili çalışmalar yakın geçmişte de devam etmiştir [38, 39]. Singh [38] tarafından yapılan çalışmada, dairesel kesitli kanallarda “Newtonian” ve “Non-Newtonian” akışlardaki ısı transferi problemi sayısal olarak ele alınmıştır. Sonlu farklar tekniğinin kullanıldığı çalışmada, problem üç boyutlu olarak ele alınarak sabit ısı akısı ve sabit cidar sıcaklığı altındaki durum incelenmiş ve yerel Nusselt sayısı farklı durumlar için elde edilmiştir.

Boru içerisinde ısı olarak gelişmekte olan akışların sayısal incelemesi ile ilgili ilginç bir çalışma, Zueco ve diğerleri [39] tarafından sunulmuştur. Katı cidar içerisindeki ısı iletiminin de hesaba katıldığı çalışmada boru et kalınlığı, Peclet sayısı, ısı iletkenliklerin oranı ve benzeri parametrelerin etkisi incelenmiştir. Boru içerisindeki akış hidrodinamik olarak gelişmiş kabul edilmiş; sayısal modellemede *Network Simulation Method* (NSM) olarak adlandırılan bir yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde, fiziksel problemi tanımlayan kısmi diferansiyel denklemler, uzaysal ayrıklaştırma ile adi diferansiyel denklemlere dönüştürülmekte ve çözüm uzayı sonlu hacimlere bölünerek her bir hücre için elektrik analogisinden faydalanılarak adi diferansiyel denklemlerin çözümü elde edilmektedir [39]. Şekil 3.32’de sunulan problem geometrisinden görüleceği üzere, borunun dış cidarında ani bir sıcaklık

değişimi olduğu kabul edilmiştir. Hidrodinamik olarak gelişmiş akış kabulü yapılarak viskoz disipasyon terimi ihmal edilmiş ve akışkan özellikleri sabit olarak ele alınmıştır. Sürekli rejim durumunda cidardaki boyutsuz ısı akısının ($q_{w,o}$) boru eksenı boyunca değişimi, farklı Peclet sayıları için Şekil 3.33'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere boru dış cidar sıcaklığının ani olarak değiştiği noktada ısı akısı da sıcaklık gradyenlerine bağlı olarak hızla artmakta; ve bir maksimum değere ulaştıktan sonra azalmaya başlamaktadır. Yapılan çalışma sonucunda, zamana bağlı problemlerde borudaki ısı iletiminin hesaba katılması gerektiği; bununla beraber yüksek Peclet sayılarında bu prosesin ihmal edilebileceği belirtilmiştir.



Şekil 3.32 Boru içerisinde ısı olarak gelişmekte olan akışlar için problem geometrisi [39]



Şekil 3.33 Isıl olarak gelişmekte olan bölgede ısı akısının eksenel yönde değişimi [39]

Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışlardaki ısı transferinin yanı sıra, özellikle kısa kanallar içerisinde önem kazanan gelişmekte olan akışlardaki basınç düşümü ve ısı transferi de, literatürde incelenmiş olan problemler arasındadır. Kanal girişinden belirli bir mesafeye kadar olan basınç düşümü

$$\Delta p = \frac{4\bar{f}\rho u_m^2 L}{2 d_h} \quad (3.22)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Bu eşitlikte:

Δp : Kanal girişinden belirli bir mesafeye kadar olan basınç düşümü (Pa),

$\bar{f}$: Kanal girişinden belirli bir mesafeye kadar ortalama sürtünme katsayısı,

ρ : Yoğunluk,

L : Basınç düşümünün belirlendiği mesafe

olarak tanımlanmıştır. Paralel levhalardan oluşan kanallar içerisinde hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için ortalama sürtünme katsayısı değerleri Şekil 3.34'de sunulmuştur [37]. Şekilde görüleceği üzere akışın gelişmeye başlaması ile beraber ortalama sürtünme katsayısı hızla azalmakta ve kanal içerisindeki tam gelişmiş akışlar için asimptotik değerine yaklaşmaktadır. Tam gelişmiş hal için sürtünme katsayısı şu eşitliklerle verilmiştir [36]:

$$f = \frac{24}{Re} \quad (3.23)$$

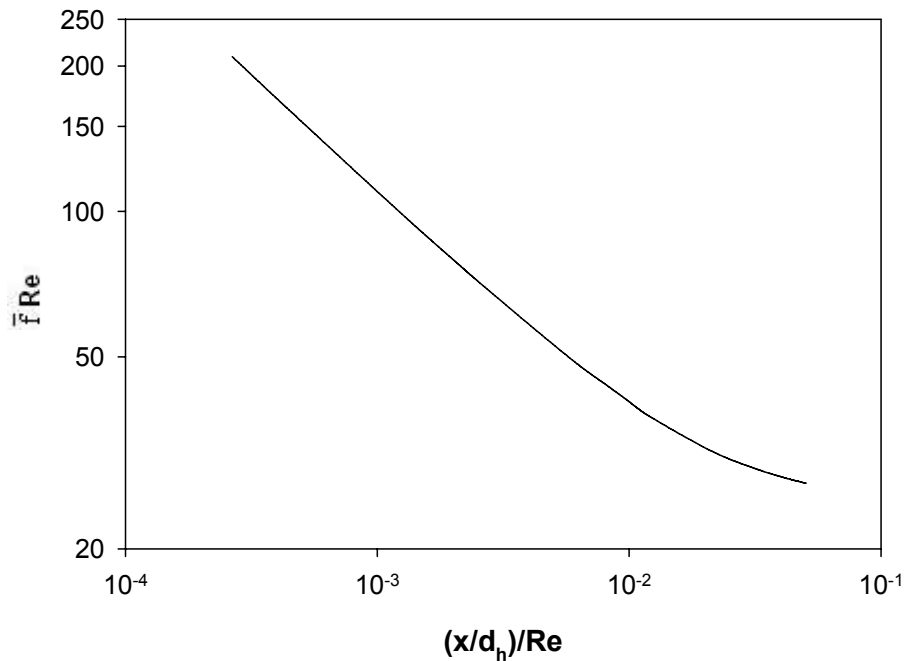
$$f = \frac{\tau_w}{1/2 \rho u_m^2} \quad (3.24)$$

Bu eşitliklerde:

f : Yerel sürtünme katsayısı,

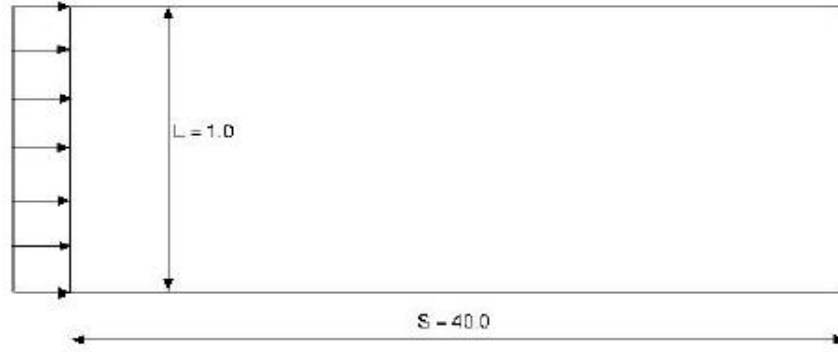
τ_w : Cidardaki kayma gerilmesi

olarak tanımlanmıştır.

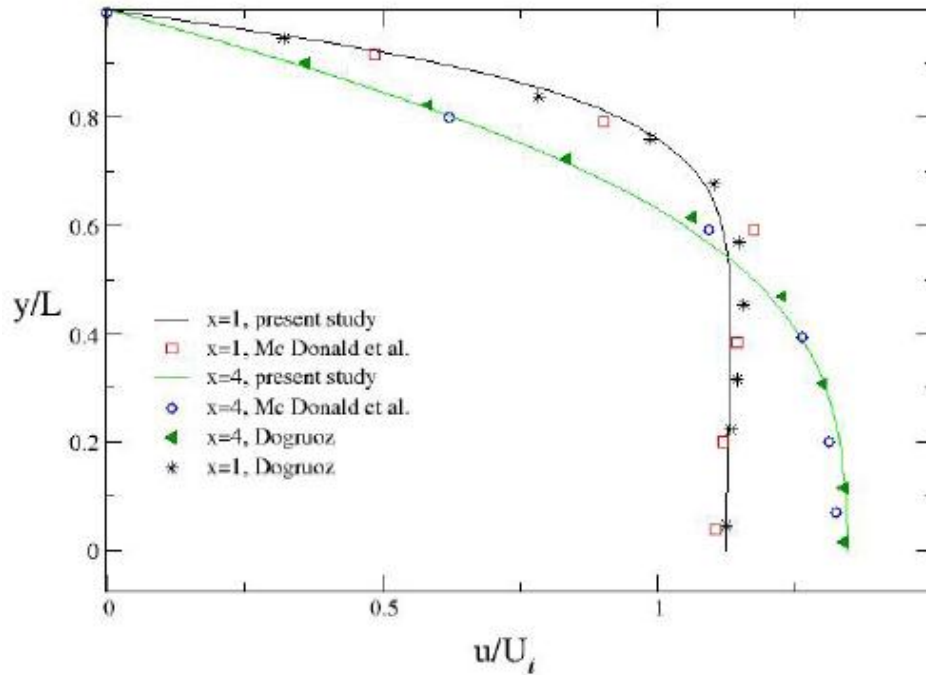


Şekil 3.34 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda ortalama sürtünme katsayısı [37]

Her ne kadar kanal içerisinde gelişmekte olan laminar akışlardaki basınç düşümü klasik bir problem olarak gözüксе de, bu problemin de farklı yaklaşımlarla çözülmesi üzerine yapılan çalışmalar devam etmektedir. Sahu [40] tarafından yapılan çalışmada, bu tür akışların çoklu ağ yapısı tekniği ile çözülmesi ele alınmıştır. İraksak bir kanal ve ıraksak bir boru içerisindeki akışların ele alındığı çalışmada çevri – akım fonksiyonu formülasyonundan yararlanılmış ve Gauss-Seidel iterasyon yönteminin yakınsama hızı düşük olduğu için, çoklu ağ yapısı tekniği uygulanmıştır. Oluşturulan simülasyon programının doğrulanmasında, kanal içerisinde gelişmekte olan akışlar baz alınmış olup problemin geometrisi Şekil 3.35’de sunulmuştur. Özelliklerin sabit olduğu, sıkıştırılamaz, laminar akış için Reynolds sayısının 75 olması durumunda 64×64 ağ yapısında farklı kesitlerde elde edilen hız profilleri Şekil 3.36’da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere yapılan çalışmada kullanılan yöntem ile bu tür akışlar hassas bir şekilde simüle edilebilmiştir.

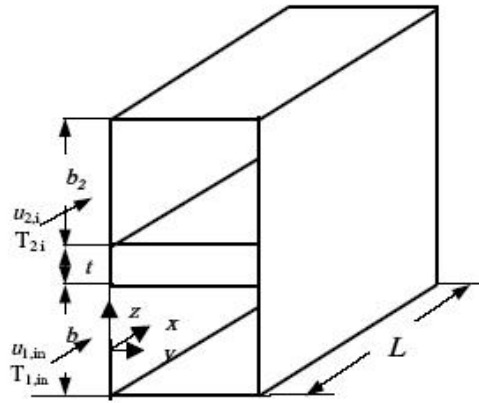


Şekil 3.35 Kanal içerisinde gelişmekte olan akışlar için problem geometrisi [40]



Şekil 3.36 Kanal içerisinde gelişmekte olan akışlar için farklı kesitlerde hız profili [40]

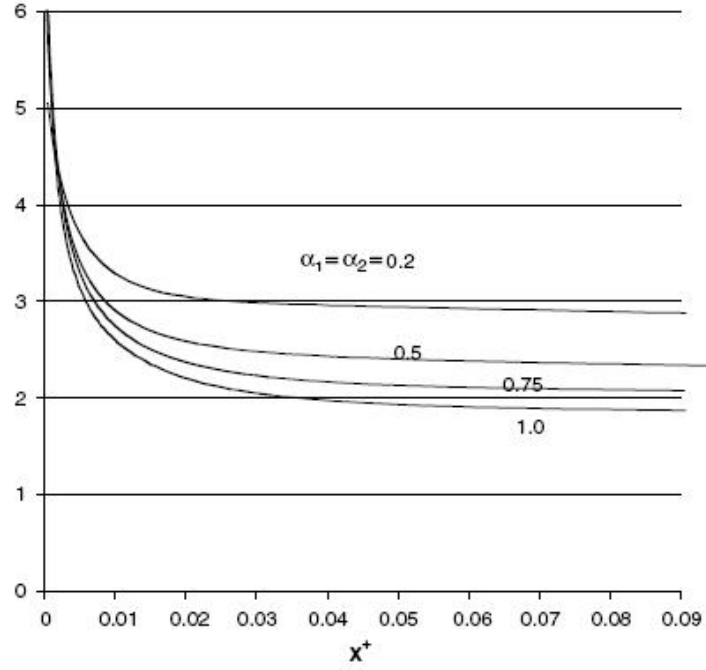
Kanal içerisinde hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan akışlar ile ilgili olarak da literatürde bazı çalışmalar bulunmaktadır. Bu tür akışların incelenmesi ile ilgili bir çalışma Al-Bakhit ve Fakheri [41] tarafından sunulmuştur. Özellikle mikrokanal ısı değiştiricilerinde, ısı değiştiricisi uzunluğunun düşük ve cidar kalınlığının göreceli olarak fazla olması nedeniyle, gelişmekte olan bölgenin ısı transferi hesaplarında ihmal edilemeyeceği belirtilmiş ve bu durum sayısal olarak incelenmiştir. Mikrokanal ısı değiştiricileri içerisindeki üç boyutlu akış ve ısı transferinin ele alındığı çalışmada kullanılan geometri Şekil 3.37’de sunulmuştur. Alt tarafta bulunan kanalda yüksek, üst tarafta bulunan kanalda ise düşük sıcaklıktaki akışkan akmaktadır.



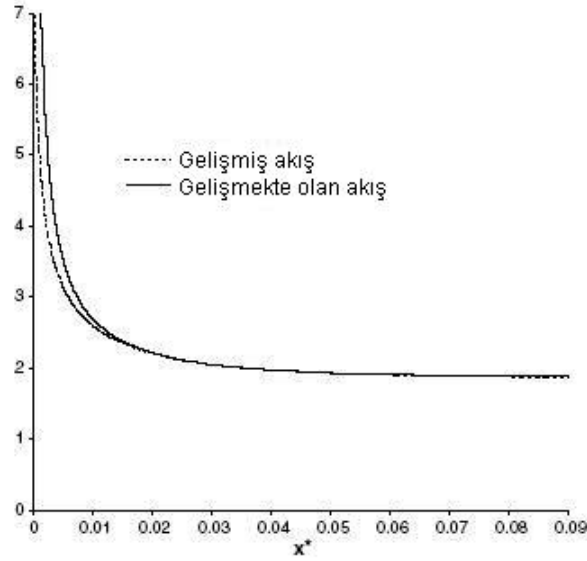
Şekil 3.37 Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan mikrokanaalların incelenmesi için kullanılan geometri [41]

Süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözülmesinde sonlu farklar tekniğinden yararlanılmış, diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasında “power law” şemasından faydalanılmıştır. $71 \times 51 \times 51$ ağ yoğunluğunun kullanıldığı çalışmada elde edilen yerel Nusselt sayısının Graetz sayısı ile değişimi, farklı kanal geometrileri için Şekil 3.38’de sunulmuştur. Şekilde verilen α sembolü, kanal yüksekliklerinin kanal genişliğine oranı olup, şekilden görüleceği üzere kanal girişindeki Nusselt sayıları ısı olarak gelişmiş bölgedeki Nusselt sayısına göre oldukça yüksektir. Bu çalışmada elde edilen bir diğer önemli sonuç, ısı olarak gelişmekte olan bölgedeki ($x^+ < 0.01$) ısı transferinin üç boyutlu etkilerden uzak olduğudur. Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan durum için elde edilen bu çözümden sonra, hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan akışlar incelenmiş ve yerel Nusselt sayısı karşılaştırmalı olarak Şekil 3.39’da verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere özellikle kanalın giriş kısmında akışın hidrodinamik olarak gelişmekte olması, ısı transferini artırıcı yönde rol oynamaktadır. Bu analizin yapılabilmesi için hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışın ticari bir hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımı olan FLUENT® ile

çözüldüğü belirtilmiştir [41]. Yapılan çalışma sonucunda Graetz sayısının 0.3'den küçük değerleri için ısı transferinin önemli oranda arttığı belirtilmiştir.



Şekil 3.38 Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan bölge için yerel Nusselt sayısının kanal geometrisi ile değişimi [41]



Şekil 3.39 Hidrodinamik olarak gelişmekte ve gelişmiş olan akışlar için Nusselt sayısının değişimi [41]

3.3.2. Boru veya Kanal İçerisinde Laminer Salınlı ve Pulsatif Akışlar

Sabit ısı akısı sınır şartındaki bir boru içerisindeki salınlı akışta ısı transferinin analitik olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma, Moschandreou ve Zamir [42] tarafından sunulmuştur. Salınlı akışlardaki ısı transferi ve sıcaklık alanı ile ilgili olarak literatürde net bilgilerin bulunmadığı; akıştaki salınlıların ısı sınır tabaka

kalınlığını değiştirmesi nedeniyle genel olarak ısı transferinin de değiştiğinin kabul edildiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada, boru içerisindeki salınımlı akışların ısı transferi mekanizması üzerindeki etkisi ve bu durumun Prandtl sayısı ve boyutsuz frekans parametresine bağlılığı analitik olarak araştırılmıştır.

Boru içerisinde sadece eksenel hız bileşeninin olması ve viskoz disipasyon etkilerinin ihmal edilmesi durumunda enerji denklemi şu şekilde verilmiştir [42]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.25)$$

Bu denklemde:

T : Sıcaklık (K)

t : Zaman (s)

k : Isıl iletkenlik (W/m.K)

c_p : Sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)

r : Radyal koordinat (m)

olarak tanımlanmıştır. (3.25) denkleminde de görüleceği üzere eksenel yöndeki ısı iletimi ile ilgili terim ihmal edilmiştir. Akışkanın ele alınan bölgeye homojen bir sıcaklıkta girdiği kabul edilerek, boyutsuz sıcaklık farkı şu şekilde tanımlanmıştır [42]:

$$\theta = \frac{T - T_0}{q_w a / k} \quad (3.26)$$

Bu eşitlikte:

θ : Boyutsuz sıcaklık

T₀ : Homojen giriş sıcaklığı (K)

q_w : Cidardaki ısı akısı (W/m²)

a : Boru yarıçapı (m)

olarak tanımlanmıştır. Eksenel hız Poiseuille akışındaki maksimum hız değeri ile ve radyal koordinat borunun yarıçapı ile boyutsuzlaştırılırken, zamanın boyutsuzlaştırılması şu şekilde yapılmıştır [42]:

$$t^* = \frac{t k}{\rho c_p a^2} \quad (3.27)$$

Salınımlı akış alanının tanımlanmasında, akışın sürekli rejimdeki bir Poiseuille akışı ile salınımlı bir akış alanının süperpozisyonundan oluştuğu kabul edilmiş olup, eksenel hız fonksiyonu

$$u(r, t) = \frac{A_0}{4\mu} (r^2 - a^2) + \frac{i A_1}{\rho \omega} \times \left(1 - \frac{J_0(\sqrt{-i \rho \omega a^2 / \mu} r / a)}{J_0(\sqrt{-i \rho \omega a^2 / \mu})} \right) e^{i \omega t} \quad (3.28)$$

olarak alınmıştır [42]. Bu denklemde:

A_0 : Akışın sürekli rejimdeki kısmını sağlayan basınç gradyeni (Pa/m),

A_1 : Akışın salınımlı kısmını oluşturan basınç gradyeninin genliği (Pa/m),

ω : Salınım frekansı (rad/s),

J_0 : Sıfırıncı dereceden birinci tip Bessel fonksiyonu,

olarak tanımlanmıştır. Bu durumda:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = A_0 + A_1 e^{i \omega t} \quad (3.29)$$

olarak yazılabilmektedir. Boyutsuz frekans parametresi, ω^* , şu şekilde tanımlanmıştır:

$$\omega^* = \frac{\rho c_p a^2}{k} \omega = \text{Pr Re}_\omega \quad (3.30)$$

$$\text{Re}_\omega = \frac{\rho a (a \omega)}{\mu} \quad (3.31)$$

Bu eşitliklerde Re_ω salınımlı akış ile ilgili Reynolds sayısını tanımlamaktadır. (3.28) eşitliği ile verilen hız dağılımının boyutsuzlaştırılması durumunda

$$\beta = 4 \left(\frac{A_1}{A_0} \right) \text{Pr} \quad (3.32)$$

olmak üzere şu eşitlik elde edilmektedir [42]:

$$u^*(r^*, t^*) = u_0^*(r^*) + \beta u_1^*(r^*, t^*) \quad (3.33)$$

(3.32) eşitliğindeki β parametresi, salınım genliğinin sürekli rejimdeki basınç gradyenine oranını gösteren boyutsuz parametredir. (3.33) eşitliğinde ise “0” ve “1” alt indisleri sırasıyla akışın sürekli rejim kısmına ve salınımlı kısmına ait eksenel hız

değerlerini göstermektedir. Bu durumda boyutsuz sıcaklık dağılımı için de aynı formda bir çözümün araştırılabileceği belirtilmiştir:

$$\theta(x^*, r^*, t^*) = \theta_0(x^*, r^*) + \beta \theta_1(r^*, t^*) \quad (3.34)$$

(3.34) eşitliğinden de görülebileceği üzere, eşitliğin sağ tarafında yer alan ilk terim sıcaklık dağılımının sürekli rejim kısmını, ikinci terim ise salınımlı akış nedeniyle meydana gelen sıcaklık salınımlarını göstermektedir. İkinci fonksiyonun akışın tam gelişmiş olması nedeniyle eksenel koordinattan bağımsız olduğu belirtilmiştir. Bu tür bir çözümün geçerli olabilmesi için gerekli şartlardan birisi de, boyutsuz basınç salınımı genliğini gösteren β parametresinin birden küçük olması gerekliliğidir [42].

Sıcaklık alanının sürekli rejim kısmını tanımlayan θ_0 fonksiyonunun çözümünün literatürden alındığı ve eksenel koordinatın yeterince büyük olması durumunda:

$$\frac{\partial \theta_0}{\partial x} \rightarrow 4.0 \quad (3.35)$$

argümanının geçerli olacağı belirtilmiştir [42]. Bu argüman kullanılarak sıcaklık alanının salınımlı kısmı için Bessel fonksiyonlarına dayanan bir çözüm sunulmuştur. Nusselt sayısının tanımı ve ilgili matematiksel işlemlerden sonra, akışın salınımlı olmasının Nusselt sayısında yarattığı değişimin bir göstergesi olan

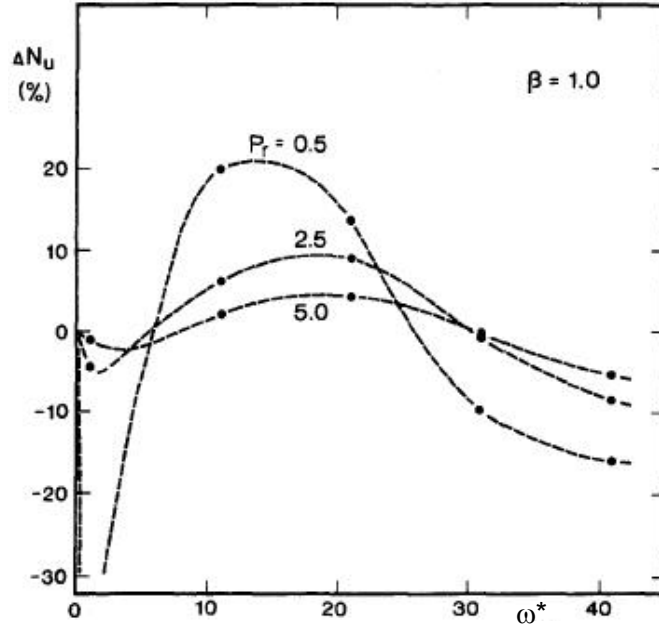
$$\Delta Nu = \frac{Nu - Nu_0}{Nu_0} \quad (3.36)$$

parametresi tanımlanmış ve bu parametrenin, elde edilen çözüm dahilinde

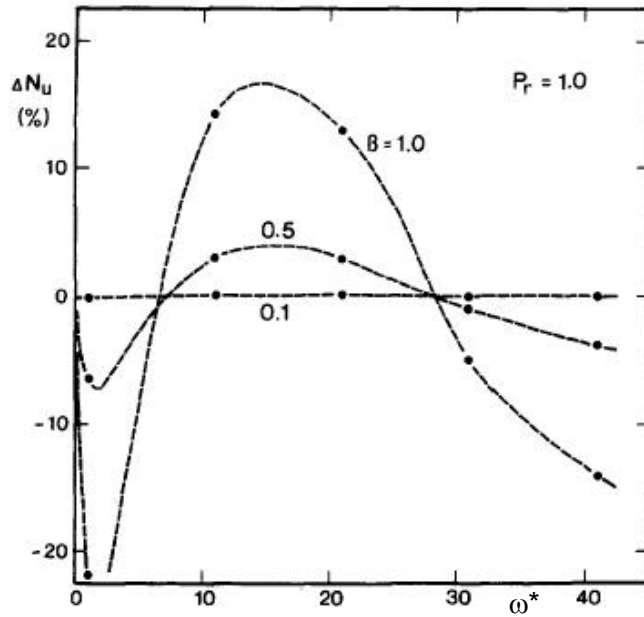
$$\Delta Nu = \frac{1}{\frac{2}{\beta^2 Nu_0 \theta_{1m}} - 1} \quad (3.37)$$

şeklinde ifade edilebileceği gösterilmiştir [42]. Bu eşitlikte kullanılan m alt indisi yığın özellikleri göstermekte; Nu_0 ise sürekli rejim durumundaki Nusselt sayısını tanımlamaktadır. β katsayısının “1” olması durumunda farklı Prandtl sayıları ve frekans parametreleri için Nusselt sayısında elde edilen değişim Şekil 3.40’da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, boyutsuz frekans parametresinin bazı değerleri için Nusselt sayısındaki değişim bir tepe noktası yapmakta ve bu tepe noktasının değeri Prandtl sayısı azaldıkça artmaktadır [42]. Şekil 3.40’ın yorumlanmasında dikkat edilmesi gereken noktalardan birisi, (3.32) eşitliği ile verilen β parametresinin Pr sayısının da bir fonksiyonu olması ve bu parametrenin ilgili

grafik için, bir değerinde sabit tutulmasıdır. Bu durumda, Pr sayısının 0.5 olması halinde, basınç farkı salınımının genliğinin ortalama basınç farkına oranı da 0.5 olmaktadır. Prandtl sayısının 2.5 olması durumunda ise, sabit β parametresi değeri için bu oran 0.1'e düştüğünden ısı transferindeki değişimin azalmasının nedeni Pr sayısının artmasından ziyade salınım genliğinin azalması olabilir. Bu durum, Prandtl sayısının "1" olması halinde farklı β parametreleri için sunulan Şekil 3.41'de de görülmektedir.



Şekil 3.40 Prandtl sayısı ve frekans parametresinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [42]



Şekil 3.41 β parametresi ve boyutsuz frekansın Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [42]

Şekilde görüleceği üzere, β parametresinin 0.1 değeri için, ısı transferinde hemen hemen hiçbir değişiklik olmamakta, β parametresinin artması ile beraber frekansa bağlı olarak Nu sayısında $\pm \% 20$ mertebesinde farklar oluşabilmektedir [42]. Moschandreou ve Zamir tarafından yapılan çalışma dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

i-) Sabit ısı akısı sınır şartının uygulandığı bir boru içerisinde salınımlı akış olması durumu, akışkanın yığın sıcaklığını değiştirerek ısı transferinin daha düşük veya yüksek bir sıcaklık farkında gerçekleşmesine neden olmaktadır.

ii-) Boyutsuz frekans parametresinin 15 olması durumunda Nusselt sayısındaki artışta bir tepe noktası yaşanmakta, frekansın çok küçük ve yüksek değerleri için Nusselt sayısında azalma da görülebilmektedir (Örnek olması açısından, 0.624 bar basınç, 50°C sıcaklıkta R600a soğutkanının 8 mm çapında bir borudaki akışı için frekans parametresinin 15 olması, salınım frekansının 7.5 Hz civarında olmasını gerektirmektedir.)

iii-) Sabit ısı akısı sınır şartında bir boru içerisindeki hidrodinamik olarak gelişmiş laminar salınımlı akışta, salınım frekansı ve salınım genliğine bağlı olarak Nusselt sayısında $\pm \% 20$ mertebesinde değişimler görülebilmektedir. Salınım genliğinin azalması durumunda sürekli rejimdeki ısı transferine yaklaşılmaktadır.

Boru içerisindeki salınımlı akışlarda ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma Guo ve Sung [43] tarafından sunulmuştur. Literatürde yer alan çalışmalardaki çelişkilere dikkat çekilmiş ve salınımlı akışın ısı transferi üzerindeki etkisinin bazı araştırmacılar tarafından olumlu, bazı araştırmacılar tarafından olumsuz olarak nitelendirildiği belirtilmiştir. Bu tür çelişkilerden bazılarının, salınım genliğinin düşük olması durumunda, Nusselt sayısının farklı tanımlanmasından kaynaklandığı eklenmiştir [43]. Yüksek genlikli akış salınımları olması durumunda ise, geri akışların akışkanın yığın sıcaklığının tanımlanmasını zorlaştırdığı vurgulanmıştır.

Eksenel ve radyal koordinatlar borunun yarıçapı ile boyutsuzlaştırılırken, eksenel hız sürekli rejimdeki hacim ortalaması alınmış hız değeri ile boyutsuzlaştırılmıştır. Zaman, basınç ve sıcaklık terimlerinin boyutsuzlaştırılmasında ise şu tanımlar kullanılmıştır [43]:

$$t^* = \frac{t}{a/u_m}, \quad p^* = \frac{p}{\rho u_m^2}, \quad \theta = \frac{T}{q_w a/k} \quad (3.38)$$

Bu son eşitlikten de görüleceği üzere, Moschandreu ve Zamir [42] tarafından yapılan çalışmada sadece akışkan özelliklerine ve geometriye bağlı olarak boyutsuzlaştırılan zaman, Guo ve Sung [43] tarafından yapılan çalışmada yarıçapın sürekli rejimdeki ortalama hıza oranı ile boyutsuzlaştırılmıştır. Boyutsuz salınım frekansı şu şekilde tanımlanmıştır:

$$\omega^* = a\sqrt{\omega/\nu} \quad (3.39)$$

Bu eşitlikte ν kinematik viskoziteyi (m^2/s) göstermektedir.

Yönetici denklemlerin sayısal olarak çözülmesinde tam implisit kontrol hacmi formülasyonu kullanılmış ve elde edilen denklemler TDMA yöntemi ile çözülmüştür [43]. Yüksek frekanslarda çevrim başına 3600, düşük frekanslarda ise çevrim başına 360 zaman adımı kullanılmış ve yapılan çözümler ağ yoğunluğu ve zaman adımı açısından test edilmiştir.

Guo ve Sung tarafından yapılan çalışmada dört farklı Nusselt sayısı tanımı irdelenmiştir. Bu tanımlardan ilkinde Nusselt sayısı şu şekilde verilmektedir:

$$Nu_1 = \frac{2}{(\overline{\theta_w} - \overline{\theta_m})} \quad (3.40)$$

Bu eşitlikte, $\overline{\theta_w}$ cidardaki boyutsuz sıcaklığın zaman ortalamasını gösterirken $\overline{\theta_m}$ ise akışkanın boyutsuz yığın sıcaklığının zaman ortalamasını göstermektedir. Bu iki sıcaklık değerinin şu şekilde yazılabileceği belirtilmiştir [43]:

$$\overline{\theta_w} = \theta_{w0} + \Delta\theta_w, \quad \overline{\theta_m} = \theta_{m0} + \Delta\theta_m \quad (3.41)$$

Bu eşitliklerin sağ tarafında yer alan ilk terimler, cidar ve akışkanın sürekli rejimdeki sıcaklıklarını, ikinci terimler ise yine sırasıyla cidar ve akışkanda salınımlı akış nedeniyle oluşan sıcaklık farkını göstermektedir. Matematiksel işlemlerden sonra ilk Nusselt sayısının:

$$Nu_1 = \frac{2}{\theta_{w0} + \Delta\theta_w - \theta_{m0}} \quad (3.42)$$

olarak elde edilebileceği ve literatürde sunulan çalışmalara göre, $\Delta\theta_w$ her zaman sıfırdan büyük bir değer olduğu için, salınımlı akışın sürekli rejime göre ısı transferini azaltacağı sonucuna varılmıştır. İkinci Nusselt sayısı tanımının yapılabilmesi için zamana bağlı ve zaman ortalaması alınmış yığın sıcaklıklar şu şekilde tanımlanmıştır [43]:

$$\theta_m = \frac{\int_0^1 u^* \theta r^* dr^*}{\int_0^1 u^* r^* dr^*}, \quad \overline{\theta_m} = \frac{\int_0^{2\pi} \theta_m d\Omega^*}{\int_0^{2\pi} d\Omega^*} \quad (3.43)$$

Bu durumda Nusselt sayısının ikinci tanımı şu şekilde olmaktadır:

$$Nu_2 = \frac{4\pi}{\int_0^{2\pi} \theta_w d\Omega^* - \int_0^{2\pi} \theta_m d\Omega^*} = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} (1/Nu) d\Omega^*} \quad (3.44)$$

Buradaki Nusselt sayısı tahmin edilebileceği üzere anlık Nusselt sayısını göstermektedir:

$$Nu = \frac{2}{(\theta_w - \theta_m)} \quad (3.45)$$

Literatürde yer alan bir diğer tanım ise şu şekilde verilmiştir:

$$Nu_3 = \frac{\int_0^{2\pi} Nu d\Omega^*}{\int_0^{2\pi} d\Omega^*} = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{2}{\theta_w - \theta_m} d\Omega^*}{2\pi} \quad (3.46)$$

Salınımlı akış olması durumunda Nu_1 , Nu_2 ve Nu_3 değerleri arasında farklar olduğu ve ters akışın mevcut olması durumunda akışkanın yığın sıcaklığının bazı anlarda cidar sıcaklığına eşit olması nedeniyle, Nusselt sayısı profilinde süreksizliklerin ortaya çıkabileceği belirtilmiştir. Bu zorlukların aşılabilmesi için zamana bağlı yığın sıcaklık için yeni bir tanım önerilmiştir [43]:

$$\theta_m = \frac{\int_0^1 \theta \sqrt{u^{*2}} r^* dr^*}{\int_0^1 \sqrt{u^{*2}} r^* dr^*} \quad (3.47)$$

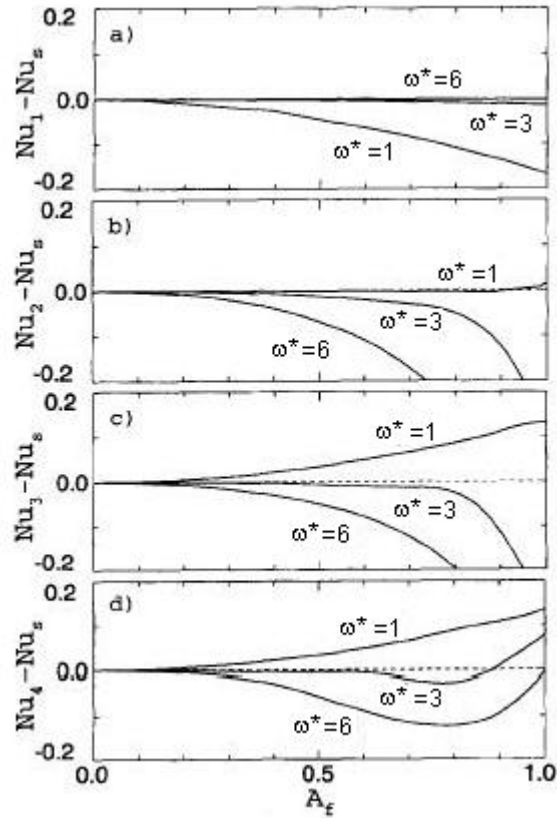
Bu tanımın, akışkanın yığın sıcaklığını daha iyi ifade ettiği ve bu tanımın kullanılması durumunda Nusselt sayısının aritmetik ortalamasının alınabileceği ifade edilmiştir. Bu durumda 4. Nusselt sayısı tanımı şu şekilde olmaktadır [43]:

$$Nu_4 = \frac{\int_0^{2\pi} Nu d\Omega^*}{\int_0^{2\pi} d\Omega^*} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{\theta_w - \theta_m} d\Omega^* \quad (3.48)$$

Dört farklı Nusselt sayısı tanımı kullanılarak yapılan çalışmada elde edilen sonuçların sunulmasından önce, bu tanımlar üzerinde durulmasının yararlı olacağı düşünülmüştür. Nusselt sayısının temel tanımında, ısı akısının, ısı taşınım katsayısı ile cidar ve akışkanın yığın sıcaklığı arasındaki farkın çarpımına eşit olmasından yola çıkıldığı görülmektedir. Bu tanım, sabit ısı akısı sınır şartındaki salınlı akışta, akışkanın yığın sıcaklığının cidar sıcaklığına eşit olması durumunda, ısı taşınım katsayısının ve dolayısıyla Nusselt sayısının sonsuza gitmesine neden olabilir. Bununla beraber (3.40) eşitliği ile verilen tanımda, Nusselt sayısının zaman ortalaması alınmış değerler üzerinden hesaplanması bir miktar şüphe ile karşılanmıştır. Önce ilgili sıcaklıkların zaman ortalamasının alınarak daha sonra ortalama Nusselt sayısının hesaplanmasından ziyade, ilk etapta anlık Nusselt sayılarının hesaplanması, ve daha sonra Nusselt sayısının ortalamasının alınmasının daha iyi bir yaklaşım olacağı düşünülmektedir. İkinci yaklaşımda, sıcaklık değerlerinin anlık ifadeleri kullanılmış olsa da, Nusselt sayısı tanımı yine zaman ortalaması alınmış değerler üzerinde yapılmıştır. Üçüncü tanım Nusselt sayısını anlık Nusselt sayılarının zaman ortalaması olarak hesapladığı için, en rasyonel yol olarak gözükmekle beraber, anlık yığın sıcaklığın hesaplanmasında klasik formülasyonun kullanılması durumunda, denklem (3.46)'nın sağ tarafında payda yer alan terimin sonsuza gitme olasılığı mevcuttur. Bu durum, yığın sıcaklığın tanımında geri akışların dikkate alınmamasından kaynaklanmaktadır. Yığın sıcaklığın çıkış noktası, belirli bir akış kesitinde, hız ve sıcaklık alanının homojen olmaması durumunda, akışın taşıdığı tüm enerjiyi temsil edecek bir sıcaklık değerinin bulunması olduğundan dolayı, (3.43) eşitliği ile verilen tanım geri akış olması durumunda geçerliliğini yitirmektedir. Kolaylık olması açısından, sıcaklık alanının homojen olduğu ama geri akışın pozitif yöndeki akış miktarına eşit olduğu bir kesit düşünülecek olursa, klasik yığın sıcaklık tanımında yer alan debi değeri sıfıra gideceğinden yığın sıcaklığın tanımlanması mümkün olmayacaktır. Bu bağlamda, Guo ve Sung tarafından önerilen ve (3.48) eşitliği ile sunulan tanımın, herhangi bir kesitteki yığın sıcaklığın hesaplanmasında kullanılabileceği düşünülmektedir.

Guo ve Sung tarafından yapılan çalışmada elde edilen ve farklı salınım genlik ve frekanslarında Nusselt sayısındaki değişimi gösteren grafikler, Şekil 3.42'de

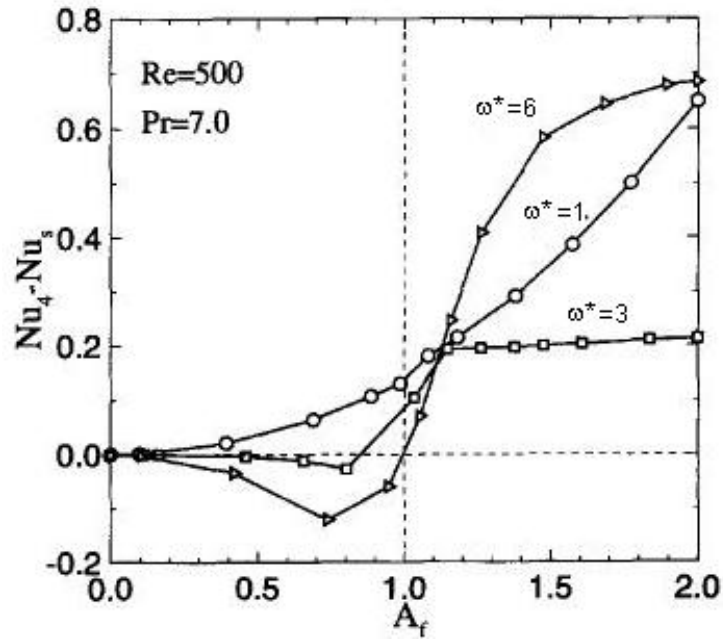
sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, aynı sınır şartları için farklı Nusselt sayısı tanımları farklı sonuçlara yol açmaktadır. Nu_1 ve Nu_2 tanımlarının kullanılması durumunda salınlı akışın genel olarak ısı transferini azalttığı sonucu ortaya çıkmaktadır. Nu_3 ve Nu_4 tanımlarının kullanılması durumunda ise, salınım karakterine bağlı olarak ısı transferinde azalma veya artış görülebilmektedir. Nu_4 tanımının doğrulanabilmesi için başka bir araştırmacı tarafından deneysel olarak elde edilen değerler sayısal olarak çalışılmış ve elde edilen sonuçlar Tablo 3.2’de sunulmuştur [43]. Tablodan da görüleceği üzere, Nusselt sayısının bu şekilde tanımlanması deneysel verilerle de uyumaktadır. Bu çalışmaların ardından hız salınımlarının genliği artırılarak Guo ve Sung tarafından elde edilen sonuçlar Şekil 3.43’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere salınım genliğinin artması durumunda, frekandan bağımsız olarak ısı transferi artmakta ve $\omega^*=6$ değeri için ısı transferinde önemli artışlar elde edilmektedir. Salınım frekansının ısı transferi üzerindeki etkisinin daha detaylı olarak araştırılması amacıyla yapılan simülasyonların sonuçları ise Şekil 3.44’de verilmiştir. Bu şekil ve tablolarda A_f , salınlı akışta debinin boyutsuz genliğini göstermektedir. Şekil 3.44’de görüleceği üzere, belirli bir frekans değerinden sonra salınım frekansının artması ısı transferini artırıcı yönde rol oynamaktadır.



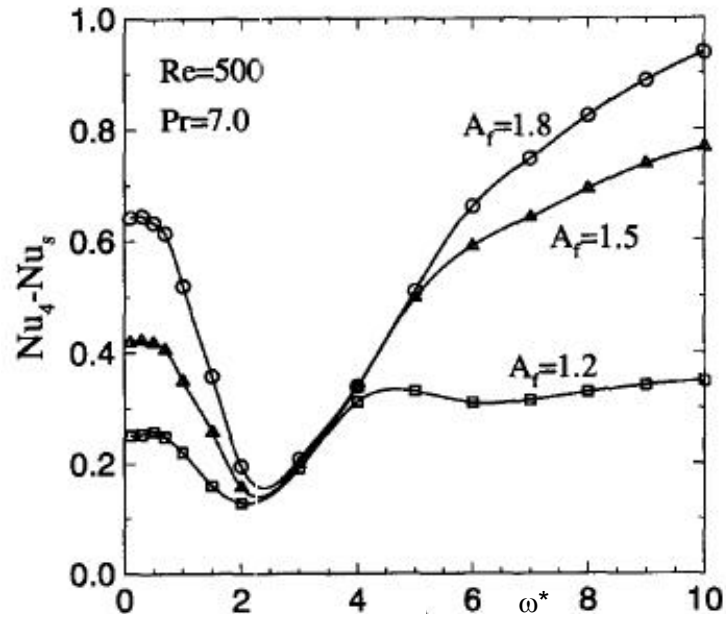
Şekil 3.42 Salınlı akışta Nusselt sayısı tanımlarının karşılaştırılması [43]

Tablo 3.2 Farklı Nusselt sayısı tanımlarının deneysel verilerle karşılaştırılması [43], $\omega^*=6.18$, $Re=385$, $Pr=0.7$

A_f	Nu_1	Nu_2	Nu_3	Nu_4	Deneysel
1.05	4.36	-	-	4.37	4.32 ± 0.1
2.05	4.35	-	-	5.08	5.14 ± 0.1



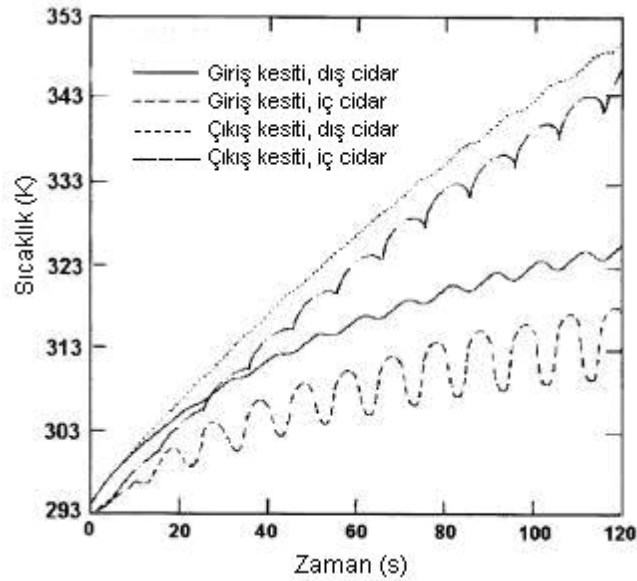
Şekil 3.43 Farklı frekanslar için salınım genliğinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi [43]



Şekil 3.44 Salınım frekansının ısı transferi üzerindeki etkisi [43]

Boru içerisindeki pulsatif akışların yarattığı sıcaklık ve gerilme salınımlarının kontrol hacmi formülasyonu ile sayısal olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma, Al-Zaharnah

ve diğerleri [44] tarafından sunulmuştur. Pulsatif akışlarda sıcaklık alanının ve dolayısıyla ısıl gerilmelerin periyodik olarak değişmesinin, borularda yorulma hasarına yol açabileceği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada borunun dış yüzeyleri için sabit ısı akısı sınır şartı kullanılmış, boru girişindeki akışın tek hız bileşenine sahip olduğu ve sıcaklığın da homojen olduğu kabul edilmiştir. Kontrol hacmi formülasyonu ile elde edilen denklemlerin çözülmesi için SIMPLE metodundan faydalanılmış ve farklı boru çapı, et kalınlığı ve uzunluğu için ağ yapısından bağımsızlık test edilmiştir. Kullanılan en uzun boru boyu 1.4 m olup bu durum için aksel yönde 56 kontrol hacmi kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda 0.04 m boru iç çapı ve 0.01 m boru et kalınlığı için borunun giriş ve çıkış düzlemlerinde elde edilen sıcaklık salınımları Şekil 3.45’de verilmiştir. 120 saniyelik hesaplama zamanı içerisinde, çıkış düzleminde borunun dış yüzeyindeki sıcaklığın düzgün bir şekilde arttığı; bununla beraber diğer bölgelerde sıcaklık salınımlarının görüldüğü belirtilmiştir. Borunun giriş düzleminde boru iç yüzey sıcaklığının ise akış salınımlarından önemli ölçüde etkilendiği görülmüştür. Yapılan çalışma dahilinde boru et kalınlığı arttıkça boru içerisindeki sıcaklık salınımlarının da sönümlendiği sonucuna ulaşılmış olup, ısı transferi ile ilgili herhangi bir bilgi sunulmamıştır.



Şekil 3.45 Boru içerisindeki laminar pulsatif akışların boru cidarında yarattığı sıcaklık salınımları [44]

Boru içerisindeki salınımlı akışların analitik ve sayısal olarak incelenmesi ile ilgili bir başka çalışma Hemida ve diğerleri [45] tarafından sunulmuştur. Akışta yaratılan salının ortalama akıştan daha küçük olduğu ve böylelikle geri akışın önlenildiği durumların ele alındığı çalışmada, literatürde bulunan çalışmalara atıfta bulunularak [42] elde edilen bazı analitik çözümlerin hatalı olduğu iddia edilmiştir. Ataleti mevcut

olan herhangi bir sistemin, belirli bir frekansın üstünde gerçekleşen uyarımlara duyarsız kalacağı; halbuki literatürde sunulan bazı çalışmalarda salınım frekansının artması ile ısı transferinin arttığı yönünde bulgular olduğu belirtilmiştir. Literatürde bulunan diğer çalışmalarda [43] sunulan ortalama sıcaklık tanımlarına da dikkat çekilmiş ve bu tanımların kullanılmasından ziyade mühendislik problemlerinin çözümü açısından daha anlamlı olacak bir Nusselt sayısı tanımı da bu çalışma içerisinde verilmiştir [45].

Yapılan çalışmada laminar sıkıştırılmaz akış kabulü yapılmış ve hidrodinamik sınır tabaka tam gelişmiş olsa da ısı sınır tabakanın gelişmiş ve gelişmekte olan halleri incelenmiştir. Yapılan analitik çalışma dahilinde şu sonuçlar elde edilmiştir:

- i-) Tam gelişmiş salınımlı laminar akışlarda Nusselt sayısı her zaman daha düşüktür. Herhangi bir minimum veya maksimum mevcut değildir.
- ii-) Salınımlı ve sürekli rejimdeki akışlardaki Nusselt sayıları arasındaki fark, ilgili kabuller altında, % 1'den daha küçüktür.
- iii-) Salınım frekansının artırılması durumunda salınımlı akıştaki ısı transferi sürekli rejim değerine yakınsamaktadır.

Yapılan çalışmada Guo ve Sung tarafından sunulan Nusselt sayısı tanımlarına da değinilmiş ve bu tanımların kısıtlayıcı olduğu belirtilmiştir. Sadece sabit ısı akısı sınır şartının ele alınması, farklı sınır şartlarının uygulanması durumunda ortalama Nusselt sayısı tanımını geçersiz kılabilmektedir. Bu bağlamda, yapılan çalışma içerisinde ortalama ısı taşınım katsayısı şu şekilde verilmiştir [45]:

$$\bar{h} = (k / \tau) \int_0^{\tau} \nabla T|_w dt / (\overline{T_w} - \overline{T_m}) \quad (3.49)$$

Bu eşitlikte:

$\bar{h}$: Ortalama ısı taşınım katsayısı,

τ : Salınım periyodu,

$\overline{T_w}$: Çevrim ortalaması alınmış cidar sıcaklığı,

$\overline{T_m}$: Çevrim ortalaması alınmış yığın sıcaklık

olarak tanımlanmıştır. Bu tanımın, Guo ve Sung [43] tarafından yapılan tanımdan önemli bir farkı, anlık Nusselt sayısı ifadesinin anlık yığın sıcaklık cinsinden elde edilmesinden sonra çevrim ortalamasının alınmasından ziyade, önce tüm değerlerin

çevrim ortalamasının alınarak ortalama ısı taşınım katsayısına ulaşılmasıdır. Anlık olarak geri akış nedeniyle yığın sıcaklık sıfır olabilse de, yığın sıcaklığın çevrim ortalaması alınırken bu durum ortalama alma işlemi nedeniyle etkisini yitirmektedir. Geri akışların olmadığı durumlarda Guo ve Sung [43] tarafından sunulan ortalama yığın sıcaklık ile mevcut çalışmada [45] sunulan ortalama yığın sıcaklık değerleri arasında bir fark olmayacağı düşünülmektedir.

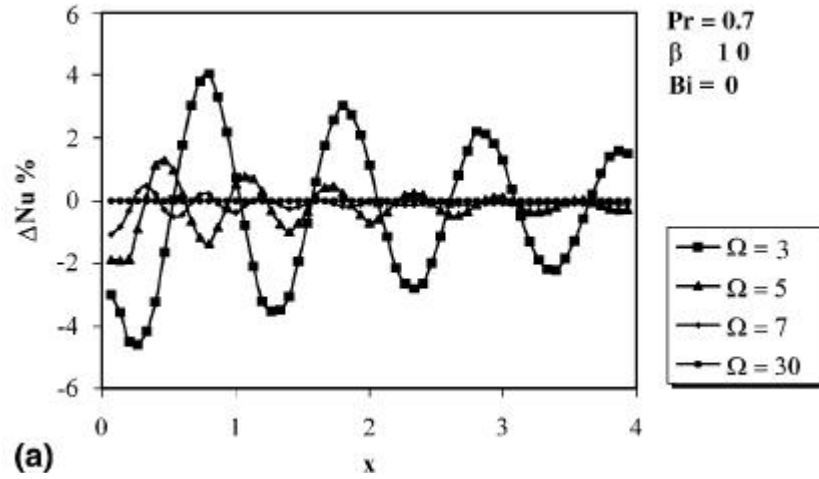
Yapılan çalışmanın sayısal kısmında, hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışlar incelenmiştir. FEM ile oluşturulan sayısal yöntemde, akış yönünde 70-150, akışa dik yönde ise tipik olarak 25 eleman kullanılmıştır [45]. Oluşturulan hesap kodunun iletim, taşınım, atalet, kaynak terimi gibi farklı terimler için doğrulandığı belirtilmiştir.

Sabit ısı akısı veya sabit sıcaklık sınır şartından ziyade katı cidarın ısı direncinin veya ısı kapasitesinin sonlu olması gibi iki farklı sınır şartı kullanılmıştır. Cidar ısı direncinin sonlu olması durumunda farklı frekanslardaki salınımlı akışın ısı transferi üzerindeki etkisinin akış boyunca değişimi Şekil 3.46'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere:

$$\beta = 4 \frac{A_1}{A_0} \quad (3.50)$$

eşitliği ile tanımlanan β parametresinin 1.0 olması, salınım genliğinin ortalama basınç gradyenine oranının 0.25 olmasını gerektirmektedir. Mevcut boyutsuzlaştırma dahilinde Bi sayısının sıfır olması ise, sabit ısı akısı sınır şartına denk gelmektedir. Aynı salınım genliği için salınım frekansının arttırılması, kanal boyunca Nusselt sayısında olan salınımların frekansını da arttırmakta; bununla beraber Nu sayısında oluşan değişimlerin genliği azalmaktadır. Ω boyutsuz frekansının 3, β parametresinin 1 olması durumunda, Nu sayısında $\pm \% 4$ mertebesinde salınımlar görülmüştür. Frekansın boyutsuzlaştırılması için kullanılan denklem hidrolik çapı 16 mm, akışkan kinematik viskozitesi 5.977×10^{-6} olan durum için kullanılırsa, boyutsuz frekansın 3 olması gerçek salınım frekansının 0.28 Hz olmasını gerektirmektedir.

Yapılan çalışma sonucunda ısı olarak gelişmekte olan bölgelerde salınımlı akışın ortalama Nu sayısını $\% 6$ mertebesinde arttırabileceği; bununla beraber türbülans gibi lineer olmayan durumların bu değer üzerinde büyük etkisi olacağı belirtilmiştir [45].



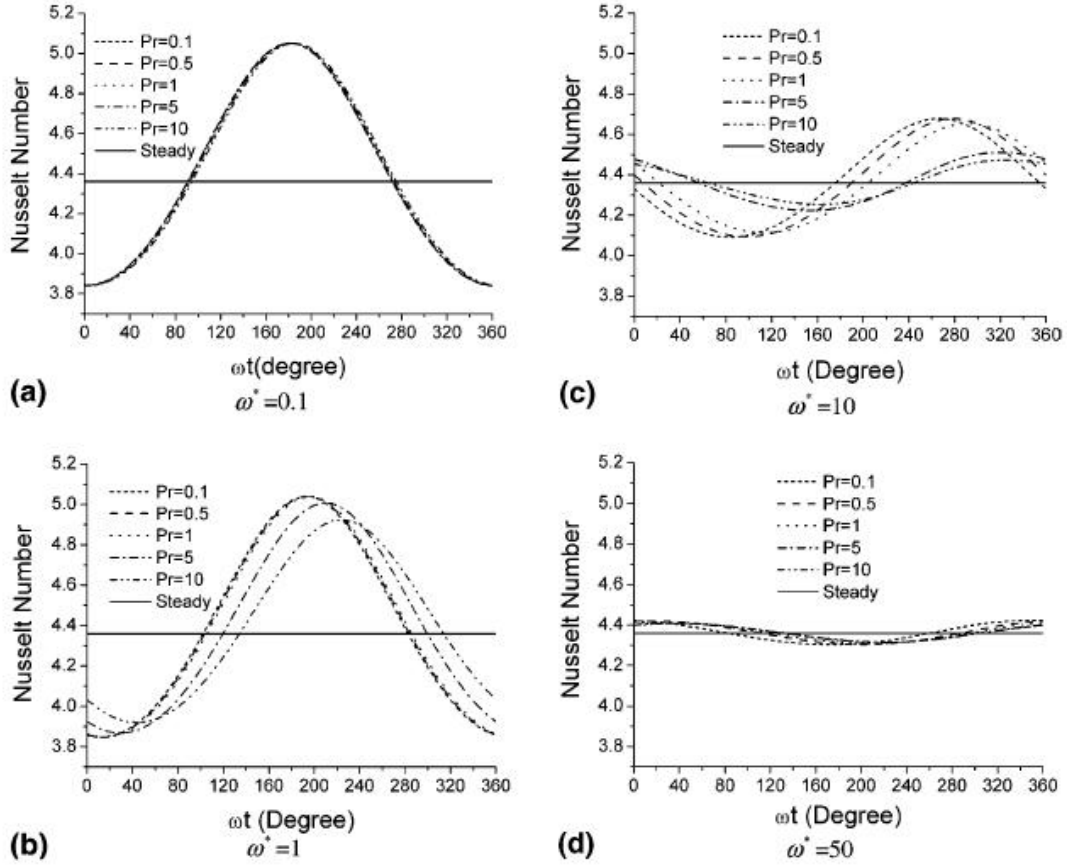
Şekil 3.46 Salınım frekansının akış boyunca Nu sayısına etkisi [45]

Boru içerisindeki laminar akışlarda, sabit ısı akısı sınır şartı altında salınımlı akışların ısı transferine olan etkisinin analitik olarak incelenmesi ile ilgili bir başka çalışma, Yu ve diğerleri [46] tarafından sunulmuştur. Salınımlı akışlar üzerine geçmişte önemli sayıda çalışma yapılmış olmakla beraber, literatürde oldukça farklı sonuçların mevcut olduğu belirtilmiştir. Bu sonuçlara göre, salınımlı akışın ısı transferini i) Arttırdığı, ii) Azalttığı, iii) Frekans ve genliğe göre artırıp azaltabileceği ve iv) Herhangi bir değişiklik yaratmadığı yönünde bulgular mevcuttur.

Yapılan çalışmada, daha önceki çalışmalara benzer olarak tam gelişmiş akış durumu için hız ve sıcaklık profilleri analitik olarak elde edilmiştir. Nusselt sayısında bir çevrim boyunca olan değişim farklı salınım frekansları ve Pr sayıları için Şekil 3.47'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere salınımlı akışlarda salınım frekansının artırılması Nu sayısının salınım genliğinin azalmasına neden olmaktadır. Prandtl sayısının artması da beklendiği üzere benzer bir etkiye sahiptir. Analitik olarak yapılan bu çalışmada elde edilen en önemli sonuç, tam gelişmiş akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında salınımlı akıştaki Nu sayısının zaman ortalamasının sürekli rejimdeki akışlar ile aynı olmasıdır. Bu bağlamda, ilgili şartlar altında salınımlı akışta Nu sayısının koordinat ve zamana göre değişebileceği; bununla beraber ortalama değerler üzerinde karşılaştırma yapıldığında sürekli rejimdeki ısı transferine göre herhangi bir fark elde edilmeyeceği söylenebilir.

Dış uyarımlar nedeniyle titreşime maruz kalan bir boru içerisindeki sürekli ve salınımlı akışların deneysel olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma Zhang ve diğerleri [47] tarafından sunulmuştur. 0.311-0.357 m uzunluğundaki kauçuk boruların ele alındığı çalışmada borular test bölgesine bağlandıktan sonra bir titreşim yaratıcı tarafından uyarılmış ve titreşim sinyalleri bir lazer hız ölçme sistemi ile kaydedilmiştir. İç çapı 6 mm olan borular üzerinde gerçekleştirilen testlerde, boru

içerisinde akış olmasının boruların ilk doğal frekansını azalttığı ve boruların dışarıdan uyarılmasının boru içerisindeki kütleli debiyi azalttığı sonucuna varılmıştır [47].

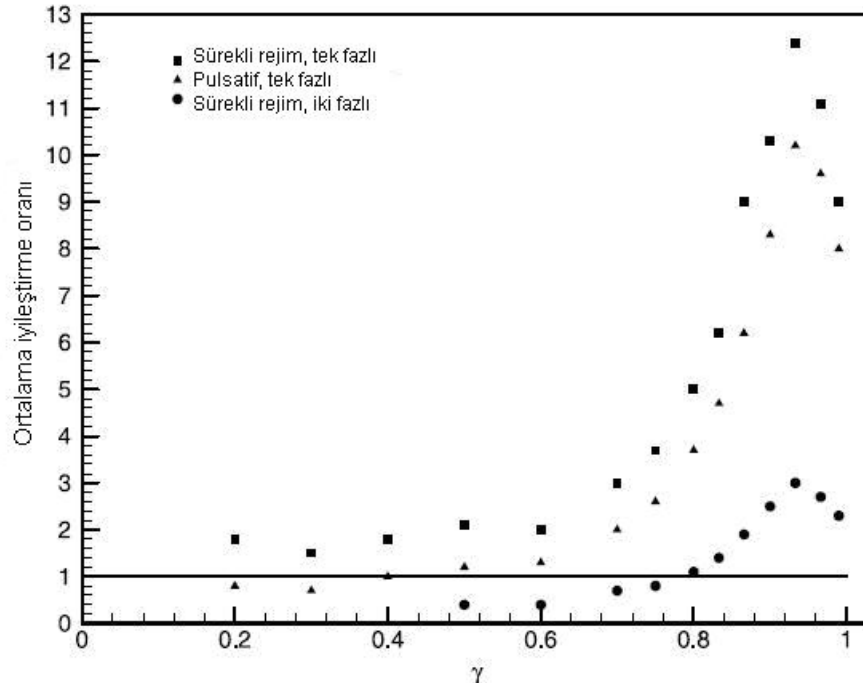


Şekil 3.47 Salınım frekansı ve Pr sayısının Nu sayısı üzerindeki etkisi [46]

Visko-elastik akışkanların farklı kesitlere sahip borulardaki salınımlı akışları ile ilgili iki ardışık çalışma, Letelier ve diğerleri [48] ve Siginer ve Letelier [49] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada, Newtonyen olmayan akışkanların farklı kesitlere sahip borulardaki akışı sırasında oluşan birincil ve ikincil akışlar incelenmiştir [48, 49].

Salınımlı akışlardaki kütle transferinin incelenmesi ile ilgili bir çalışma Thomas ve Narayanan [50] tarafından sunulmuştur. Salınımlı akış alanına sahip bir akışkan içerisinde bulunan maddelerin kütle transferinin, net kütle akışı olmasa dahi önemli oranda arttığı, bununla beraber salınımlı akışın yaratılmasının basınç sınır şartı mı yoksa hareketli katı yüzeyler tarafından mı sağlanmasının daha avantajlı olacağının net olmadığı belirtilmiştir. Farklı konsantrasyonlara sahip iki tank arasında paralel levhalardan oluşan iki boyutlu bir kanal olduğu düşünülerek, akışın tam gelişmiş hali ele alınmış ve salınım frekansının bir göstergesi olan Womersley sayısı arttıkça taşınım ile gerçekleşen kütle transferinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

İki fazlı salınımlı akışların incelenmesi ile ilgili bir çalışma ise Hommema ve diğerleri [51] tarafından sunulmuştur. Pulsatif yakma ile ısıtma sistemlerindeki borularda gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi amacıyla yapılan çalışmada, dış çapı 19.05 mm ve uzunlukları sırasıyla 1.49 m ve 1.47 m olan iki farklı boru bölümü kullanılmış ve Reynolds sayısının 2500 – 4500 aralığında çalışılmıştır. Kurulan deneysel sistem yardımıyla boru boyunca yapılan ölçümler sonucunda elde edilen ısı taşınım katsayıları ve Nusselt sayıları, sürekli rejimdeki tek fazlı akışlar, pulsatif tek fazlı akışlar ve sürekli rejimdeki iki fazlı akışlar için sunulan farklı korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 3.48’de boyutsuz boru uzunluğunun bir fonksiyonu olarak sunulan ısı transferi artırma faktörlerinden de görüleceği üzere, pulsatif iki fazlı akışların sürekli rejimdeki iki fazlı akışlara göre ısı transferini %300 mertebesinde arttırabileceği belirtilmiştir [51]. Sunulan deneysel verilerin literatürde bulunan mevcut korelasyonlarla hesaplanamadığı da belirtilmelidir.



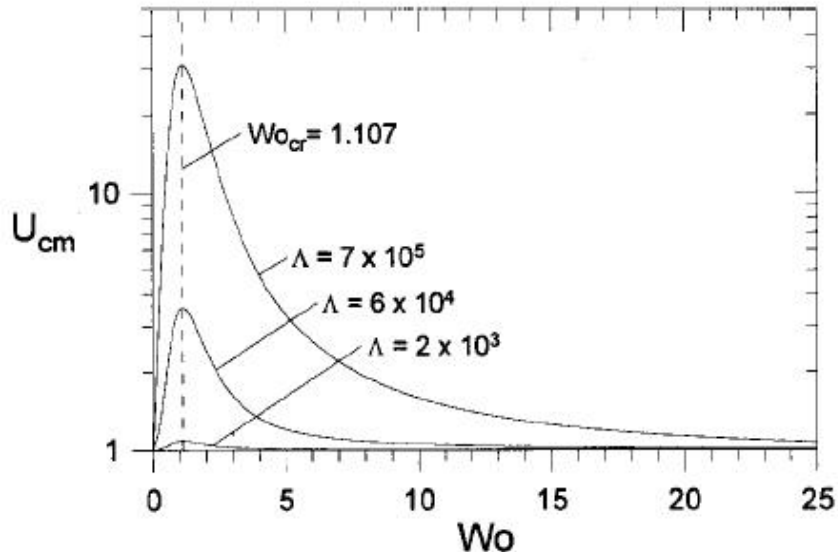
Şekil 3.48 Pulsatif iki fazlı akışlarda elde edilen ısı transferinin farklı rejimdeki akışlarla karşılaştırılması [51]

3.3.2. Boru veya Kanal İçerisinde Türbülanslı Salınımlı ve Pulsatif Akışlar

Kanal içerisindeki salınımlı akışların hidrodinamik stabilitesi ile ilgili bir çalışma, Straatman ve diğerleri [52] tarafından sunulmuştur. Biyolojik sistemlerdeki akışların ağırlıklı olarak laminar olduğu; bununla beraber özel bazı durumlarda çeşitli instabilitelerin ve türbülansa geçişin görülebileceği belirtilmiştir. Salınımlı akışta yaratılacak ufak rahatsızlıkların üç farklı senaryo ile sonuçlanabileceği vurgulanmaktadır:

- i-) Yaratılan rahatsızlığın çevrimin geri kalanında sönümlenmesi ve kaybolması,
- ii-) Yaratılan rahatsızlığın çevrimin bir kısmında artması ve geri kalanında azalması ve böylelikle akış stabilitesinde herhangi bir değişimin olmaması,
- iii-) Rahatsızlığın artarak devam etmesi ve akış stabilitesini bozması.

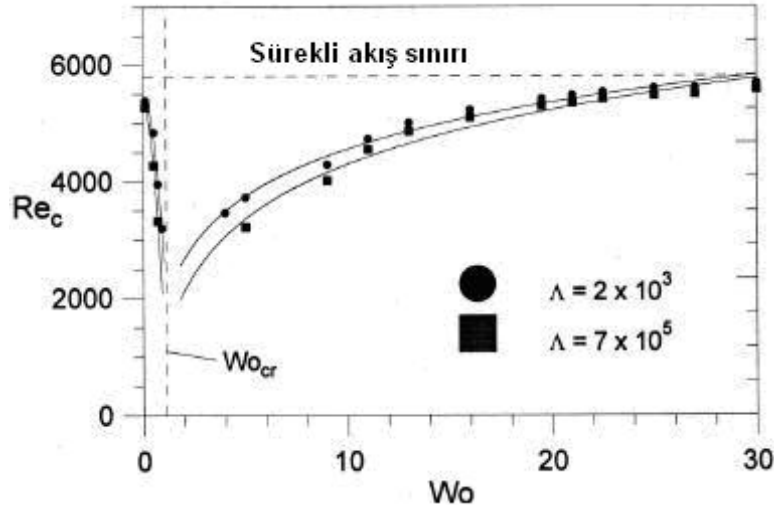
Yapılan çalışmada, kanal içerisinde merkez çizgideki hızın maksimum değerinin boyutsuz frekansı temsil eden Womersley sayısı ve boyutsuz basınç salınımı genliği (Λ) ile değişimi Şekil 3.49'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, belirli bir salınım genliği için Womersley sayısının kritik değerine kadar salınım frekansının arttırılması maksimum hız değerini arttırmakta; bununla beraber, salınım frekansının daha da arttırılması merkez çizgideki hız değerini asimptotik olarak sürekli rejimdeki değerine yaklaştırmaktadır. Bu durum, Womersley sayısının kritik değeri geçildikten sonra, akışın basınç gradyenindeki salınımlara yanıt vermek için yeterince vakti olmamasından kaynaklanmaktadır [52]. Yapılan çalışmada Reynolds ve Womersley sayılarının hesaplanmasında karakteristik uzunluk olarak kanal yüksekliğinin yarısının kullanıldığı belirtilmelidir.



Şekil 3.49 Kanal içerisinde merkez çizgi maksimum hızının Womersley sayısı ve salınım genliği ile değişimi [52]

Yapılan çalışmada gerçekleştirilen stabilite analizleri sonucunda elde edilen kritik Reynolds sayısının Womersley sayısı ile değişimi, iki farklı boyutsuz basınç salınımı genliği için Şekil 3.50'de verilmiştir [52]. Şekilde görüleceği üzere, sürekli rejimdeki akışlarda 6000 civarında olan kritik Reynolds sayısı, salınım frekansının kritik Womersley sayısından küçük olması durumunda, frekansın artması ile hızla azalmakta; bununla beraber salınım frekansının kritik Womersley sayısından yüksek

olması durumunda ise frekansın artması ile artarak sürekli rejimdeki değerine yakınsamaktadır.



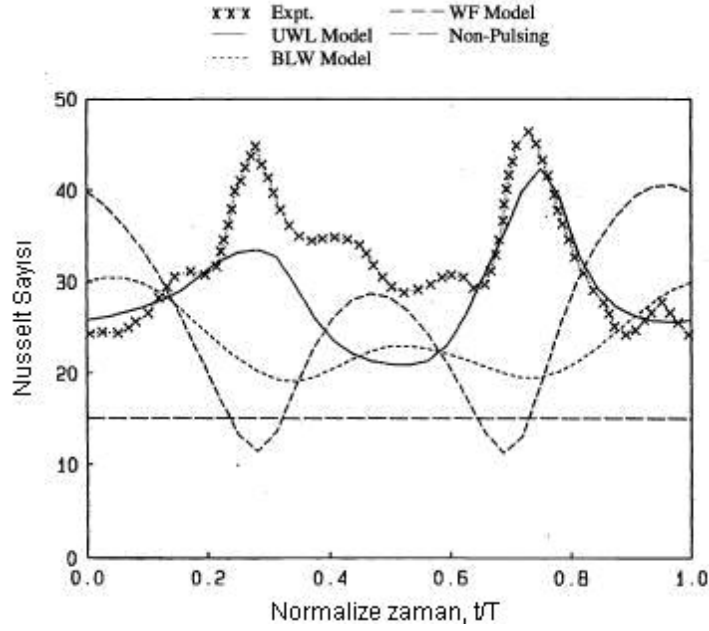
Şekil 3.50 Kritik Reynolds sayısının Womersley sayısı ile değişimi [52]

Paralel levhalardan oluşan bir kanal içerisindeki türbülanslı salınımlı akışların sayısal simülasyonu ile ilgili bir çalışma Scotti ve Piomelli [53] tarafından sunulmuştur. Türbülans modellemesinde “direct numerical simulation” (DNS) ve “large eddy simulation” (LES) tekniklerinin kullanıldığı çalışmada, zamana bağlı basınç gradyeni nedeniyle cidar yakınında oluşan salınımların, cidardan belirli bir mesafeye kadar ilerleyebildiği ve bu mesafenin de basit bir eddy viskozitesi modeli ile hassas olarak hesaplanabildiği sonucuna ulaşılmıştır [53].

Pulsatif yanma proseslerinde yanma odasından sonraki kanallar içerisindeki ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma, Thyageswaran [54] tarafından sunulmuştur. Her çevrimin başlangıcında yakıt ve oksijen bir valf ile yanma odasına alınmakta ve ateşleme sonrasında oluşan basınç dalgası yanma odasından sonraki kanal içerisinde ilerleyerek açık uçtan bir genişleme dalgası olarak yansımaktadır. Bu tür bir proseste pulsatif akışın hem ısı transferini arttırdığı hem de yanma işlemi öncesinde karışma oranını arttırarak yanmayı verimli hale getirdiği belirtilmektedir. Bununla beraber, akış kaynaklı titreşimler nedeniyle titreşim ve ses gücü seviyesinin artması bu tür ekipmanların dezavantajları olarak verilmiştir.

Yapılan çalışmada yanma odası sonrasındaki akış kanalı 30 mm yükseklikteki iki boyutlu bir kanal olarak modellenmiş olup akış alanının çözülmesi için JCODE isimli bir CFD programından yararlanılmıştır. Çalışmada kullanılan farklı türbülans modellerinin belirli bir kesitteki anlık Nusselt sayısına etkisi Şekil 3.51’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere pulsatif akış için elde edilen deneysel Nusselt sayısı, sürekli rejimdeki değerden oldukça yüksektir; bununla beraber farklı türbülans

modellerinin kullanılması sayısal sonuçları önemli oranda etkilemektedir. Yapılan çalışma sonucunda k- ϵ modelinin türbülanslı pulsatif akışlarda yerel ısı transferini yeterince hassas olarak modelleyemediği sonucuna ulaşılmıştır. Sanki-dengeli bir türbülans modeli olan sınır tabaka cidar modelinin (boundary layer wall model: BLWM) geliştirilmiş hali olan geçici rejim cidar tabakası modelinin (unsteady wall layer model: UWLM), anlık ısı transferini daha hassas olarak hesaplayabildiği belirtilmiştir.



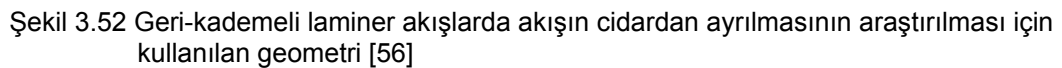
Şekil 3.51 Farklı türbülans modellerinin belirli bir kesitte anlık Nusselt sayısına etkisi [54]

3.3.4. Diğer Geometri ve Şartlardaki Çalışmalar

Doktora tez çalışması kapsamında ele alınması planlanan salınımlı ve pulsatif akışlar için genelleştirilmiş sonuçlara ulaşabilmek amacıyla, paralel levhalardan oluşan kanal geometrisi üzerinde çalışılmış olsa da, bu tür akışlar için literatürde bulunan diğer çalışmaların da gözden geçirilmesinin yararlı olacağı düşünülmüştür. Bu bağlamda, konsantrik iki silindir arasındaki halkasal geometrideki akışlar, kanal içerisine çeşitli geometrilerdeki engellerin yerleştirilmesi, düz levha üzerindeki akışlar, helisel borular içerisindeki akışlar ve otomobil katalizörlerindeki akışlar ile ilgili çalışmalar bu bölümde incelenmiştir.

Konsantrik iki silindir arasındaki halkasal boşluk içerisinde pulsatif akışların incelenmesi ile ilgili bir çalışma Perez-Herranz ve diğerleri [55] tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında halkasal yapıdaki bir elektrodializ hücresindeki kütle transferi araştırılmış ve klasik krank-biyel mekanizması kullanılarak salınımlı bir akış yaratılmıştır. Çalışmanın teorik kısmında ise, salınımlı

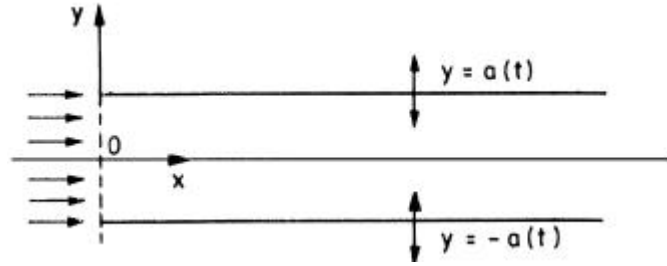
İki boyutlu, geri-kademeli bir kanal geometrisinde alt cidarın sinusoidal olarak hareket ettirilmesi ile elde edilen akışın incelenmesi ile ilgili bir çalışma Huteau ve diğerleri [56] tarafından sunulmuştur. Yapılan deneysel çalışmada kullanılan geometri Şekil 3.52’de verilmiş olup, şekilde L ile gösterilen cidarın sinusoidal olarak hareket ettirilmesi durumunda akışın ayrılması ve tekrar cidara tutunma noktası farklı Reynolds sayıları için araştırılmıştır. Bu tür bir akıştaki ısı transferi ile ilgili herhangi bir araştırma bu çalışma içerisinde mevcut değildir.



Kanal geometrisinde gerçekleştirilen bu çalışmaların haricinde, gözenekli yapıdaki bir malzemenin salınlımlı akış ile soğutulması [58], bir ucu açık olan bir ısı borusunda salınlımlı akış durumundaki ısı transferinin incelenmesi [59], helisel olarak sarılmış borular içerisindeki salınlımlı akışların araştırılması [60, 61] ve kısmen gözenekli

yapıda bir malzeme ile doldurulmuş borular içerisindeki salınımlı akışların incelenmesi ile ilgili çalışmalar da mevcuttur [62].

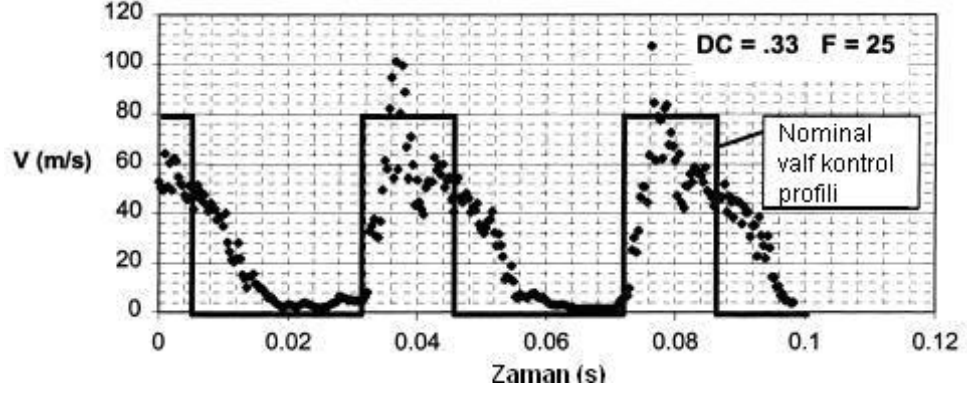
Kanal geometrisi üzerinde gerçekleştirilen ilginç çalışmalardan birisi Misra ve diğerleri [63] tarafından sunulmuştur. Şekil 3.53'de sunulan problem geometrisinde kanal duvarlarının sinusoidal olarak hareket ettiği ve aynı zamanda kanal girişinde salınımlı bir akışın olduğu kabul edilmiştir. Naiver-Stokes denklemlerinin sonlu farklar tekniği ile çözüldüğü çalışmada, biyolojik sistemlerde hem akışın hem de kanal cidarlarının salınımlı olabileceği belirtilmiş ve iki farklı çevrimsel olayın etkileşimi nedeniyle farklı anlarda geri akışlar olabileceği belirtilmiştir.



Şekil 3.53 Hareketli cidarlara sahip bir kanal içerisinde salınımlı akışın incelenmesi için problem geometrisi [63]

Salınımlı bir akış alanına yerleştirilen düz bir levha üzerindeki akış alanının incelenmesi ile ilgili deneysel bir çalışma Hwang ve diğerleri [64] tarafından sunulmuştur. Reynolds sayısının 700-8000 arasında değiştirilmesi ile gerçekleştirilen çalışmada, rüzgar tüneli içerisinde salınım genlik ve frekansı değiştirilerek çeşitli ölçümler yapılmış; bununla beraber ısı transferi ile ilgili herhangi bir çalışma gerçekleştirilmemiştir.

Pulsatif bir hava jeti ile yüksek sıcaklıktaki yüzeylerin soğutulmasının deneysel olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma Sailor ve diğerleri [65] tarafından sunulmuştur. Jetin yüzeye olan uzaklığı, Reynolds sayısı ve frekans gibi farklı parametrelerin etkisi incelenmiş ve bu klasik parametrelere ek olarak jetin mevcut olduğu anların toplam çevrim süresine oranı olarak tanımlanabilecek “çalışma oranı” parametresinin de ısı transferi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. 25 Hz frekansında çalışılması ve çalışma oranının %33 olması durumu için jetin merkezindeki hız değerinin zamana bağlı olarak değişimi Şekil 3.54’de sunulmuştur. Yapılan çalışma sonucunda bu tür pulsatif bir jetin sürekli rejim durumuna göre ısı transferini arttırdığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 3.54 Pulsatif jet için merkez hızının zamanla değişimi [65]

Salınımlı ve düzlemsel laminar bir jet akışı için akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi ile ilgili bir çalışma Marzouk ve diğerleri [66] tarafından sunulmuştur. Serbest hüzmeye ve duvar ile sınırlandırılmış hüzmeye olmak üzere iki farklı geometri için gerçekleştirilen çalışmada, salınım genliğinin %10 olması durumunda ısı transferinde %8 mertebesinde artış olduğu sonucuna varılmıştır.

Sürekli rejim ve salınımlı durumlar için bir boru demetine çapraz olan akışlardaki vorteks üretimi ile ilgili bir çalışma ise, Konstantinidis ve diğerleri [67] tarafından sunulmuş olup, ısı transferi ile ilgili herhangi bir araştırma bu çalışmada mevcut değildir.

Salınımlı ve pulsatif akışların geniş bir uygulama alanı da biyolojik sistemler olarak gözükmektedir. Kalp kapakçıklarındaki akışın akış görselleştirme teknikleri ile incelenmesi [68], aerosol parçacıklarının solunum sisteminde tortu oluşturmalarının sayısal olarak incelenmesi [69] ve kan damarlarındaki pulsatif akışın sayısal olarak araştırılması [70, 71] bu çalışmalar arasında sayılabilir.

Biyolojik sistemler üzerine yapılan çalışmalara benzer olarak, Newtonyen olmayan veya visko-elastik akışkanların düz boru geometrisi içerisindeki salınımlı veya pulsatif akışları ile ilgili çalışmalar da literatürde bulunmaktadır [72-75].

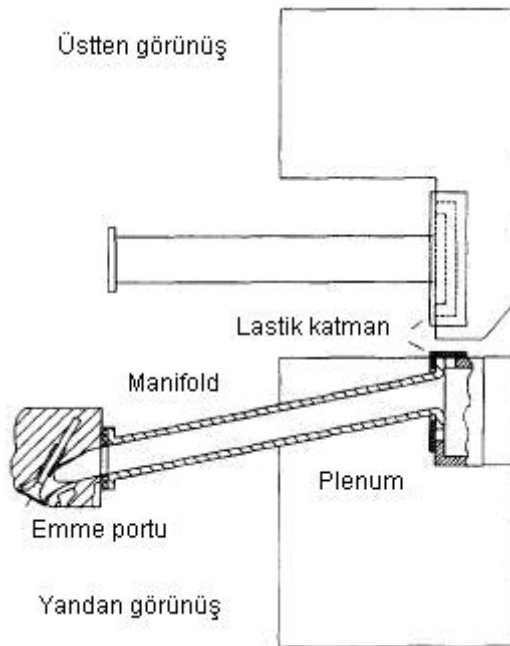
Pulsatif yanma ile kurutma prosesinin gerçekleştirilmesi ile ilgili çalışmalar da, pulsatif akışların bir diğer uygulama alanını oluşturmaktadır. Zbicinski [76], Zbicinski ve diğerleri [77], Strumillo ve diğerleri [78] ve Fraenkel ve diğerleri [79], pulsatif yanma odalarının tasarımı, çalışma mekanizması, deneysel ve sayısal olarak incelenmesi ile ilgili çalışmalar sunmuşlardır.

Pulsatif akışların bir diğer ilginç uygulama alanı, özellikle otomobil egzoz sistemlerindeki pulsatif akış nedeniyle oluşan ses gücünün akış ile ilişkilendirilmesi üzerine gerçekleştirilmiştir. Higashiyama ve diğerleri [80] tarafından yapılan

çalışmada, bir boru içerisinde pulsatif akış olması durumunda boru çıkışında oluşan sesin deneysel olarak incelenmesi üzerinde durulmuştur. Boru çıkışındaki akış alanının görselleme teknikleri ile incelendiği çalışmada, ses gücü düzeyinin frekans analizi yapılarak pulsatif akış ile olan ilişkisi araştırılmıştır. Endo ve diğerleri [81] tarafından yapılan bir başka çalışmada da benzer ilişkiler araştırılmış, Bartlett ve Whalley [82] tarafından sunulan çalışmada ise, otomobil egzoz borusu ve susturucusunun pulsatif akış şartlarındaki akustik incelemesi gerçekleştirilmiştir.

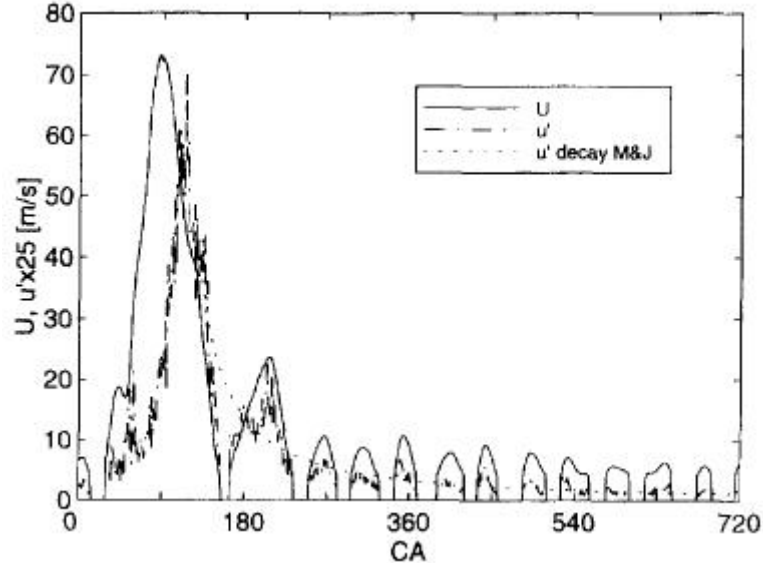
Pulsatif akışların içten yanmalı motorların akış hatlarındaki uygulamaları ile ilgili bir çalışma, Bauer ve diğerleri [83] tarafından sunulmuştur. Ortalama Reynolds sayısının 3000-35000 aralığında ele alındığı çalışmanın deneysel kısmında, düz bir boru ve kıvrılmış boru olmak üzere iki farklı geometri ele alınmıştır. 35 cm uzunluğunda olduğu belirtilen düz boru geometrisinin deney sistemine bağlanmış hali Şekil 3.55’de sunulmuştur. Isıl enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcılar kullanılmış olup boru çevresine eşit aralıklarla sarılan ısıtıcı kabloların dış tarafı ısı kaçakları önlemek amacıyla yalıtılmıştır.

Her bir kesitte radyal olarak dağıtılmış dört termokupl olmak üzere toplam 20 adet termokupl borunun dış yüzey sıcaklığını ölçmek amacıyla kullanılmıştır. Ölçüm noktası olarak ele alınan beş farklı kesitteki yerel Nusselt sayıları kullanılarak yüzey ortalaması alınmış Nusselt sayısına geçildiği ifade edilmiştir. Termokupllara ek olarak, iki farklı ısı akısı sensöründen de yararlanıldığı belirtilmiştir [83].



Şekil 3.55 Düz boru geometrisinde pulsatif akışların incelenmesi için kullanılan deney sistemi [83]

Çalışmada ele alınan motor dört zamanlı olduğu için bir çevrim 720 derece krank açısında tamamlanmakta olup deneysel olarak elde edilen merkez çizgisi hız değerlerinin bir çevrim boyunca değişimi Şekil 3.56'da verilmiştir.



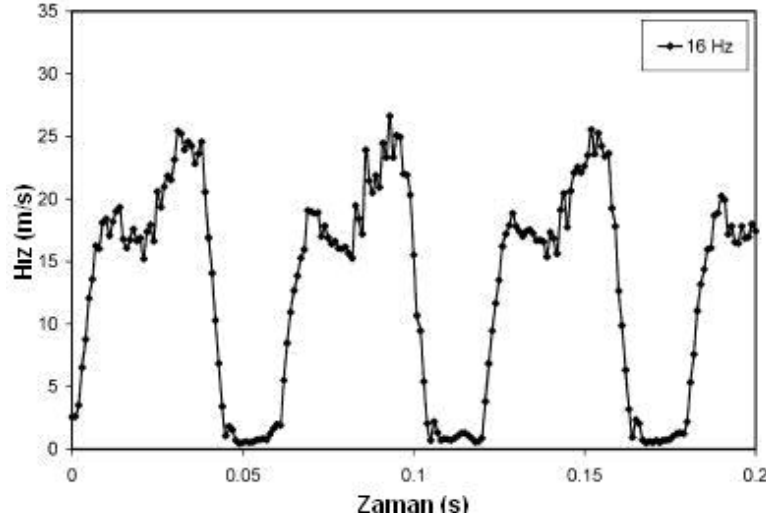
Şekil 3.56 Dört zamanlı motorun emme hattında ölçülen hız değerinin zamanla değişimi [83]

Yapılan çalışma dahilinde, Şekil 3.56 ile karakterize edilen pulsatif akış nedeniyle ısı transferinin sürekli rejim durumuna göre %100 oranında arttığı sonucuna ulaşılmış olmakla beraber, deneysel olarak elde edilen Nusselt sayılarındaki ölçüm belirsizliğinin de %25-90 aralığında değiştiği belirtilmiştir [83].

Otomobil katalizör sistemlerindeki pulsatif akışların incelenmesi ile ilgili çalışmalar Benjamin ve Roberts [84] ve Benjamin ve diğerleri [85, 86] tarafından sunulmuştur. Benjamin ve Roberts tarafından sunulan çalışmada, tek bir kanal içerisindeki ısınma prosesi, pulsatif akış genliğinin ortalama debinin %75'i olması durumu için 16-100 Hz frekans aralığında incelenmiştir [84]. İçten yanmalı motorlarda egzoz gazının birden fazla paralel kanaldan oluşan katalizörden geçtiği ve bu kanalların hidrolik çapının 1 mm mertebesinde olduğu belirtilmiştir. Toplam kütledebinin 120 adet paralel kanala bölünmesi nedeniyle akışın genelde laminar olduğu ve motorun ilk çalıştırılması sırasında egzoz hattındaki bu bileşenlerin ısınmasının önemli olduğu eklenmiştir. Akış ve ısı transferi probleminin çözülebilmesi için ticari bir yazılım olan STAR-CD kullanılmıştır. Yapılan çalışma dahilinde ele alınan salınım genlik ve frekansları için pulsatif akışın ısı transferini %0-10 arasında azaltabileceği sonucuna varılmıştır.

Benjamin ve diğerleri [85] tarafından sunulan bir çalışmada ise, otomobil katalizörlerindeki pulsatif akış deneysel olarak incelenmiştir. 20,000-110,000 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilen çalışmada 16, 32, 64 ve 100 Hz frekans

değerleri ele alınmış ve sistem içerisindeki hız değerleri sıcak tel anemometresi yardımıyla ölçülmüştür. Çalışmada elde edilen zamana bağlı hız değerlerinden birisi pulsatif akış karakterini göstermesi açısından Şekil 3.57’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere çevrimin belirli bir kısmında 15-25 m/s arasında olan hız değerleri çevrimin geri kalanında sıfır olmaktadır. Yapılan çalışma dahilinde yüksek frekanslara çıkıldıkça katalizör içerisindeki akış dağılımına bağlı olarak basınç düşümünün azaldığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.57 Otomobil katalizöründe pulsatif akış karakteri [84]

3.3.5. Sonuçlar

Belirli bir salınım genlik ve frekansı ile karakterize edilebilen salınımlı akışlar ve belirli bir genlik ile karakterize edilememekle beraber periyodik olan pulsatif akışlar ile ilgili olarak yapılan literatür araştırması dahilinde, şu sonuçlara ulaşılmıştır:

i-) İçten yanmalı motorlar ve pistonlu kompresörler gibi mekanik sistemlerle beraber, kan dolaşımı ve solunum gibi biyolojik sistemlerde de görülen pulsatif akışlar üzerine literatürde önemli sayıda çalışma bulunmaktadır.

ii-) Sabit ısı akısı sınır şartında, bir boru içerisinde hem hidrodinamik, hem ısı açıdan tam gelişmiş laminar salınımlı akışta, salınım frekansına bağlı olarak Nusselt sayısında $\pm$ % 20 mertebesinde değişimler görülebildiği belirtilse de [42, 43], farklı çalışmalarda yapılan analitik incelemeler bu farkın %1'den az olduğunu [45] ve ortalama değerler üzerinden karşılaştırma yapıldığında sürekli rejimdeki Nusselt sayısı ile herhangi bir fark olmadığını [46] göstermektedir.

iii-) Sabit ısı akısı sınır şartındaki boru içerisindeki laminar salınımlı akışlarda; salınım genliğinin belirli bir değerin üzerine çıkması durumunda genlikteki artış ısı transferini arttırmaktadır. Benzer şekilde belirli bir frekans değerinden sonra salınım

frekansının arttırılmasının ısı transferini arttırdığı yönünde çalışmalar [43] mevcut olmakla beraber, bu durum ısı transferinde maksimum artış elde edildikten sonra frekansın arttırılmasının ısı transferini azaltacağı yönünde sonuçlanan çalışmalarla [42]; ve frekansın arttırılmasının sistemi sürekli rejim durumuna yaklaştıracaklarını belirten çalışmalarla [45, 46] çelişmektedir. Tez çalışması kapsamında hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan salınımlı akışların sayısal olarak incelenmesi amacıyla bir kod geliştirilmiş ve bu konudaki çelişkilerin giderilebilmesi için literatüre katkıda bulunulmuştur.

iv-) Hidrodinamik olarak gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan sabit ısı akısı sınır şartına sahip boru içerisinde laminar salınımlı akışlarda, ortalama Nusselt sayısının sürekli rejime göre %6 azalabileceği bulunmuştur [45].

v-) Hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan salınımlı laminar akışlar için literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmamış, bu tür akışların incelenebilmesi için tez çalışması kapsamında bir kod geliştirilerek katkıda bulunulmuştur.

vi-) Belirli bir genlik ile karakterize edilemeyen ama periyodik olan pulsatif akışlar için, özellikle pulsatif yanma odalarının egzoz hattının akış ve ısı transferi açısından incelenmesi ile ilgili çalışmalar mevcut olsa da, bu tür çalışmalarda ele alınan basınç gradyeni karakteri çalışmaya özgü olup, kompresörlerdeki zamana bağlı periyodik basınç gradyeninin etkisi ile ilgili herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu bağlamda, ele alınan kompresör modeline özgü pulsatif basınç karakteri kullanılarak bu tür akışların kompresör performansı üzerindeki etkileri irdelenmiştir.

vii-) Farklı karakterdeki pulsatif akışlar ile ilgili olarak yapılan çalışmaların bir kısmı ısı transferinde %100 artış elde edilebileceği sonucunu verse de, bazı çalışmalarda ısı transferinde %0-10 aralığında azalma olacağı iddia edilmiştir.

3.4. Literatür Araştırması Sonuçları

Pistonlu kompresörlerin deneysel olarak incelenmesi ve modellenmesi ile, hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınımlı ve pulsatif akışlardaki ısı transferi olmak üzere iki ana bölümde gerçekleştirilen literatür araştırması dahilinde elde edilen sonuçlar, bu doktora tez çalışmasının katkısının belirtilmesi amacıyla şu şekilde özetlenmiştir.

i-) Pistonlu kompresörlerin modellenmesi ve simülasyonu ile ilgili olarak, literatürde önemli sayıda çalışma mevcut olsa da, bu modellerin en gelişmiş durumunda dahi kompresör emme ve egzoz hatları bir boyutlu olarak modellenmiş ve basınç düşümü ve ısı transferi terimleri kaynak terimi olarak ele alınarak ilgili katsayılar sürekli rejim

korelasyonları kullanılarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda, kompresör emme hattındaki pulsatif akışın kompresör performansına etkisinin irdelenmesi ile ilgili bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Bu tez çalışmasında, literatürdeki kompresör simülasyon programlarına benzer bir kod geliştirilerek silindir basıncı ve valf yaprağı hareketinin zamana bağlı olarak hesaplanması sağlanmış; buna ek olarak, ele alınan kompresör modeline özgü pulsatif basınç karakteri kullanılarak bu tür akışların kompresör performansına olan etkisi irdelenmiştir.

ii-) Boru veya birbirine paralel levhalardan oluşan kanal gibi genelleştirilebilir geometrilerdeki laminar salınımlı akışlar, hidrodinamik sınır tabakanın gelişmiş, ısı sınır tabakanın gelişmekte olması durumu için farklı araştırmacılar tarafından ele alınmış olsa da, bu tür bir akışın ısı transferi üzerindeki etkisi ile ilgili sonuçlar çelişkilidir. Bu tez çalışmasında, bu tür akışların sayısal olarak incelenebilmesi amacıyla bir kod geliştirilmiş ve gerçekleştirilen simülasyonlarla bu çelişki giderilerek literatüre katkıda bulunulması amaçlanmıştır.

iii-) Birbirine paralel levhalardan oluşan bir kanal içerisinde hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan salınımlı laminar akışlardaki ısı transferi ile ilgili bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Bu tez çalışmasında, hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışların incelenmesi amacıyla oluşturulan kod, hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınımlı akışların da incelenebilmesi için geliştirilerek farklı simülasyonlar yapılmış ve elde edilen sonuçlar ile literatüre katkıda bulunulmuştur.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. Giriş

Doktora tez çalışmasının bu bölümünde, iki farklı model hermetik pistonlu kompresör üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sunulmuştur. Buharlaştırma ve yoğunlaşma sıcaklığının kompresör performansına etkisinin incelenmesi amacıyla dokuz farklı çalışma noktasında gerçekleştirilen deneyler Model A kompresörü üzerinde yürütülmüştür. Emme ve egzoz port ve valf yaprağının yarattığı basınç düşümünün ve valf yaprağı hareketinin incelenebilmesi amacıyla gerçekleştirilen kompresör indikatör diyagramı ve emme valf yaprağı titreşim hareketi deneyleri ise Model B kompresörü üzerinde yürütülmüştür. Bu testlerin bir diğer amacı, tez çalışması kapsamında hazırlanan kompresör simülasyon programının doğrulanması için gerekli olan deneysel verilerin elde edilmesidir.

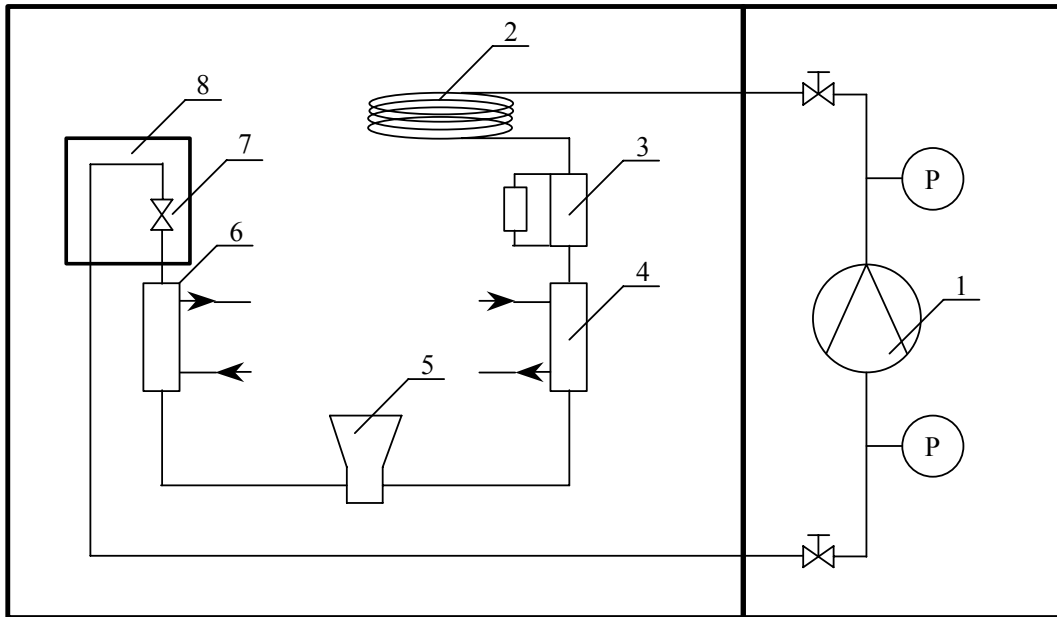
4.2. Model Kompresörlerin Deneysel Olarak İncelenmesi

4.2.1. Kalorimetre Deneyleri

Kompresörlerin farklı şartlarda test edilmesi amacıyla, kalorimetre test düzenekleri kullanılmaktadır. Doktora tez çalışması kapsamında kullanılan ve Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Laboratuvarı'nda kurulu bulunan kalorimetre test düzeneğinin soğutma sistemi ve ilgili ekipmanların yerleşimi şematik olarak Şekil 4.1'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, kompresör kalorimetresi test düzeneğinde kullanılan ekipmanlar iki ayrı hacme yerleştirilmiştir. Sağ tarafta bulunan hacim içerisinde test edilecek olan kompresör ve kompresör giriş ve çıkış basınçlarının ölçülmesinde kullanılan ekipmanlar bulunmaktadır. Soğutma ve ölçüm sisteminin geri kalan ekipmanları ise sol tarafta bulunan hacim içerisine yerleştirilmiş olup, her iki hacim de iç hava sıcaklığı 32.2°C olacak şekilde şartlandırılmaktadır. Kompresörde sıkıştırıldıktan sonra yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşan soğutkan buharı, yoğunlaştırucuya gelmektedir. Kalorimetre ölçümlerinin doğru ve hassas olarak gerçekleştirilebilmesi için yoğunlaşma basıncının stabil olması gerekmekte; bu amaçla, toplam ısıl geçirgenliği oldukça yüksek olan içiçe borulu bir ısı değiştiricisi yoğunlaştırucu olarak kullanılmaktadır. Yoğunlaştırucu toplam ısıl geçirgenliğinin yüksek olması sayesinde, soğutma suyu sıcaklığı ile yoğunlaşma sıcaklığı arasında oldukça

küçük bir farka ihtiyaç duyulmakta ($\sim 0.5^{\circ}\text{C}$) ve yoğuşturucu soğutma suyunun sıcaklığının hassas olarak kontrol edilmesiyle, deneyler boyunca stabil bir yoğuşma basıncı elde edilebilmektedir. Yoğuşturucudan ısı enerjisi çekilmesini sağlayan soğutma suyu, sıcaklık kontrollü bir banyodan pompalanmaktadır. Banyodaki suyun sıcaklığı merkezi bir soğutma ünitesinden sağlanan soğuk su ve banyo içerisinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı yardımıyla kontrol edilmektedir. Merkezi üniteden yaklaşık 20°C sıcaklıkta sağlanan soğutma suyu, banyo içerisindeki suyu soğuturken, yoğuşma basıncını girdi parametresi olarak alan bir PID (Proportional-Integral-Derivative) kontrol elemanı, banyo içerisindeki elektrikli ısıtıcıyı kontrol ederek su sıcaklığının ve dolayısıyla yoğuşma sıcaklığının istenen değerde tutulmasını sağlamaktadır. Yoğuşturucudan sıvı halde çıkan soğutucu akışkan, akü adı verilen ve üzerinde gözetleme camı bulunan bir hacimde toplanmaktadır. Farklı çalışma şartlarında sistemin diğer bileşenlerinde bulunan soğutkan miktarı değişeceği için akü, aynı zamanda bir soğutucu akışkan deposu görevi görmektedir.

Doktora tez çalışması kapsamında kompresörlerin performansının ölçülmesinde kullanılan kalorimetre test düzeneğinde, iki adet aşırı soğutma ünitesi bulunmaktadır. Birinci aşırı soğutma ünitesi kütleli debiölçerden hemen önce yerleştirilmiş olup, debiölçere giren soğutkanın tamamen sıvı fazda olduğunun garanti altına alınması amacıyla kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın debiölçere sıvı-buhar karışımı olarak girmesi, debiölçerin hassasiyetini olumsuz yönde etkilemektedir.



Şekil 4.1 Kompresör kalorimetresi test düzeneğinin şematik gösterimi: 1: Kompresör, 2: Yoğuşturucu, 3: Akü, 4: Aşırı soğutma ünitesi-1, 5: Debiölçer, 6: Aşırı soğutma ünitesi-2, 7: Kısılma vanası, 8: Buharlaştırıcı

Kütlesel debiölçerden hemen sonra yerleştirilen ikinci aşırı soğutma ünitesinin amacı ise, ASHRAE standardında [87] öngörülen 32.2°C aşırı soğutma sıcaklığının hassas olarak sağlanmasıdır. Aşırı soğutma ünitelerinde kullanılan ısı değıştircilerinin boyutlandırılması ve suyun şartlandırılması, yoğunşturucu şartlandırma sistemi ile benzerdir.

Yoğşturucudan çıktıktan sonra sırasıyla akü, birinci aşırı soğutma ünitesi, kütlesel debiölçer ve ikinci aşırı soğutma ünitesinden geçen yüksek basınçtaki soğutkan, kalorimetre test sisteminin ikinci bölümüne yerleştirilmiş olan basınçlı kap içerisindeki kısılma vanası ile, istenen buharlaşma basıncına kısılmaktadır. Buharlaşma işlemi, bahsedilen basınçlı kap içerisindeki buharlaştırıcıda gerçekleşmektedir. Basınçlı kap içerisinde ikincil bir ısı transferi akışkanı (R134a) bulunmakta ve R134a sıvı seviyesinin hemen altında elektrikli bir ısıtıcı bulunmaktadır. Sistemin çalışması sırasında, elektrikli ısıtıcıya sağlanan güç ısı enerji olarak ikincil akışkana geçmekte ve bir miktar akışkanı buharlaştırmaktadır. Buharlaşan ikincil ısı transferi akışkanı basınçlı kap içerisinde yukarı kısımda bulunan buharlaştırıcı borularının etrafında yoğunşarak, ısı enerjisi asıl test edilen akışkana iletmekte ve soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlamaktadır. Buharlaşma sonucunda ulaşılması gereken kızgınlık derecesi, ASHRAE standartlarında 32.2°C olarak öngörüldüğü için, elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla ikincil akışkanın doyma sıcaklığı bu değere getirilmekte ve ikincil akışkan ile test edilen soğutkan arasındaki yüksek ısı transferi sayesinde kızgınlık derecesinin istenen değerde tutulması sağlanmaktadır. Basınçlı kabın yerleştirildiği kalorimetre hacmi de 32.2°C sıcaklıkta tutulduğu için, ideal olarak kabın iç kısmından dışarıya doğru ısı transferinin olmadığı ve böylelikle elektrikli ısıtıcı ile sağlanan gücün kompresörün soğutma kapasitesine eşit olduğu kabul edilmektedir.

Hem kompresörün yerleştirildiği, hem de basınçlı kabın ve diğer bileşenlerin yerleştirildiği hacimlerin ortam sıcaklığı 32.2°C olacak şekilde şartlandırılmaktadır. Bu işlemin yapılabilmesi için, içerisinden merkezi soğutma ünitesinden sağlanan soğuk su dolaştırılan ısı değıştircileri ve elektrikli ısıtıcılar kullanılmaktadır. ısı değıştircilerinde dolaşan soğuk su sabit debide sağlanmakta ve oda sıcaklıklarını girdi kabul eden PID kontrol devreleri elektrikli ısıtıcıların gücünü ayarlayarak, bu iki hacmin sıcaklığının istenen değerde tutulmasını sağlamaktadır.

Kalorimetre test sisteminde gerçekleşen tüm proseslerin kontrol edilmesi ve ölçülen büyüklüklerin kaydedilmesi için bir kişisel bilgisayar ve bir veri toplama sistemi kullanılmaktadır. Termokupllar ile ölçülen büyüklüklerin ve analog ve dijital sinyallerin kaydedilmesi National Instruments marka ticari bir veri toplama kartı ile

gerçekleştirilmektedir. Tüm sistemin çalışması ise Labview® yazılımı kullanılarak hazırlanmış bir program vasıtasıyla kumanda edilmektedir.

Kalorimetre testinin başlangıcında, kompresör sisteme bağlanmakta ve çalıştırılmaktadır. Buharlaştırma ve yoğunlaşma basınçları istenen değere ulaşınca kadar kompresör otomatik olarak çalıştırılmakta ve ASHRAE standardı tarafından belirlenen tüm set değerleri 60 dakikalık süre boyunca stabil hale geldiğinde, son 60 dakikada ölçülen değerlerin aritmetik ortalaması kalorimetre test sonucu olarak kabul edilmektedir.

Kompresör kalorimetresi test sisteminde kompresörün soğutma kapasitesi iki farklı yöntem ile belirlenmektedir. Bu yöntemlerin ilkinde, debimetre yardımıyla ölçülen kütleli debi buharlaştırıcı giriş ve çıkışı arasındaki entalpi farkı ile çarpılmaktadır:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_c \times (h_{b,\text{ç}} - h_{b,\text{g}}) \quad (4.1)$$

Bu eşitlikte:

$\dot{Q}_e$: Kompresörün soğutma kapasitesi,

$\dot{m}_c$: Kompresörün debimetre ile ölçülen kütleli debisi,

$h_{b,\text{ç}}$: Buharlaştırıcı çıkışındaki özgül entalpi,

$h_{b,\text{g}}$: Buharlaştırıcı girişindeki özgül entalpi

olarak tanımlanmıştır. İkinci ölçüm yöntemi ise buharlaşmayı sağlayan elektrikli ısıtıcının çektiği güç değerine dayanmakta olup, kalorimetre testinin geçerli sayılabilmesi için bu iki değer arasındaki farkın en fazla $\pm \% 2.5$ olması gerekmekte ve kompresör soğutma kapasitesi için iki değer aritmetik ortalaması deklare edilmektedir. Kompresörün çektiği güç değeri doğrudan ölçüldüğü için, soğutma etkinlik katsayısı şu eşitlik ile hesaplanmaktadır:

$$SEK = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (4.2)$$

Bu eşitlikte:

SEK : Soğutma etkinlik katsayısı

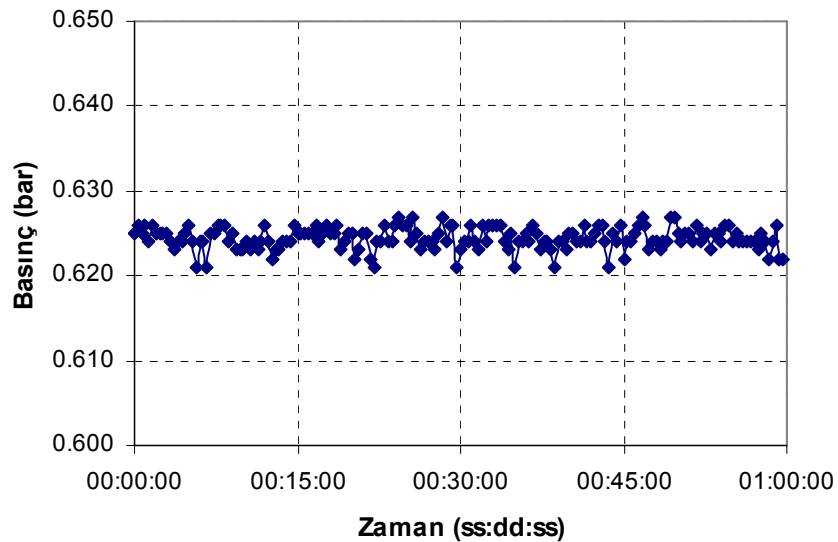
$\dot{Q}_e$: Kompresörün soğutma kapasitesi,

$\dot{W}_c$: Kompresör giriş gücü

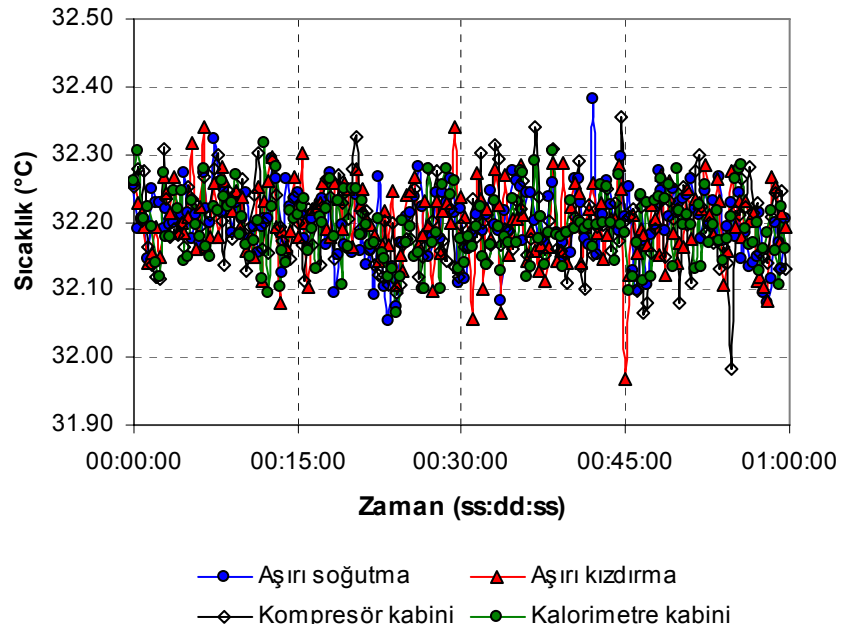
olarak tanımlanmıştır.

Kompresör kalorimetresi test sisteminde yapılan çalışmaların daha iyi açıklanabilmesi için, öncelikli olarak test sırasında ölçülen büyüklüklerin stabilitesi hakkında bilgiler sunulmuştur. 54.4°C yoğuşma, -23.3°C buharlaşma sıcaklığına denk gelen ASHRAE şartlarında gerçekleştirilen testlerden birisinde, test süresince ölçülen değerler grafiklerle verilmiştir. Kalorimetre deneylerinde arzu edilen buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının stabilitesi, ölçüm sonuçlarının doğruluğu açısından büyük önem taşımaktadır. ASHRAE testinde sürekli rejim kabul edilen süre boyunca ölçülen buharlaşma basıncı şekil 4.2’de sunulmuştur. şekilde görüleceği üzere, kalorimetre test düzeneği kontrol sistemi sayesinde buharlaşma basıncı deney süresince oldukça stabil olarak gerçekleşmiştir.

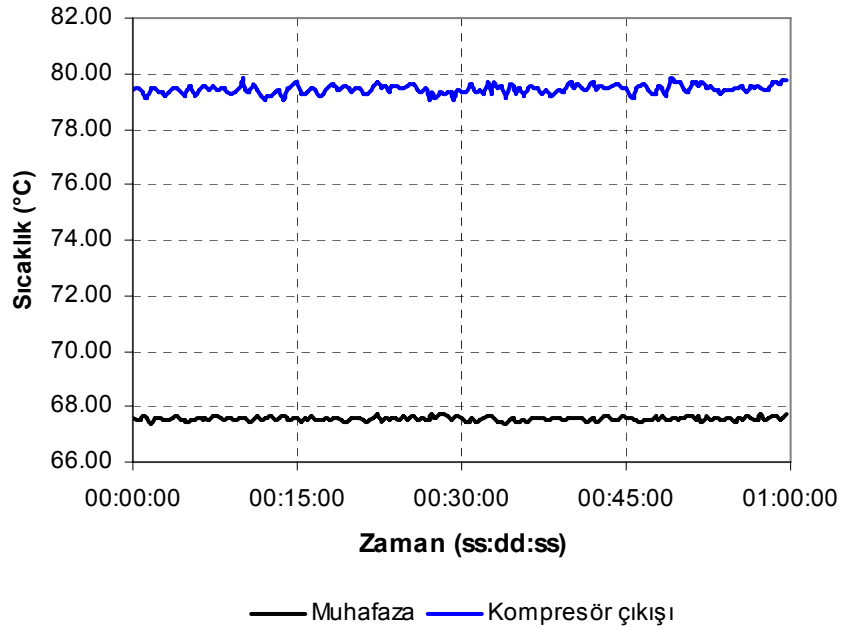
Sistemde ölçülen farklı sıcaklıkların sürekli rejim süresince değişimi ise şekil 4.3’de sunulmuştur. şekil 4.3’den de görüleceği üzere, ASHRAE tarafından 32.2°C değerinde standart olarak tanımlanan bu sıcaklıklar deney boyunca $\pm 0.1^\circ\text{C}$ aralığında sabit kalmıştır. Kalorimetre testleri sırasında kompresör muhafazası üst noktasına yerleştirilen bir termokupl ile muhafaza sıcaklığı ve kompresör çıkış borusu üzerine yerleştirilen başka bir termokupl ile kompresör çıkış sıcaklığı da ölçölmüştür. Bu sıcaklıkların deney boyunca değişimi şekil 4.4’de verilmiştir.



şekil 4.2 ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca buharlaşma basıncının değişimi

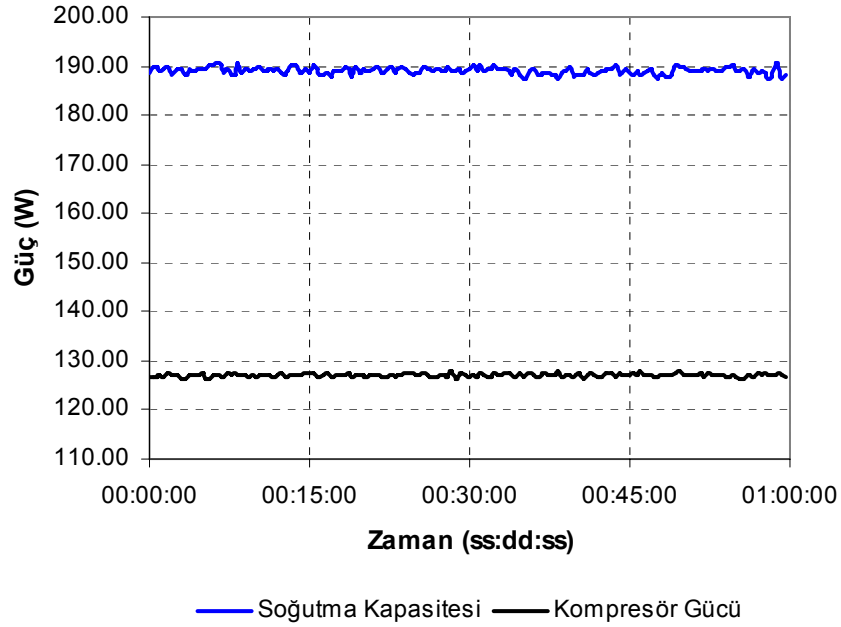


Şekil 4.3 ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca sistem sıcaklıklarının değişimi



Şekil 4.4 ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca kompresör muhafaza ve çıkış sıcaklığının zamanla değişimi

Kompresör performansının belirlenmesinde önem taşıyan iki parametre, kompresör soğutma kapasitesi ve giriş gücüdür. Bu değerlerin ASHRAE testi boyunca zamanla değişimi Şekil 4.5'de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, çalışma şartlarının hassas olarak stabil tutulması sayesinde, kompresör kapasitesi ve giriş gücü de oldukça kararlı bir şekilde ölçülmüştür.



Şekil 4.5 ASHRAE testi sürekli rejim süresi boyunca kompresör soğutma kapasitesi ve giriş gücünün zamanla değişimi

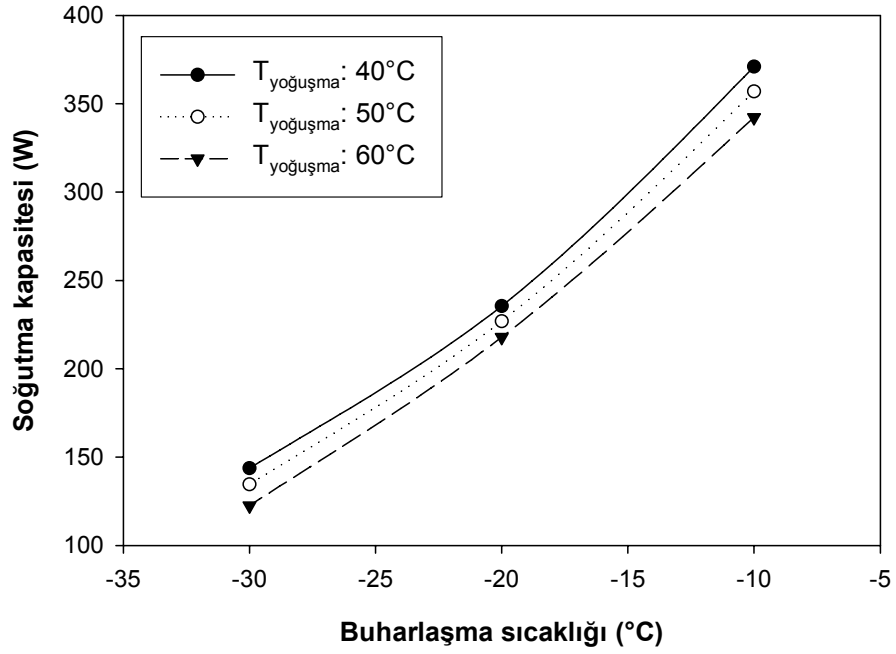
Silindir çapı 25.4 mm ve piston stroğu 21.6 mm olan Model A kompresörü ASHRAE deneyi sırasında ölçülen basınç, sıcaklık, elektrikli ısıtıcı gücü ve kompresör gücü büyüklüklerinin istatistiksel değerlendirmesi ise Tablo 4.1’de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, R600a soğutkanı için -23.3°C buharlaşma ve 54.4°C yoğuşma sıcaklıklarına denk gelen doyma basınçları olan 0.624 ve 7.61 bar değerleri hassas olarak sağlanmıştır. Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarının 32.2°C olması durumunda elde edilen soğutma kapasitesi 189.01 W, kompresör giriş gücü ise 127.06 W olarak ölçülmüştür. Bu durumda kompresör soğutma etkinlik katsayısı 1.49 olmaktadır. Bu şartları sağlayan ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin soğutma etkinlik katsayısı ise R600a soğutucu akışkanı için 2.90 değerindedir. Bu bağlamda, ideal performans değerinin yalnızca % 51.3’üne ulaşılabilirdiği söylenebilir. Elektrik motoru kaybı, yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları ve valf yaprağı hareketi ve diğer bileşenlerdeki basınç düşümü ve ısı transferi nedeniyle ortaya çıkan termodinamik kayıplar, kompresörün soğutma etkinlik katsayısının ideal değerden sapmasına neden olmaktadır.

ASHRAE standart test şartını tanımlayan -23.3°C buharlaşma ve 54.4°C yoğuşma sıcaklıklarına ek olarak, farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında Model A kompresör üzerinde gerçekleştirilen kalorimetre testlerinin sonuçları, Şekil 4.6-4.8’de sunulmuştur.

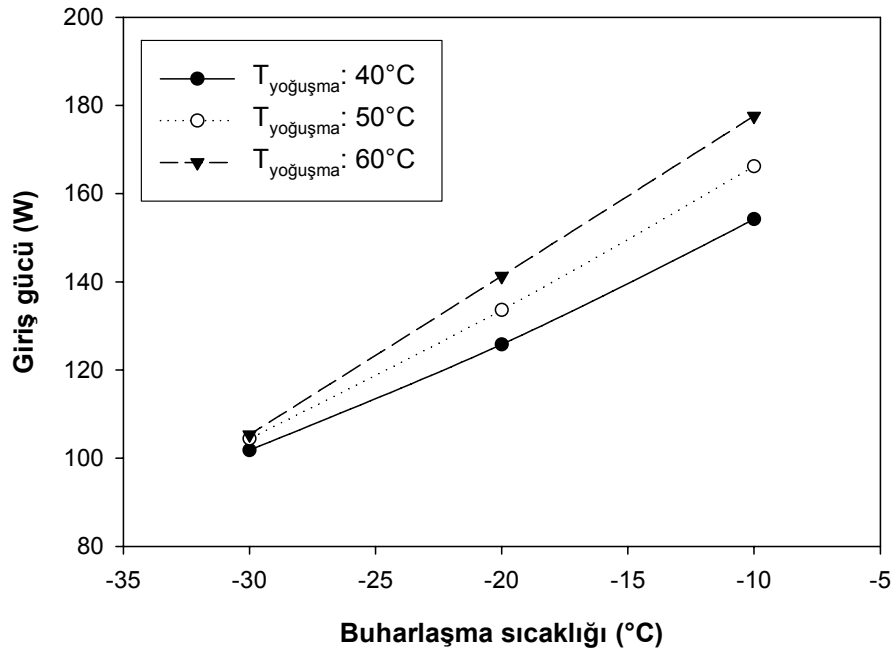
Tablo 4.1 ASHRAE testinde ölçülen büyüklüklerin değerlendirilmesi

Parametre	Ortalama	Min.	Mak.	St. Sapma (%)
$P_{\text{buharlaşma}}$ (bar)	0.624	0.621	0.627	0.21
$P_{\text{yoğuşma}}$ (bar)	7.615	7.61	7.62	0.07
Kapasite (W)	189.01	187.37	190.76	0.38
Giriş gücü (W)	127.06	126.09	127.95	0.26
Muhafaza sıc. (°C)	67.56	67.34	67.76	0.10
Çıkış sıcaklığı (°C)	79.44	79.04	79.84	0.21
Aşırı soğutma (°C)	32.20	32.05	32.38	0.16
Aşırı kızdırma (°C)	32.20	31.97	32.34	0.18
Komp. kabini (°C)	32.20	31.98	32.36	0.18
Kal. kabini (°C)	32.19	32.07	32.32	0.16

şekil 4.6'da sunulan kapasite değerlerinden göröleceği üzere, belirli bir yoğuşma sıcaklığı için buharlaşma sıcaklığının artması, kapasiteyi önemli oranda yükseltmektedir. Sabit strok hacminde çalışan kompresör için buharlaşma sıcaklığının artması, ilgili doyma basıncını da arttırdığı için daha yüksek basınçlarda soğutkanın yoğunluğunun artması, aynı strok hacminde daha fazla kütlelel debi ve dolayısıyla soğutma kapasitesi sağlamaktadır. Belirli bir buharlaşma sıcaklığında yoğuşma basıncının arttırılması ise, kapasiteyi az da olsa olumsuz yönde etkilemektedir. Yoğuşma basıncının artması kompresör basınç oranını arttırdığı için, ölü hacimde kalan gazın genişlemesi daha uzun sürmekte ve emme valf yaprağının daha geç açılması nedeniyle silindir daha az gaz ile doldurulmaktadır. şekil 4.7'de sunulan güç değerleri incelenecek olursa, buharlaşma sıcaklığının artması, sıkıştırılan soğutkan miktarına bağlı olarak güç değerini arttırırken, aynı buharlaşma sıcaklığı için yoğuşma sıcaklığının arttırılması da, daha az oranda da olsa güç değerini arttırmaktadır.

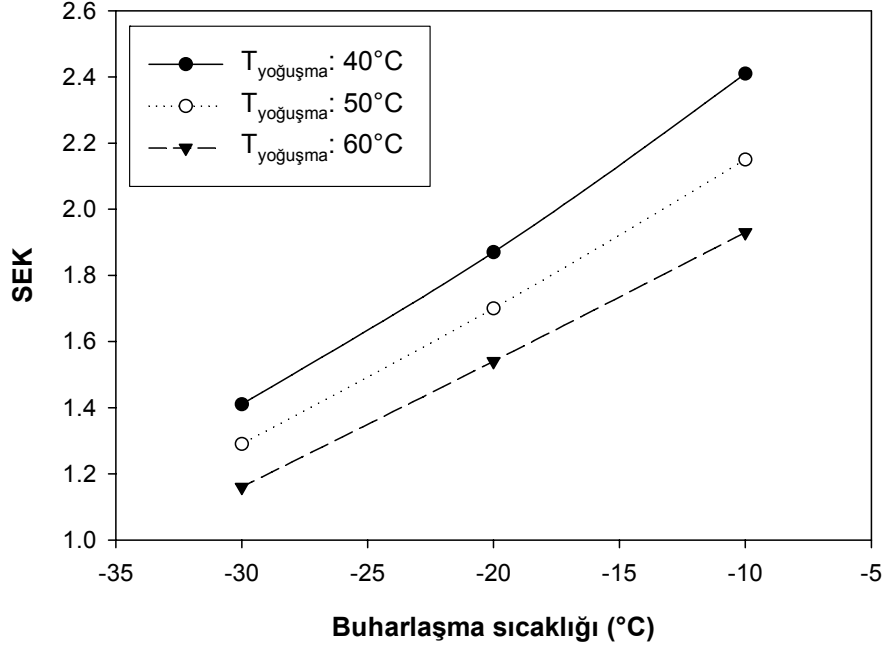


Şekil 4.6 Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel soğutma kapasitesi



Şekil 4.7 Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel giriş gücü

Şekil 4.8'de sunulan soğutma etkinlik katsayısı (SEK) değerlerinden görüleceği üzere, hem buharlaşma hem yoğuşturma sıcaklığı bu parametre üzerinde etkilidir. Bununla beraber, buharlaşma sıcaklığının artırılması SEK değerini hızlı bir şekilde artırırken, yoğuşturma sıcaklığının artırılması performansı azaltıcı yönde rol oynamaktadır.



Şekil 4.8 Model A kompresör için farklı şartlarda deneysel soğutma etkinlik katsayısı

4.2.2. Kompresör İndikatör Diyagramının Çıkarılması

Kompresörlerde silindir basıncı ile silindir hacminin değişimini veren indikatör (pV) diyagramları, hem emme ve egzoz port ve valf yaprakları nedeniyle oluşan basınç düşümünün kompresör performansına etkisinin belirlenmesi, hem de valf yaprağı hareketi nedeniyle oluşan basınç dalgalanmalarının ölçülmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Doktora tez çalışması kapsamında oluşturulan kompresör simülasyon modelinin doğrulanabilmesi amacıyla, silindir çapı 24.3 mm ve piston stroğu 13.8 mm olan Model B kompresörü üzerinde bu ölçümün gerçekleştirilmesine karar verilmiştir.

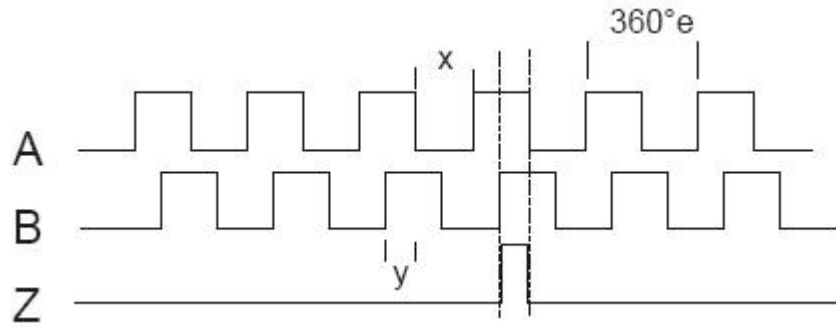
Doktora tez çalışması kapsamında kullanılan indikatör diyagramı ölçüm sistemi, daha önce yapılan çalışmalarda kullanılan sistem ile büyük benzerlik göstermektedir [88]. Silindir anlık basıncının silindir hacmi ile senkronize olarak ölçülebilmesi için, öncelikli olarak krank açısının belirlenmesi gerekmektedir. Krank açısının belirlenmesi durumunda, piston kinematiği denklemleri yardımıyla silindir hacmi hesaplanabilmektedir. Krank açısının belirlenebilmesi içinse Scancon firması tarafından ticari olarak üretilmekte olan 2RM tipindeki enkoderler kullanılmıştır. Genel görünümü Şekil 4.9'da sunulan bu enkoderler, her bir derece için bir sinyal vermekte ve bu sinyalin veri toplama sistemine beslenmesi durumunda basınç sinyalleri senkronize olarak okunabilmektedir. -40°C/+85°C sıcaklık aralığında çalıştırılabilen bu enkoderler ile, 200 kHz'e kadar olan frekanslarda sinyal alınabilmektedir. Mevcut çalışmada ise, kompresör 50 Hz anma frekansında

alıştığından ve her bir derece krank açısı için veri toplandığından 18 kHz frekansı kullanılmıştır.

Krank açısının belirlenmesi için kullanılan bu enkoderler A, B ve Z olmak üzere üç farklı sinyal vermektedir. şekil 4.10'da sunulan sinyal formundan anlaşılacağı üzere, Z sinyali her bir çevrimde sadece bir kez gerçekleşmekte ve indikatör diyagramının elde edilebilmesi için bu sinyalin kompresörün stl noktası ile eşleştirilmesi gerekmektedir.



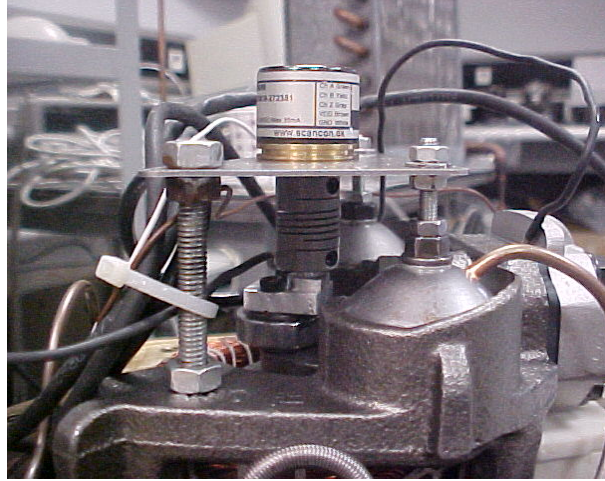
şekil 4.9 İndikatör diyagramı ölçümünde kullanılan enkoderin genel görünüşü [89]



şekil 4.10 Enkoder sinyal formu [89]

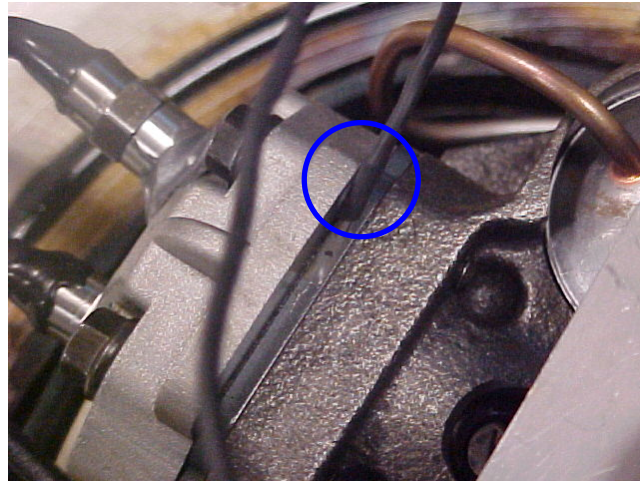
Enkoderin A ve B sinyalleri temelde aynı işlevi görmekle beraber iki sinyal arasında yaklaşık yarım derece krank aılık bir kayma söz konusudur. Z sinyalinin kompresör stl noktası ile eşleştirilmesinden sonra A veya B sinyallerinin sisteme beslendiği anlarda basınç verisi de toplanmakta ve böylelikle krank açısı ve dolayısıyla silindir hacmi ile silindir basıncı verisi eşleştirilebilmektedir.

Krank açısının hassas bir şekilde ölçülebilmesi için enkoderin krank şaftına monte edilmesi gerekmektedir. Krank şaftı ile beraber dönebilmesi; bununla beraber krank şaftının gövdeye göre yaptığı hareketten olumsuz etkilenmemesi için enkoder esnek bir kaplin kullanılarak şafta monte edilmiştir. Enkoderin krank şaftına monte edilmiş hali şekil 4.11'de görülebilir.



Şekil 4.11 Krank açısının belirlenmesinde kullanılan enkoderin krank şaftına montajı

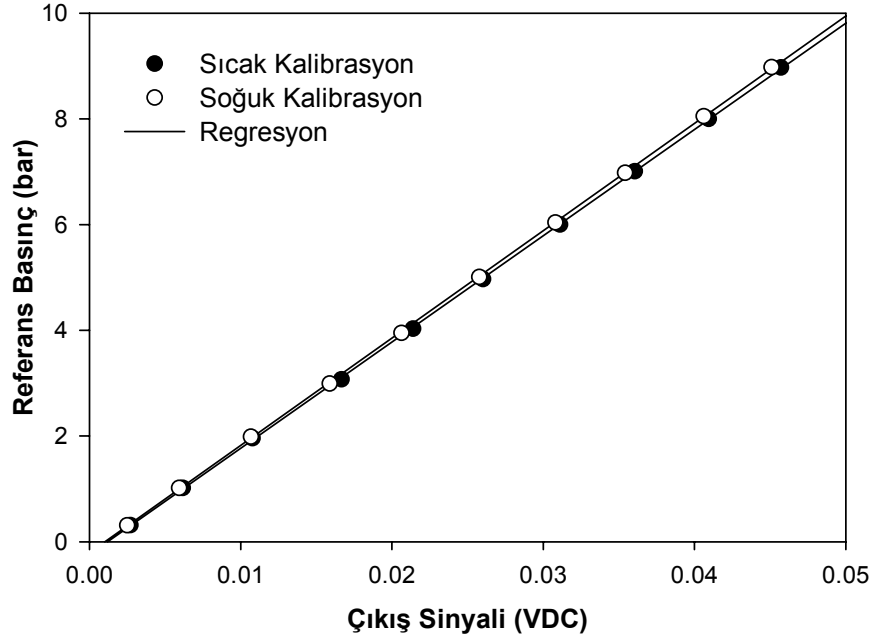
Doktora tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen indikatör diyagramı ölçümlerinde, kompresör silindir basıncı ve emme plenumu basıncının ölçülebilmesi için ticari olarak üretilen iki farklı tipte basınç sensörü kullanılmıştır. Silindir basıncının ölçülebilmesi için, kompresör valf tablasına bir delik açılması ve basınç sensörünün bu yuvaya yerleştirilmesi gerektiğinden, sensör çapı oldukça kritiktir. Mevcut çalışmada valf tablası kalınlığı 2.2 mm mertebesinde olduğundan basınç sensörü olarak Kulite firmasının XCE-062 serisi basınç sensörü seçilmiştir. 1.6 mm çapındaki sensörün ölçüm aralığı 0-17 bar olup 10 VDC ile beslenmektedir. Silindir basınç sensörünün valf tablasına yerleştirildiği nokta Şekil 4.12’de verilmiştir.



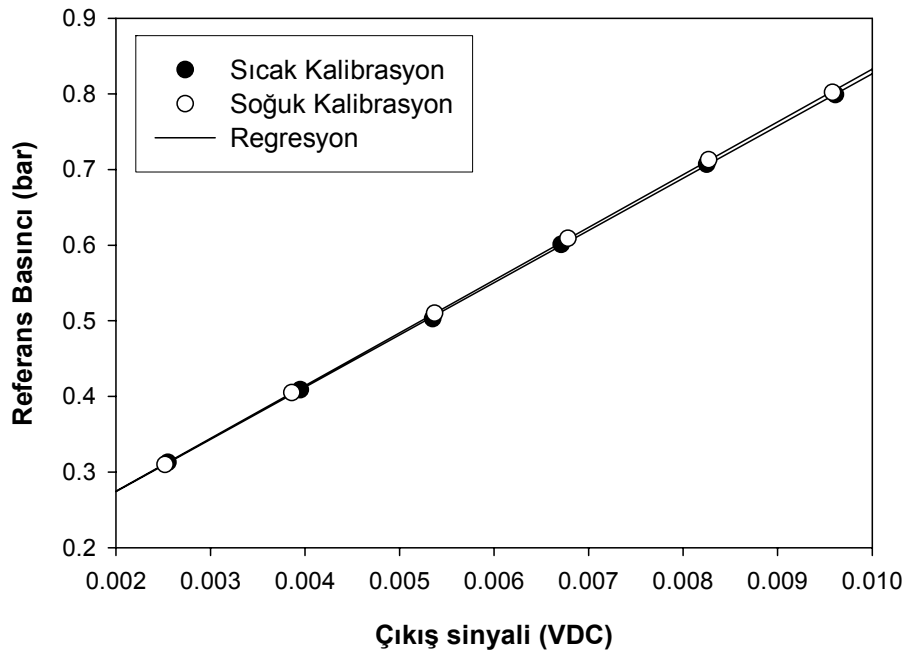
Şekil 4.12 Silindir basınç sensörünün valf tablasına montajı

Bu sensörlerin çıkış gerilimi sensörün sıcaklığından etkilendiği ve kompresör silindirinde gerçekleşen çevrim boyunca sıcaklık $\pm 50^{\circ}\text{C}$ mertebesinde değişebildiği için, sensörün iki farklı sıcaklıkta kalibre edilmesi gerekmektedir. Şekil 4.13’de sunulan silindir basıncı kalibrasyon grafiğinden görülebileceği üzere, sıcak ve soğuk olarak adlandırılan iki farklı sıcaklıkta sensörün çıkışı oldukça doğrusal olup, iki

sıcaklık seviyesi arasında küçük bir fark mevcuttur. Emme plenumundaki basınç buharlaşma basıncının etrafında salındığı için, bu sensör 0.3-0.8 bar aralığında kalibre edilmiş ve elde edilen değerler Şekil 4.14’de sunulmuştur.



Şekil 4.13 İki farklı sıcaklıkta silindir basınç sensörü kalibrasyonu



Şekil 4.14 Emme plenumu basınç sensörünün iki farklı sıcaklıkta kalibrasyonu

Her iki sensörün iki farklı sıcaklıkta kalibre edilmesinden sonra, elde edilen veriler (4.3) eşitliğine göre değerlendirilmiş ve hem sıcaklığın hem de basıncın bir fonksiyonu olarak çıkış sinyali basınç değerine çevrilmiştir:

$$p=(E_1 V_T + F_1) V_P - (E_2 V_T + F_2) \quad (4.3)$$

Bu eşitlikte:

E_1, E_2 : Basınç sensörü kalibrasyon katsayıları,

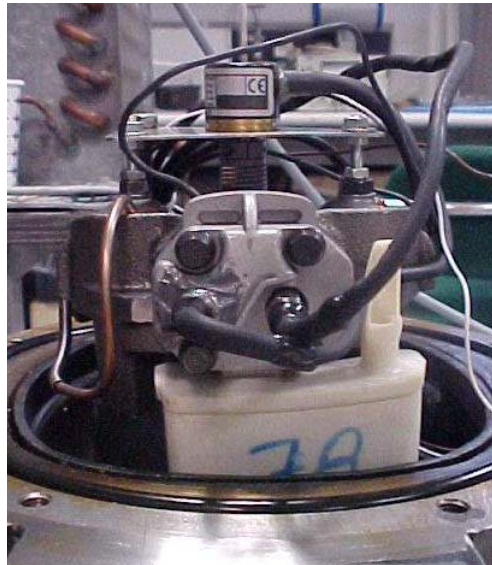
F_1, F_2 : Basınç sensörü kalibrasyon katsayıları,

V_P : Basınç sensörü sinyal çıkışı,

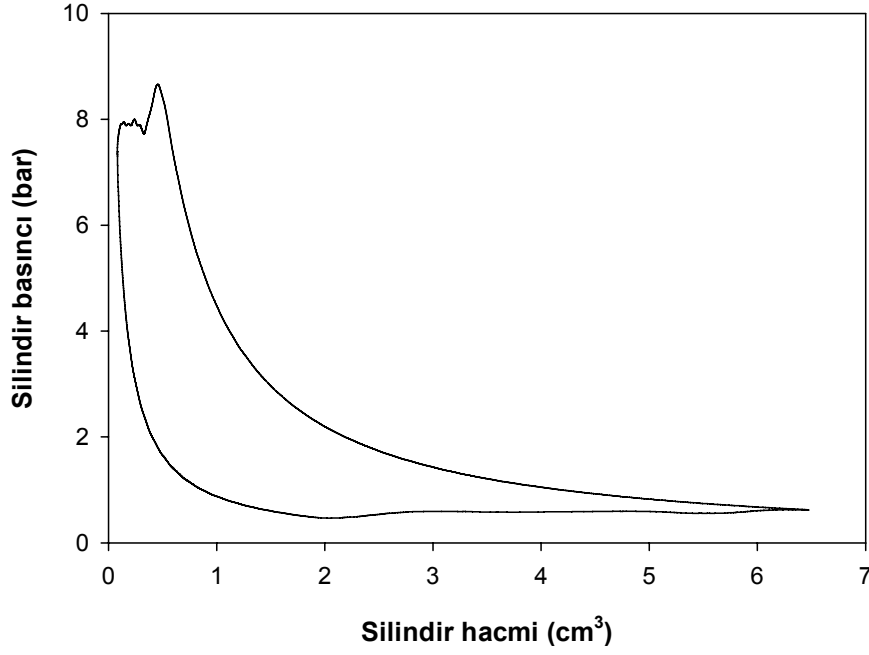
V_T : Basınç sensörü sıcaklık sinyal çıkışı

olarak tanımlanmıştır. Bu eşitlik ile elde edilen katsayıların kullanılması durumunda, silindir basıncının ölçülmesindeki maksimum ve ortalama hata değerleri sırasıyla % 3.8 ve % 0.8 olmuştur. Emme plenumu basıncı içinse bu değerler sırasıyla % 0.5 ve % 0.3 olarak hesaplanmıştır. İndikatör diyagramı ölçümleri sırasında egzoz plenumuna da bir basınç sensörü yerleştirilmiş; bununla beraber deneyler sırasında bu sensörden çıkış sinyali alınamadığı görülmüştür. Emme ve egzoz plenumu ile silindir basınç sensörü ve enkoder yerleştirildikten sonra kompresörün genel görünümü Şekil 4.15’de sunulmuştur.

Doktora tez çalışması kapsamında ele alınan Model B kompresörün indikatör diyagramı ölçümleri için hazırlanmasından sonra, kompresör ASHRAE şartlarında kalorimetre testine alınmış ve sistem rejime geldikten sonra indikatör diyagramı ölçümleri de gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.16’da sunulan indikatör diyagramından görüleceği üzere, strok hacmi 6.5 cm^3 mertebesinde olan kompresördeki sıkıştırma, egzoz, genişleme ve emme fazları, indikatör diyagramı yardımıyla net olarak belirlenebilmiştir.



Şekil 4.15 İndikatör diyagramı için hazırlanan kompresörün genel görünümü



Şekil 4.16 Model B kompresör indikatör diyagramı – deneysel

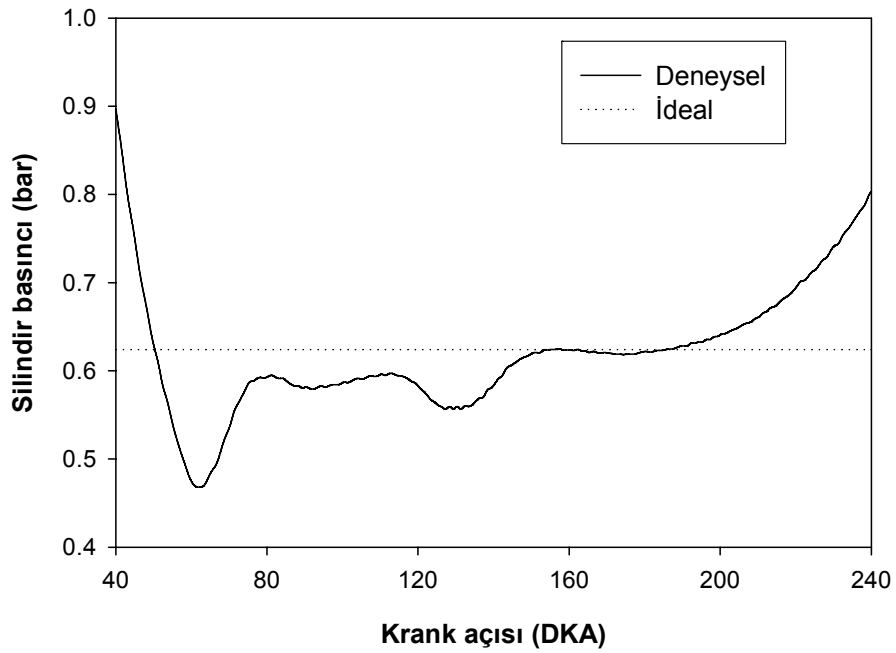
İndikatör diyagramı ölçümlerinin tamamlanmasından sonra, basınç-hacim grafiğinde görülen kapalı alanın integre edilmesi ile bir çevrimde soğutkana aktarılan net enerji elde edilebilmektedir. İndikatör diyagramı ölçümü sırasında enkoderden her bir çevrimde sadece bir kez alınan sinyal yardımıyla, kompresörün gerçek dönüş hızı da belirlenebilmektedir. Kompresörün sıkıştırma işi ve kalorimetre performansı ile ilgili deney sonuçları Tablo 4.2’de sunulmuştur. Tabloda görüleceği üzere, -23.3°C buharlaşma ve 54.4°C yoğuşma şartlarında test edilen kompresörün soğutma kapasitesi 99.5 W, giriş gücü ise 69.3 W olarak ölçülmüştür. İndikatör diyagramının integre edilmesi ile elde edilen sıkıştırma işi çevrim başına 0.939 J olduğundan, kompresörün 2918 d/d ile döndüğü düşünülecek olursa, sıkıştırma gücü 45.6 W olarak hesaplanmıştır. Kompresör giriş gücü ile sıkıştırma gücü arasındaki fark yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları ve elektrik motoru veriminin % 100 olmamasından kaynaklandığı için, bu değer elektromekanik kayıp olarak adlandırılmıştır.

İndikatör diyagramı ile elde edilebilecek bir diğer önemli bilgi, daha önce de belirtildiği üzere, emme ve egzoz hatlarında meydana gelen basınç düşümü nedeniyle oluşan kayıplardır. Bu kayıplar, toplamda valf tablası kaybı olarak adlandırılmış olup, mevcut ölçümlerde 2.33 W, yani sıkıştırma işinin % 5.1’i olarak belirlenmiştir. Bu kayıpların hesaplanmasında emme ve egzoz safhasındaki gerçek silindir basıncı ile, idealde buharlaşma ve yoğuşma basıncına eşit olması gereken basınç değerleri arasındaki fark kullanılmıştır. Örneğin emme safhası için krank

açısına bağlı olarak silindir basıncının değişimi ve ideal silindir basıncı Şekil 4.17’de verilmiştir.

Tablo 4.2 Model B kompresör kalorimetre ve indikatör diyagramı ölçüm sonuçları

Soğutma kapasitesi (W)	99.5
Giriş gücü (W)	69.3
SEK	1.44
Sıkıştırma işi (J)	0.939
Hız (d/d)	2918
Sıkıştırma gücü (W)	45.6
Elektromekanik kayıp (W)	23.7
Valf tablası kaybı (W)	2.33

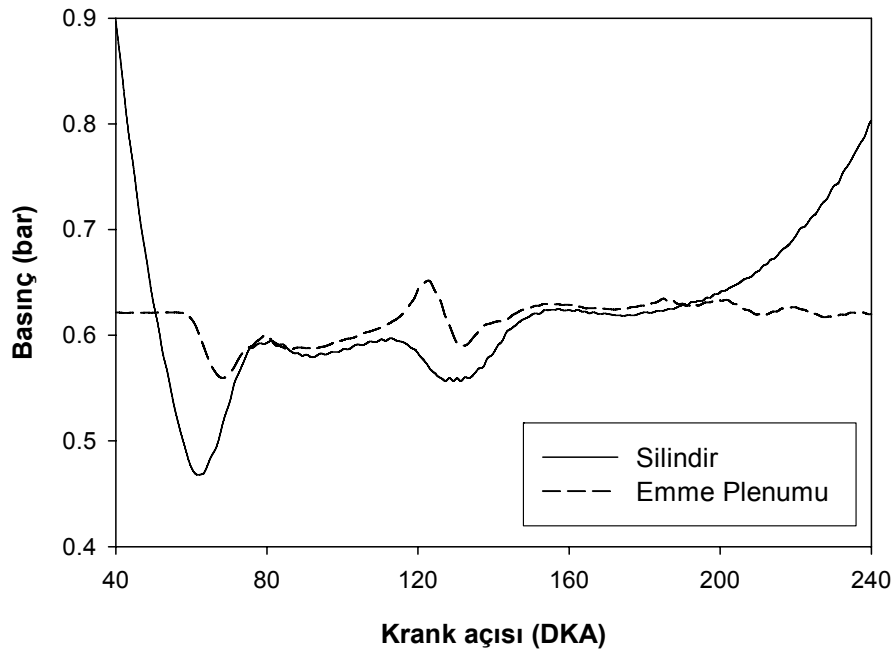


Şekil 4.17 Emme safhasında deneysel ve ideal silindir basıncı

Şekil 4.17’de görüleceği üzere, ölü hacimde kalan gazın yoğunlaşma basıncından buharlaşma basıncına kadar genişlemesi yaklaşık 50 DKA’na kadar sürmekte ve bu noktadan sonra silindir basıncı ideal değer altına inerek emme valf yaprağının açılması için gerekli basınç farkını oluşturmaktadır. Emme valf yaprağının açılması ile silindir içerisine gaz dolmaya başladığından basınçta bir artış yaşanmakta;

bununla beraber valf yaprağı tasarımına bağlı olarak yaprak bir yay gibi hareket edip kapanmaya başladığından, 120 DKA civarında silindir basıncı tekrar azalmaya başlamaktadır. Yaprığın ikinci kez açılıp kapanmasından sonra 180 DKA'nda alt ölü noktaya ulaşılmakta ve bu noktadan sonra sıkıştırma safhası başlamaktadır. Şekil 4.17'de sunulan basınç değerleri indikatör diyagramında düşünülecek olursa, ideal durum ile ölçülen durum arasındaki fark, emme hattındaki toplam kaybı göstermektedir. Benzer bir durum egzoz safhası için de geçerlidir.

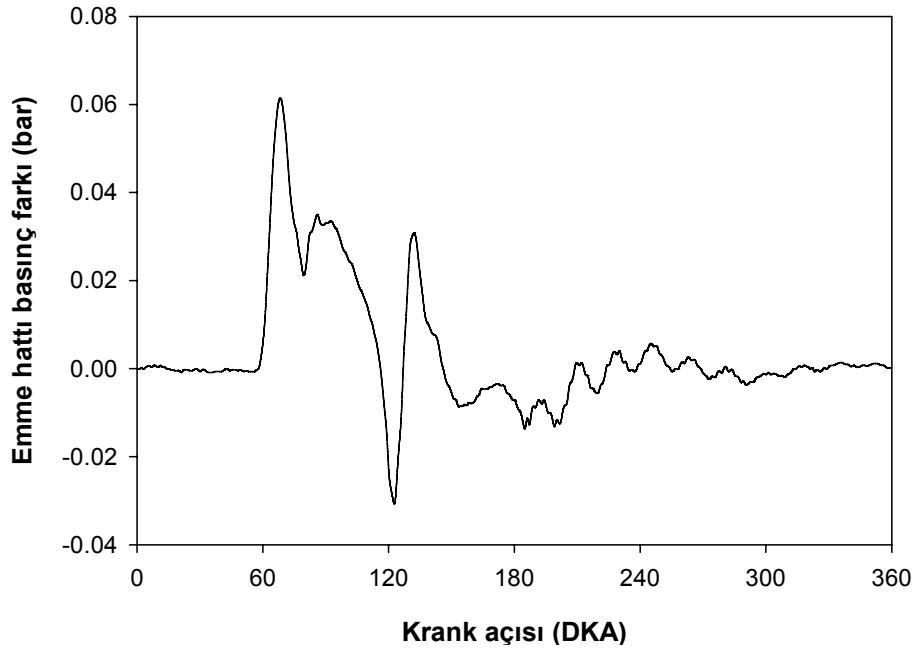
Susturucu çıkışı oluşturulan emme plenumundan alınan basınç verisinin silindir basıncı ile beraber gösterilmesi Şekil 4.18'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere valf yaprağının açılması ile beraber emme plenumundan silindire doğru gaz girişi başladığından, bu noktadaki basınç azalmakta ve bir süre sonra susturucu hacimlerinden gelen gaz sayesinde silindir basıncı ile plenum basıncı eşitlenmektedir. Plenum basıncında 120 DKA civarında görülen tepe, valf yaprağının kapanması nedeniyle susturucu içinde akmaya başlamış soğutkanın yaprağa çarpması ile oluşmaktadır. Yaprığın ikinci kez açılması ile basınçların tekrar eşitlendiği görülmektedir.



Şekil 4.18 Silindir ve emme plenumu basıncı

Doktora tez çalışması içinde ele alınan zamana bağlı akış için emme hattının önem kazanması nedeniyle, bu hattın girişindeki basınç buharlaşma basıncına, çıkışındaki basınç ise plenum basıncına eşit alınarak, emme hattı içindeki akışı sağlayacak basınç farkı elde edilmiştir. Bu grafik hazırlanarak Şekil 4.19'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere emme valf yaprağının açılması anına kadar emme hattı

giriş ve çıkışı arasında hemen hemen herhangi bir basınç farkı bulunmamakta; bununla beraber yaprağın açılması ile beraber bir “pulse” şeklinde basınç farkı oluşmaktadır. Basınç farkının çevrimin belirli bir kısmında negatif olması yaprağın kapanması nedeniyle akışkanın momentumunun basınca dönüşmesi ve anlık olarak basınç gradyeninin ters dönmesi nedeniyledir. 200 DKA civarında yaprağın kapanması ve sıkıştırma safhasına geçilmesi nedeniyle emme hattının çıkış kesitinde bir akışın olması mümkün değildir. Plenumdaki “pulse”un yarattığı dalgalanmalar çevrimin geri kalanında devam etmektedir.



Şekil 4.19 Emme hattı basınç farkı

4.2.3. Emme Valf Yaprığı Deplasmanının Ölçümü

Kompresör emme valf yaprağı hareketinin deneysel olarak elde edilebilmesi için, valf yaprağına uzama ölçer (straingage, SG) yapıştırılması ve kompresör çalışırken SG'den alınacak sinyaller ile yaprak deplasmanının belirlenmesi düşünülmüştür. Örnek bir emme valf yaprağının kök kısmına SG yapıştırılmış hali Şekil 4.20'de verilmiştir. SG ölçümlerinin yapılmasından önce yaprağın hangi kuvvetler altında ne kadar açıldığının belirlenebilmesi için dijital mikrometre, kuvvet sensörü ve SG çıkış sinyali kullanılarak bir kalibrasyon yapılması planlanmıştır. Bu amaçla hazırlanan kalibrasyon sistemi Şekil 4.21'de görülebilir. Bu sistemde, yaprak kompresörde olduğu gibi dört noktasından bir silindir bloğuna sabitlenmiş ve port merkezine denk gelecek şekilde ucunda kuvvet sensörü bulunan bir dijital mikrometre ile farklı deplasmanlarda hem kuvvet sensörünün çıkışı hem de SG çıkışı ölçülmüştür. Belirli port deplasmanı değerlerine karşılık gelen kuvvet sensörü çıkış sinyalleri Şekil

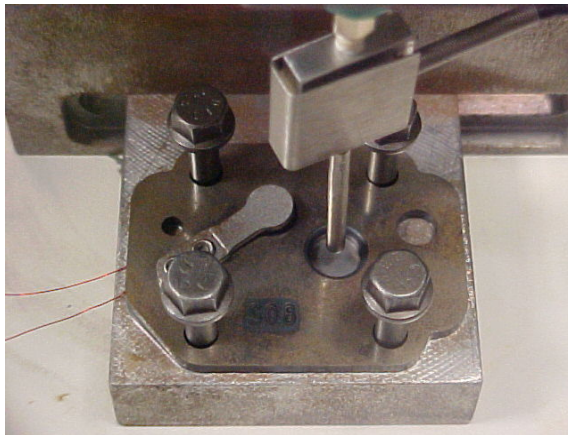
4.22’de sunulmuştur. Şekil 4.22’de görüleceği üzere, aynı deplasman değeri için kuvvet sensörü çıkış sinyali $\pm$ % 15 aralığında saçınıklıkla ölçülebilmektedir. Bu saçınıklığın temel nedeni, deplasman değeri arttıkça sensörün ucundaki iğnenin yaprağın yüzeyine tam dik olarak temas etmemesidir. Deplasmanın sıfır olması durumunda bir çıkış sinyali alınması ise, sensörün ucuna takılan iğnenin ağırlığından kaynaklanmıştır. Şekil 4.22’de sunulan verilere uydurulan doğru:

$$mVDC = -0.4327 - 0.6718 \times L(mm) \quad (4.4)$$

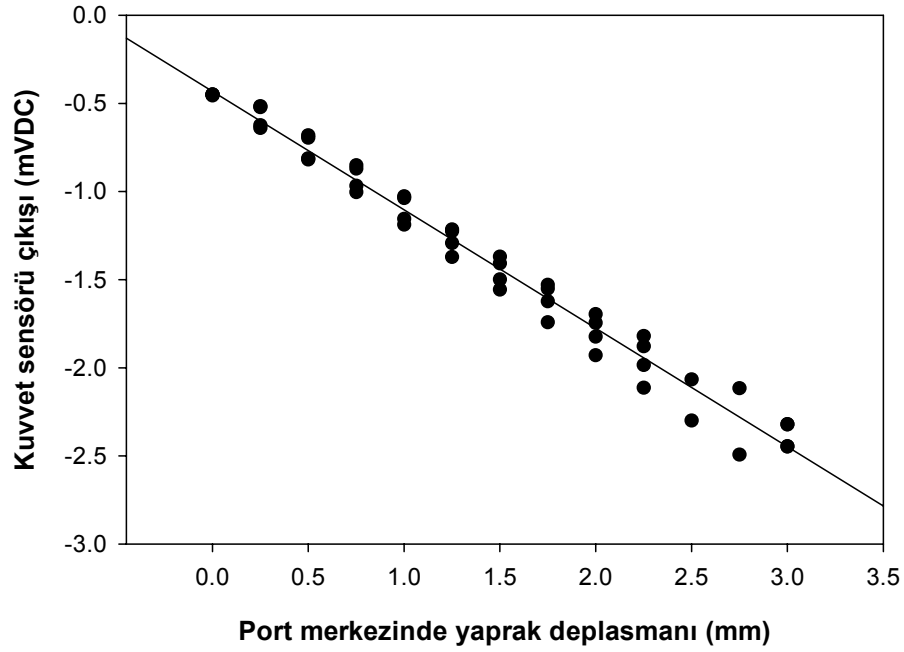
şeklinde elde edilmiştir. Bu eşitlikten görüleceği üzere kuvvet sensörü, yaprağın port merkezine denk gelen noktasının 1 mm açılması durumunda, 0.6718 mV mertebesinde sinyal üretmiştir. Kullanılan kuvvet sensörünün 0.981 N için verdiği çıkış sinyali 1.0339 mV/V’tur. Sensörün kalibrasyon sırasında 5 VDC ile beslendiği düşünülecek olursa, 0.981 N için 5.1695 mV ve dolayısıyla 5.269 mV/N kalibrasyon faktörü elde edilebilir. Model B kompresörü emme valf yaprağı için 0.6718 mV/mm değerinde bir çıkış alındığından, kalibrasyon faktörü kullanılarak yaprağın katılığı 0.128 N/mm olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.20 Emme valf yaprağına SG yapıştırılması için örnek uygulama

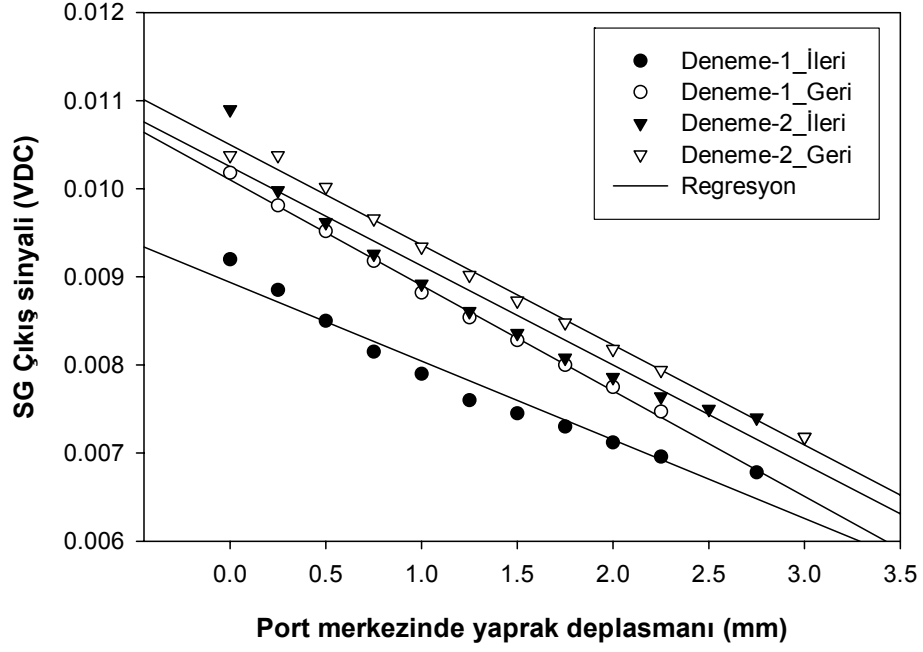


Şekil 4.21 Yaprak deplasmanı, kuvvet ve SG çıkış sinyalinin kalibre edilmesi

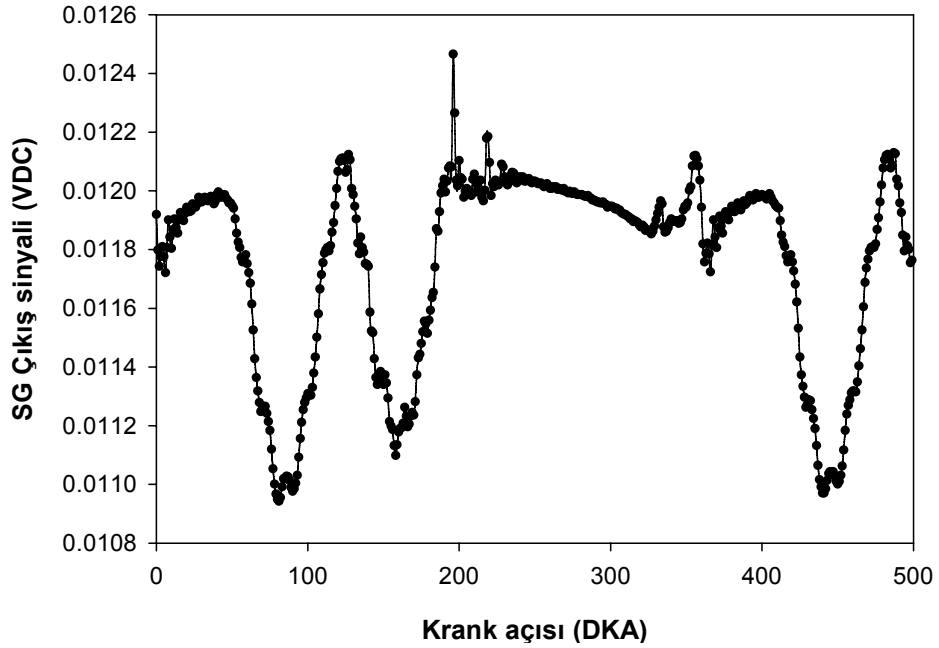


Şekil 4.22 Kuvvet sensörü çıkışı – yaprak deplasmanı kalibrasyonu

Kuvvet sensörü ile eşzamanlı olarak kalibre edilmeye çalışılan SG çıkış sinyali için, farklı yaprak deplasmanlarında alınan veriler Şekil 4.23’de sunulmuştur. Yaprığın açılması yönünde yapılan kalibrasyon ileri, kapanması yönünde yapılan kalibrasyon ise geri olarak adlandırılmış ve bu işlem iki kere tekrarlanmıştır. Şekilde sunulan verilerden görüleceği üzere, özellikle sinyal başlangıç noktası açısından tekrarlanabilir ölçümler elde edilememiştir. Bununla beraber, birim deplasman değişimi için elde edilen çıkış sinyali değişimi testlerde hemen hemen sabit ve ortalama olarak -0.85 mm/mVDC değerine eşittir. Bu değer 1 mVDC çıkış sinyali alındığında, yaprağın port merkezine denk gelen kısmının 0.85 mm kadar açıldığını göstermektedir. Kalibrasyon işlemlerinin tamamlanmasından sonra, indikatör diyagramı ölçümlerinde kullanılan emme valf yaprağı, üzerine SG yapıştırılmış olan yaprak ile değiştirilerek kompresör tekrar kalorimetre testine alınmıştır. Test sırasında buharlaşma ve yoğunlaşma basınçları tam olarak rejime girmeden önce SG’den alınan sinyalin krank açısı ile değişimi Şekil 4.24’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, emme valf yaprağı yaklaşık 50 DKA’nda açılmakta ve iki kere açılıp kapandıktan sonra çok küçük bir hareket daha yapmakta ve 210 DKA civarında kapanmaktadır. 200-360 DKA arasında yer alan sıkıştırma ve egzoz safhasında ise, emme valf yaprağı kapalı kalmakta; bununla beraber SG’den ufak da olsa bir çıkış sinyali alınmaktadır. Yaprığın tam kapalı ve tam açık pozisyonları arasındaki sinyal farkı 1 mVDC mertebesinde olduğu için bu deneyde yaprak port deplasmanının 0.85 mm mertebesinde olduğu söylenebilir.

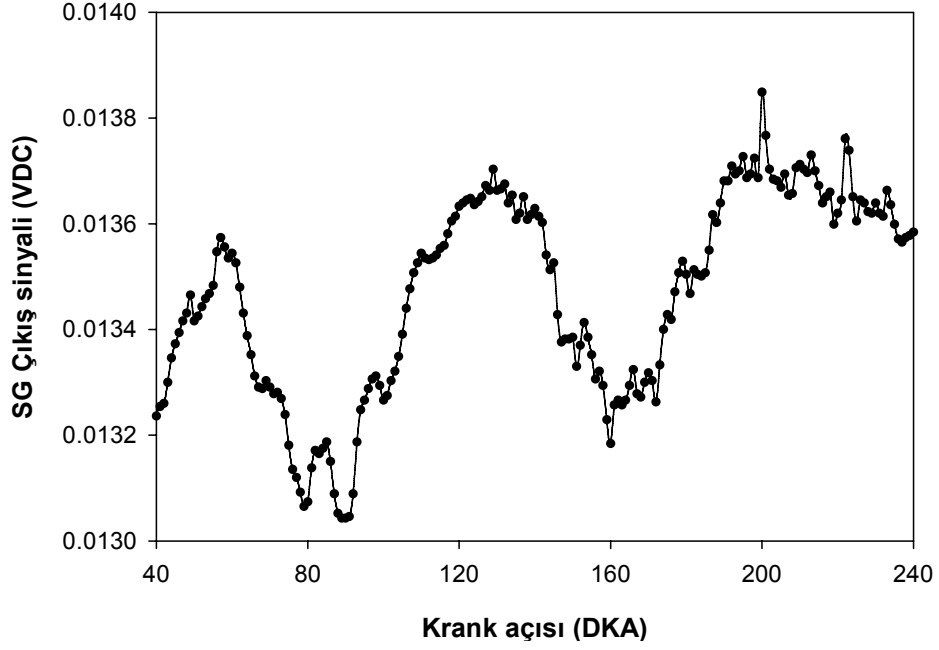


Şekil 4.23 SG çıkış sinyalinin kalibre edilmesi



Şekil 4.24 Emme valf yaprağı deplasman ölçümü – SG çıkış sinyali

Buharlaştırma ve yoğunlaşma basınçlarının rejime gelmesinden sonra alınan sinyal ise Şekil 4.25'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere SG sinyali bir miktar deforme olmakla beraber yaprağın açılma ve kapanma anları sırasıyla 57 ve 200 DKA olarak belirlenebilmiştir. SG sinyalinin deforme olması nedeniyle doğrudan deplasman eşleştirmesi yapılmamış; bununla beraber yaprağın genel hareketinin doğrulanabilmesi amacıyla bu verilerin kullanılabileceğine karar verilmiştir.



Şekil 4.25 SG çıkış sinyali, ASHRAE şartları rejim durumu

4.3. Deneysel Çalışma Sonuçları

Doktora tez çalışması kapsamında iki farklı model kompresör üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

i-) Model A kompresör üzerinde, -23.3°C buharlaşma ve $+54.4^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklığı ve 32.2°C yoğuşma sonrası aşırı soğuma ve buharlaşma sonrası aşırı kızdırma sıcaklıkları ile tanımlanan ASHRAE test şartında gerçekleştirilen performans ölçümlerine göre, kompresörün soğutma etkinlik katsayısı 1.49 olarak elde edilmiştir. R600a soğutkanı için bu şartlardaki ideal buhar sıkıştırımlı çevrimin SEK değeri 2.90 olduğundan, ideal performansın % 51.3'üne ulaşılabilirdiği belirlenmiştir.

ii-) ASHRAE şartına ek olarak, $-10/-30^{\circ}\text{C}$ buharlaşma ve $+40/+60^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklıkları aralığında gerçekleştirilen dokuz farklı performans testine göre, buharlaşma sıcaklığının 10°C artırılması, yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak soğutma kapasitesini % 57-77 arasında arttırabilmektedir. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında yoğuşma sıcaklığının 10°C artırılması ise kapasiteyi % 4-9 mertebesinde azaltmaktadır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının 10°C artırılması durumunda giriş gücündeki değişimler ise sırasıyla % 20-40 ve % 1-8 artış şeklinde gerçekleşmiştir.

iii-) Literatürde bulunan yöntemlere benzer bir yöntem ile, optik bir enkoder kullanılarak anlık piston konumunun belirlenmesi ve 18 kHz frekansında ölçüm yapabilen basınç transdüserleri ile silindir basıncının ölçülmesi sayesinde, Model B

kompresörünün indikatör diyagramı deneysel olarak elde edilmiştir. Kompresörün emme ve egzoz safhaları sırasında valf yapraklarının açılıp kapanması ve akış hatlarındaki basınç düşümü nedeniyle oluşan kayıpların, soğutkana aktarılan sıkıştırma işinin % 5.1'ini oluşturduğu tespit edilmiştir. Kompresör indikatör diyagramının deneysel olarak belirlenmesi sayesinde, tez kapsamında hazırlanan kompresör simülasyon programının doğrulanması için gerekli olan veriler de elde edilmiştir.

iv-) İndikatör diyagramı ölçümü sırasında emme hattı çıkışı sayılabilecek emme plenumundan alınan basınç verilerine göre, valf yaprağı hareketi nedeniyle kompresör emme hattında pulsatif bir basınç gradyeninin olduğu tespit edilmiştir. Yaprığın kapalı olduğu anlarda herhangi bir basınç gradyeni yok iken, yaprak hareketine bağlı olarak ± 6 kPa mertebesinde basınç farkları söz konusu olabilmektedir. Elde edilen zamana bağlı basınç gradyeni karakteri, sayısal çalışmalar kısmında oluşturulan kompresör emme hattı akış ve ısı transferi simülasyon programında sınır şartı olarak kullanılmıştır.

v-) Kompresör emme valf yaprağı hareketinin deneysel olarak tespit edilebilmesi için, valf yaprağı mesnetleme noktasına yerleştirilen bir uzama ölçerden (SG) faydalanılmaya çalışılmış ve daha önce literatürde görülmeyen bir teknik ile SG çıkış sinyali enkoder sinyali ile akuple edilerek yaprak deplasmanı krank açısına bağlı olarak elde edilmeye çalışılmıştır. Yapılan testler sonucunda yaprak deplasmanının mutlak değeri belirlenememiş olsa da, yaprağın iki kere açılıp kapandığı ve 200 DKA civarında çok küçük genlikli bir salınım daha yaptıktan sonra sıkıştırma safhasına geçildiği tespit edilmiştir. Yaprak hareketi ile ilgili olarak elde edilen bu veriler, sayısal çalışmalar kısmında sunulan kompresör simülasyon programının doğrulanmasında kullanılmıştır.

vi-) Tez çalışması kapsamında yapılan deneysel çalışmalar dahilinde, Serrano [11] ve Rigola ve diğerleri [14] tarafından kullanılan tekniğe benzer bir teknik ile kompresör indikatör diyagramı elde edilmiştir. Her ne kadar incelenen kompresör modelleri farklı olsa da, özellikle emme ve egzoz safhalarındaki silindir basınç dalgalanmaları için benzer bir karakter tespit edilmiştir.

vii-) Emme valf yaprağı hareketinin kompresör krank açısına bağlı olarak incelenebilmesi için, Buligan ve diğerleri [28] ve Machu ve diğerleri [29] tarafından uygulanan optik yöntemlerden farklı bir yöntem geliştirilmiştir. Her ne kadar incelenen kompresör modelleri farklı olsa da, bu yeni teknik ile elde edilen valf titreşiminin karakteri, ilgili çalışmalarla örtüşmektedir.

5. SAYISAL ÇALIŞMALAR

5.1. Giriş

Doktora tez çalışmasının bu bölümünde, öncelikli olarak ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi analiz edilmiş ve bu çevrimin soğutma etkinlik katsayısının, kompresör ideal çevrimi ile elde edilmesi üzerine yapılan çalışmalar sunulmuştur. Kompresör simülasyon modelinin oluşturulması ve kompresör emme hattına yönelik olarak gelişmekte olan pulsatif akışlarda ısı transferinin incelenmesi ile ilgili çalışmalar iki alt başlık halinde verilmiştir. Zamana bağlı akış ve ısı transferinin kompresör performansına etkisinin irdelenmesi ile ilgili sayısal çalışmalar da bu bölümde bulunabilir.

5.2. Buhar Sıkıştırırmalı İdeal Çevrim Analizi

Soğutma sisteminde kullanılan bileşenlerin cinsinden bağımsız olarak tanımlanan ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, temel olarak dört elemandan oluşmaktadır. Kompresör, yoğuşturucu, kısılma cihazı ve buharlaştırıcıdan oluşan soğutma sisteminde, ideal durumda, kısılma cihazı girişindeki termodinamik hal doymuş sıvı, buharlaştırıcı çıkışındaki termodinamik hal ise doymuş buhar olarak tanımlanmıştır [90]. Yapılan bu çalışmada ise ASHRAE standart test şartları kullanılarak farklı buharlaşma ve yoğuşma şartları için ideal çevrim analizi gerçekleştirilmiştir.

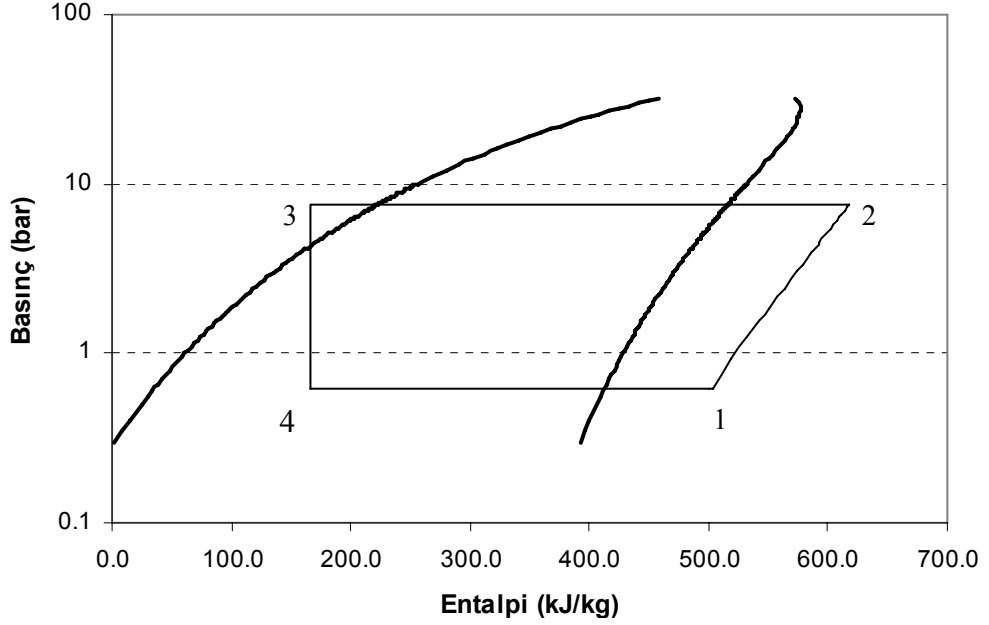
Basınç-entalpi diyagramı Şekil 5.1’de sunulan ve ASHRAE standart şartlarına göre hazırlanmış olan ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, bilindiği üzere dört hal değişiminden oluşmaktadır:

1 – 2 : Basıncı buharlaşma basıncına eşit, kompresör giriş sıcaklığı 32.2°C olan soğutkan buharının kompresörde izentropik olarak sıkıştırılması,

2 – 3 : 54.4°C doyma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncında yoğuşturucuda sabit basınçta yoğuşma ve ardından soğutkanın 32.2°C sıcaklığa aşırı soğuması,

3 – 4 : Yoğuşma basıncından buharlaşma basıncına kadar süren izentalpik kısılma işlemi,

4 – 1 : -23.3°C doyma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncında buharlaştırıcıda sabit basınçta buharlaşma ve ardından doymuş buhar halindeki soğutkanın 32.2°C sıcaklığa kızdırılması.



Şekil 5.1 Standart ASHRAE şartları için R600a soğutkanının ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde birim soğutkan debisi için soğutma kapasitesi ve iş terimleri sırasıyla şu eşitlikler ile hesaplanmıştır:

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_c} = h_1 - h_4 \quad (5.1)$$

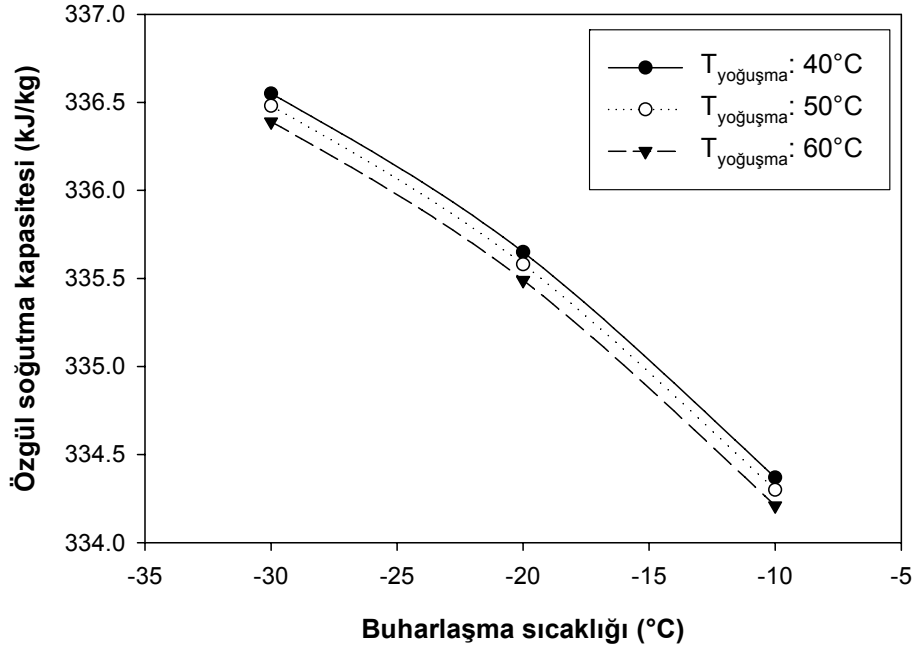
$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_c} = h_2 - h_1 \quad (5.2)$$

Bu iki eşitliğin birleştirilmesinden de, iyi bilindiği üzere kütleli debi miktarından bağımsız olarak, soğutma etkinlik katsayısı elde edilebilmektedir:

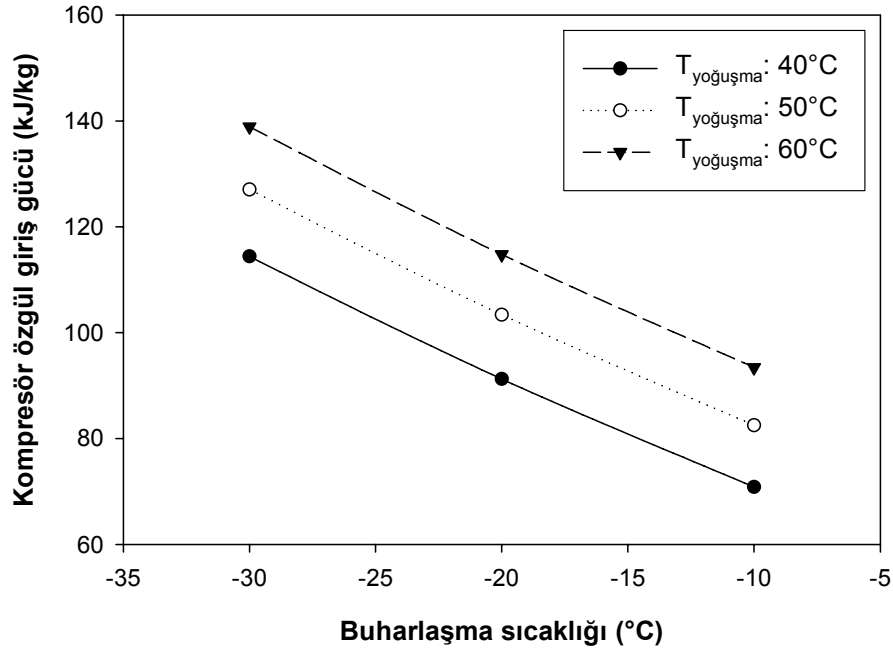
$$SEK = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.3)$$

Doktora tez çalışması kapsamında ele alınan kompresörlerde kullanılan R600a soğutkanının, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için, farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına denk gelen soğutma kapasitesi, kompresör giriş gücü ve soğutma etkinlik katsayısı değerleri sırasıyla Şekil 5.2, 5.3 ve 5.4’de sunulmuştur.

Bu değerlerin hesaplanmasında, R600a gazı için NIST (National Institute of Standards and Technology) tarafından hazırlanan özellik değerleri kullanılmıştır [91]. Şekil 5.2’de görüleceği üzere, birim soğutkan debisi için soğutma kapasitesi yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığından çok az etkilenebilmektedir. -10/-30°C buharlaşma, 40/60°C yoğuşma sıcaklık aralığı için elde edilen entalpi farklarının minimum ve maksimum değerleri arasındaki fark sadece % 0.7’dir.

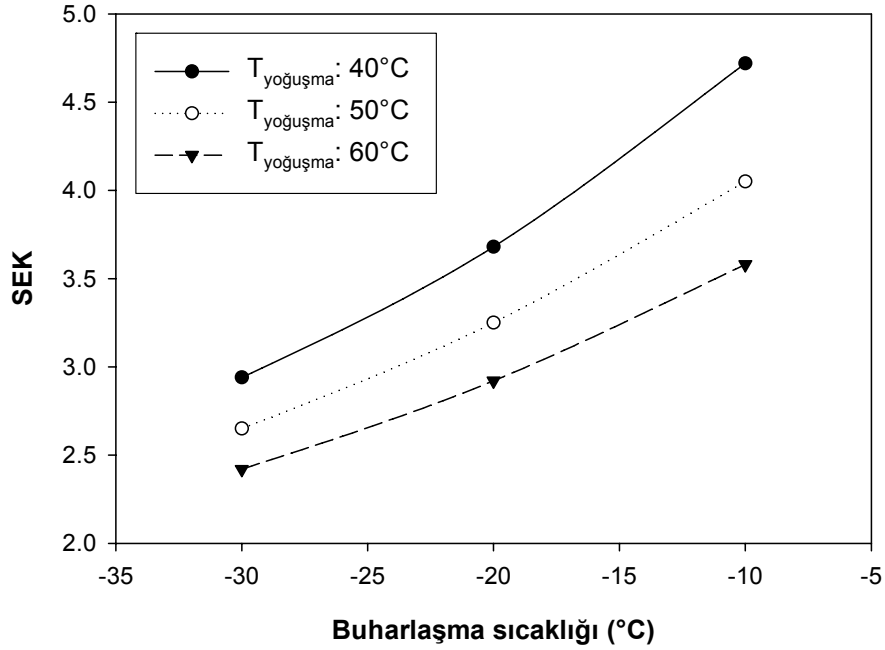


Şekil 5.2 Özgül soğutma kapasitesinin yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi



Şekil 5.3 Kompresör özgül giriş gücünün yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 5.3’de sunulan kompresör özgül giriş gücü değerlendirildiğinde ise, belirli bir yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığının artmasının gerekli giriş gücünü azalttığı görülmektedir. Soğutma etkinlik katsayısının yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları ile değişimini veren Şekil 5.4 incelendiğinde, beklendiği üzere, artan buharlaşma sıcaklığı ile soğutma etkinliğinin hızlı bir şekilde arttığı, yoğuşma sıcaklığının artmasının ise etkinlik değerini azalttığı görülmektedir. Sayısal veriler değerlendirildiğinde, SEK değerinin buharlaşma sıcaklığındaki birim artış ile % 2.5 mertebesinde arttığı, yoğuşma sıcaklığındaki birim artışın ise SEK’nı % 1 mertebesinde azalttığı görülmektedir. 54.4°C yoğuşma ve –23.3°C buharlaşma sıcaklıkları için ise, ideal buhar sıkıştırma çevrimin soğutma etkinlik katsayısı 2.90 olarak hesaplanmıştır. Bu değerlerin hesaplanmasında, kompresör giriş sıcaklığı, yoğuşma sonrası aşırı soğuma sıcaklığı ve buharlaşma sonrası aşırı kızdırma sıcaklığı 32.2°C değerinde sabit tutulmuştur.



Şekil 5.4 Soğutma etkinlik katsayısının yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Bilindiği üzere, ideal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi tanımı, soğutma sistemini oluşturan bileşenlerin cinsinden bağımsızdır. Bu bağlamda, soğutkan buharının basıncının artırılması amacıyla kullanılacak olan kompresörün pistonlu veya turbo kompresör olması sonuçları etkilememelidir. Bununla beraber, her ne kadar ideal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde kompresör sürekli rejimde ve sürekli açık bir sistem olarak modellenirse de, pistonlu kompresörlerin çalışma prensibi 4 safhaya ayrılmaktadır. Bu nedenle, pistonlu kompresörler için ideal çevrim tanımının detaylandırılmasının yararlı olacağı düşünülmüştür.

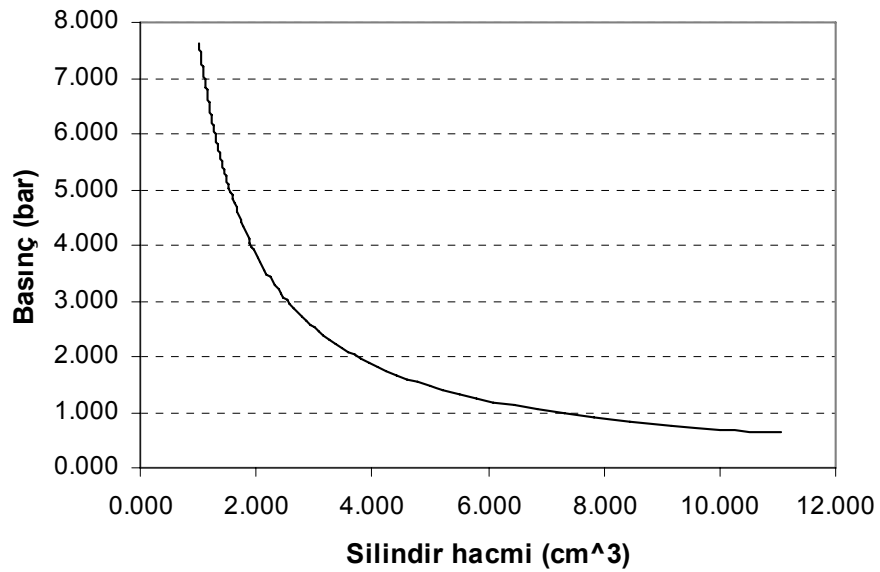
Strok hacmi 10945 mm^3 , ölü hacim değeri 110 mm^3 , ve dolayısıyla hacimsel sıkıştırma oranı 100.5 olan Model A pistonlu kompresörünün ASHRAE şartlarında çalıştırılması durumunda, sıkıştırma stroğunun başlangıcında silindir içerisinde bulunan gazın basıncının buharlaşma basıncına, sıcaklığının ise standartlarla tanımlı olan 32.2°C 'a eşit olduğu kabul edilmiştir. Tersinir adyabatik bir hal değişimi ile soğutkanın yoğuşma basıncına sıkıştırılması ile elde edilecek pV diyagramı Şekil 5.5'de sunulmuştur. Bu diyagramın hesaplanmasında soğutkanın gerçek gaz olduğu göz önünde bulundurularak özellik tablolarından yararlanılmıştır.

Sıkıştırma başlangıcında soğutkanın sıcaklığı ve basıncı bilindiğinden dolayı özgül hacmi; özgül hacim ve silindir toplam hacmi kullanılarak da silindirde bulunan gaz kütlesi hesaplanabilmektedir. Soğutkanın termodinamik hali ile belirlenen entropi değeri tersinir adyabatik sıkıştırma boyunca sabit kaldığından dolayı, soğutkan basıncı bir Δp miktarında artırılarak yeni basınç değeri için soğutkanın özgül hacmi; ve silindirden olan kaçakların ihmal edilmesi durumunda silindir içerisindeki kütle sabit olduğundan dolayı da silindir hacmi belirlenebilmektedir. İdeal sıkıştırma prosesi termodinamiğin birinci kanunu ile incelenirken, potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilerek sıkıştırma boyunca piston tarafından yapılması gereken iş miktarı:

$$Q_{12} = W_{12} + \Delta U \Rightarrow W_{12} + m(u_2 - u_1) = 0 \quad (5.4)$$

$$W_{12} = m(u_1 - u_2) = 16.04 \times 10^{-6} \times (-110.65 \times 10^3) = -1.775 \text{ J} \quad (5.5)$$

olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.5 Model A kompresör için ideal sıkıştırma prosesi

Literatürde bulunan çalışmalarda, tüm çevrim için soğutkan özellikleri kullanılarak hesaplanan iş miktarı, politropik hal değişimi kabul edilerek hesaplanan iş miktarına eşitlenerek, soğutkana ait politropik üs değerleri çıkarılmaya çalışılmıştır [92]. Bu tür bir yaklaşımın politropik üs değerleri ile hesaplanan toplam iş miktarını hassas olarak belirleyebileceği; bununla beraber fiziksel olarak soğutkana ait özellikleri tam olarak tanımlayamayacağı düşünülmektedir. Bu nedenle, sadece ASHRAE şartlarında tanımlanan sıkıştırma safhasında R600a için bir politropik üs değeri çıkarılmaya çalışılmıştır. Politropik bir proses için iş ifadesi:

$$W_{12} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} \quad (5.6)$$

eşitliği ile verilmiştir [90]. Bu eşitlikte W_{12} sıkıştırma sırasında soğutkana aktarılan enerji, p ve V silindir basınç ve hacmi, 1 ve 2 alt indisleri sırasıyla sıkıştırma başlangıç ve sonu ve n politropik üs olarak tanımlanmıştır. Sıkıştırma başlangıç ve sonundaki basınç ve hacim değerleri ve tersinir adyabatik proses için gerekli olan iş değeri bilindiğinden, ilgili sayısal değerlerin kullanılması ile politropik üs değeri:

$$n=1.048 \quad (5.7)$$

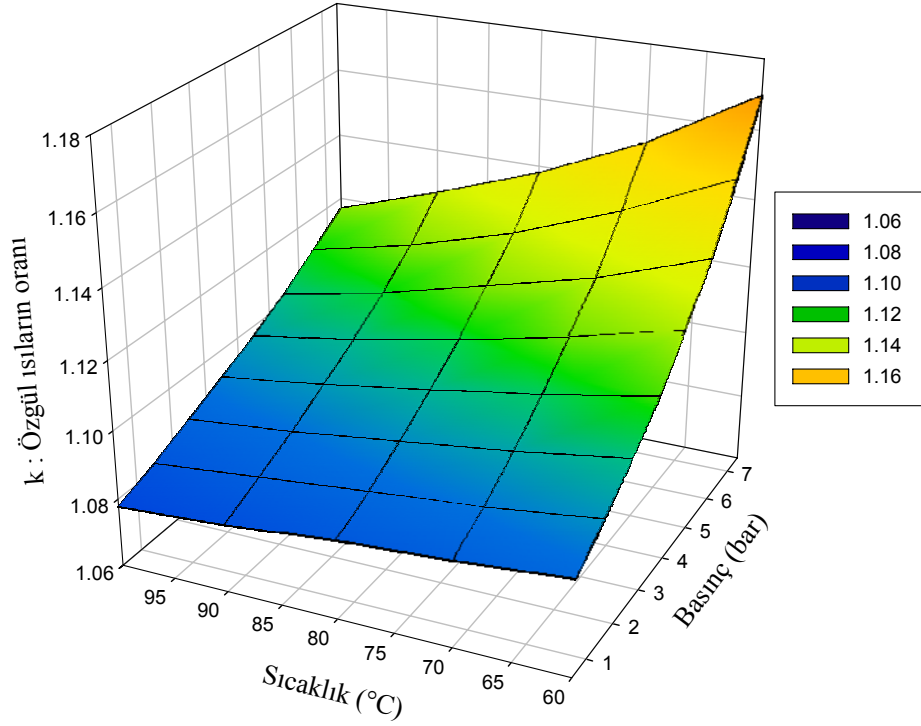
olarak elde edilmiştir. ASHRAE standart şartlarında adyabatik tersinir sıkıştırma için 1.048 olarak elde edilen politropik üs değeri, R600a gazının özelliklerinden yararlanılarak hesaplanan özgül ısıların oranı ile karşılaştırılmış, çalışma basınç ve sıcaklıkları göz önünde bulundurularak, Şekil 5.6 hazırlanmıştır. Bu şekilden de görüleceği üzere ilgili termodinamik hallerde R600a gazının özgül ısılarının oranı 1.08 – 1.17 aralığında değişmektedir.

Egzos prosesi, silindirin düzgün akışlı dengeli açık bir sistem olarak modellenmesi ile çözümlenmiştir. Silindirden dışarıya atılan soğutucu akışkanın sıkıştırma sonundaki basınç ve sıcaklıkta olduğu kabul edilmiş ve termodinamiğin birinci kanunu yazılarak:

$$Q_{23} = W_{23} + m_e h_e + m_3 u_3 - m_2 u_2 \quad (5.8)$$

$$W_{23} = m_2 u_2 - m_3 u_3 - m_e h_e \quad (5.9)$$

eşitlikleri elde edilmiştir. Bu eşitliklerde 2 ve 3 indisleri sırasıyla sıkıştırma ve egzos sonunda silindir içerisinde bulunan soğutkanın termodinamik halini ve kütlelerini, e alt indisi ise silindirden dışarıya verilen soğutkanın özelliklerini göstermektedir.



Şekil 5.6 Çalışma basınç aralığında R600a gazının özgül ısılarının oranının değişimi

Düzgün akışlı dengeli açık sistemde silindir dışına verilen soğutkanın basınç ve sıcaklığının, açık sistemde bulunan kütlenin basınç ve sıcaklığına eşit olması gerektiğinden dolayı, egzoz prosesi için

$$m_e = m_2 - m_3 \quad (5.10)$$

$$h_e = h_2 \quad (5.11)$$

eşitlikleri geçerlidir. Son iki eşitlik yardımıyla (5.9) denklemini yeniden düzenlenerek:

$$W_{23} = m_2 u_2 - m_3 u_3 - (m_2 - m_3) h_2 \quad (5.12)$$

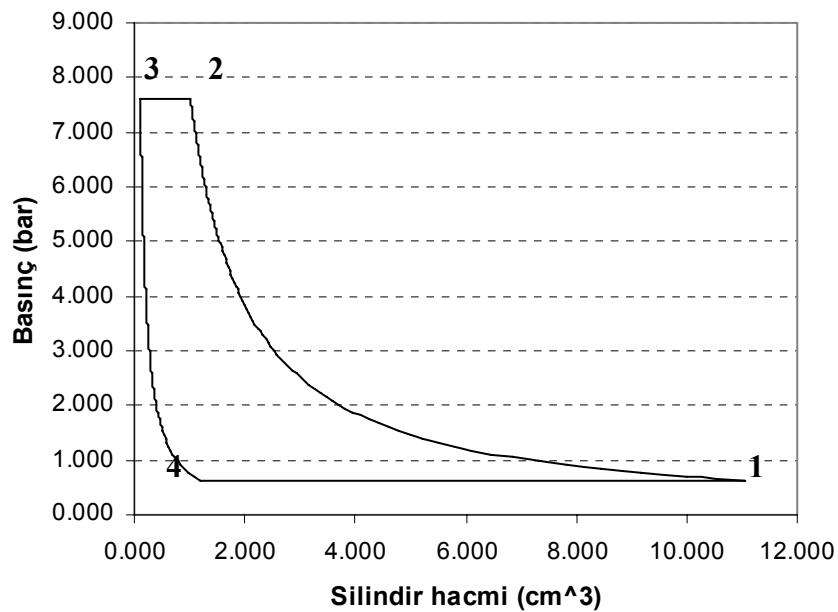
$$W_{23} = m_2 (u_2 - h_2) - m_3 (u_3 - h_2) \quad (5.13)$$

$$W_{23} = m_3 (h_2 - u_3) - m_2 p_2 v_2 \quad (5.14)$$

eşitlikleri elde edilmiştir. Eşitliğin sol tarafında yer alan iş terimi sabit basınçta sıkıştırma işi olarak hesaplanmıştır. Sağ taraftaki terimlerde ise; sıkıştırma sonu termodinamik hali bilindiği için h_2 , m_2 , p_2 ve v_2 değerleri bilinmektedir. Her ne kadar iki bilinmeyenli bir denklem olarak gözüксе de, egzoz sonundaki toplam hacim ölü hacme eşit olacağından dolayı, herhangi bir m_3 değeri için elde edilecek özgül hacim ve sabit olan egzoz basıncı değeri ile soğutkanın termodinamik hali belirlenebilir. Bu termodinamik hale karşılık gelen iç enerji değerinin (5.14) denklemini sağlayıp sağlamadığı kontrol edilerek iteratif olarak egzoz sonundaki

termodinamik hal belirlenmiştir. Tahmin edilen ve hesaplanan iç enerji değerleri arasındaki fark % 0.005'den küçük olacak şekilde yapılan hesaplar sonucunda egzoz prosesi sonunda ölü hacim içerisinde kalan artık kütle miktarı 1.73 mg, egzoz sonu sıcaklığı ise 102.45°C olarak elde edilmiştir. Silindire gaz alınabilmesi için, ölü hacim içerisinde kalan ve mevcut kompresör modeli için toplam kütlenin % 10.8'ini oluşturan bu artık soğutkan kütlesinin basıncının, genişleme safhası boyunca azalarak buharlaşma basıncına ulaşması gerekmektedir. Artık kütle miktarının artması ve dolayısıyla genişleme safhasının uzaması ise, emme safhasını geciktirdiği için silindir içerisine alınabilecek taze gaz miktarı azalmaktadır. Tez çalışmasının ilerleyen kısımlarında sunulan detay kompresör simülasyon modelinde, silindir için kütle ve enerjinin korunumu denklemlerinde performansı azaltan bu artık kütle de dikkate alınmıştır.

Bu noktada belirtilmesi gereken bir diğer husus, egzoz prosesi boyunca silindir içerisinde bulunan soğutkanın termodinamik halinin tamamen aynı kaldığıdır; bu durum, literatürde bulunan bazı çalışmaların aksine, Segarra ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada da görüleceği üzere [93], pistonlu kompresörlerin dört safhadan oluşan çevriminin, T-s diyagramında düşey bir çizgi ile gösterilmesiyle sonuçlanmaktadır. Ölü hacimde kalan yüksek basınçtaki soğutkanın buharlaşma basıncına genleşmesi, sıkıştırma prosesinde olduğu gibi izentropik olarak çözümlenmiş; silindir içerisine gaz girişi ise egzoz prosesine benzer olarak sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleşecek şekilde modellenmiştir. Bu analizin yapılması ile elde edilen basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 5.7 ve 5.8'de sunulmuştur.

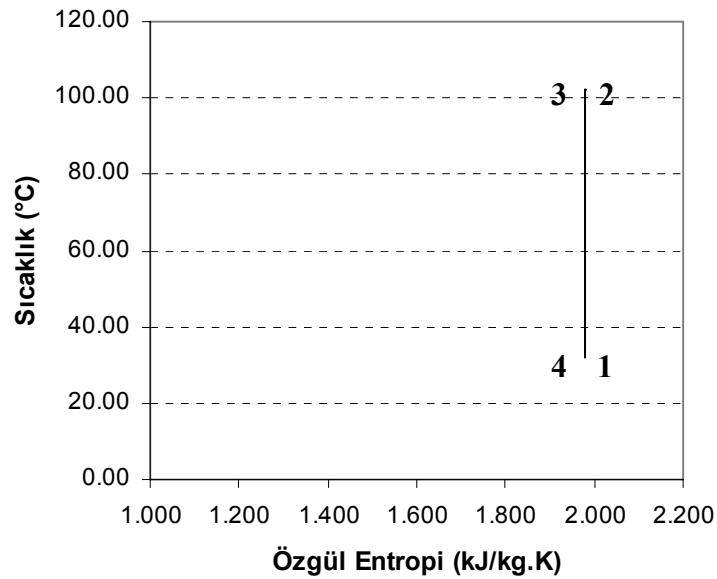


Şekil 5.7 Model A Kompresörü için ASHRAE şartlarında kompresör ideal indikatör diyagramı

Çevrim içerisinde her bir hal değişimi başlangıcındaki termodinamik hal ve önemli özellikler de Tablo 5.1’de verilmiştir. Şekil 5.7’de sunulan ideal indikatör diyagramının 1-2 ve 2-3 hal değişimleri sırasında piston tarafından soğutkan üzerine yapılan toplam iş, hareketli sınır işi olarak hesaplanarak 2.467 J değeri bulunmuştur. 3-4 ve 4-1 hal değişimleri boyunca soğutkan tarafından yapılan – geri kazanılan – iş 0.807 J olarak hesaplandığından, tanımlanan kompresör için termodinamik olarak ideal sıkıştırma işi çevrim başına 1.660 J olarak tespit edilmiştir.

Tablo 5.1 Model A kompresör için ASHRAE çalışma şartlarında kompresör çevrimi özellikleri

	Sıkıştırma başlangıcı	Sıkıştırma sonu	Genişleme başlangıcı	Genişleme sonu
Basınç (bar)	0.624	7.614	7.614	0.624
Sıcaklık (°C)	32.2	102.4	102.4	32.2
Yoğunluk (kg/m ³)	1.451	15.729	15.729	1.451
İç enerji (kJ/kg)	459.06	569.71	569.72	459.07
Entalpi (kJ/kg)	502.10	618.11	618.12	502.11
Entropi (kJ/kg.K)	1.979	1.979	1.979	1.979
Silindir hacmi (cm ³)	11.055	1.020	0.110	1.193
Silindirdeki kütle (mg)	16.037	16.037	1.730	1.730



Şekil 5.8 Model A Kompresörü için ASHRAE şartlarında ideal T-s diyagramı

Hermetik pistonlu kompresörler için yapılan bu analizde uygulanan kabullerin geçerliliğini sınamak için, strok hacmi ve ölü hacmi spesifik olarak belirtilen bu örnekte, hesaplanan kütleli debi yardımıyla soğutma etkinlik katsayısı belirlenmiştir. İdeal sıkıştırma işi hareketli sınır işi olarak hesaplandığı ve çevrim analizi sonucunda bir çevrimde soğutma sistemine beslenecek soğutkan kütlesi belirlendiğinden dolayı SEK:

$$SEK = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{m \omega \Delta h_{\text{evap}}}{W \omega} = \frac{14.307 \times 10^{-6} \times 335.8 \times 10^3}{1.660} = 2.895 \quad (5.15)$$

olarak hesaplanmıştır. Bu eşitlikte m , çevrim başına kompresör tarafından sıkıştırılan net kütle; ω , kompresör dönüş hızı; Δh_{evap} ASHRAE standart şartları için tanımlı olan buharlaştırıcı entalpi farkı ve W birim çevrim için gerekli olan sıkıştırma işi olarak tanımlanmıştır. Kompresör tipinden bağımsız olarak hesaplanan ideal buhar sıkıştırımlı çevrim SEK değerinin 2.90 olduğu hatırlanırsa, mevcut kabuller altında pistonlu kompresörler için ideal çevrim analizinin oldukça tutarlı bir şekilde sonuçlandırıldığı söylenebilir.

Doktora tez çalışmasının deneysel kısmında ele alınan Model A kompresörü üzerinde gerçekleştirilen ideal kompresör çevrimi analizi, farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları için tekrarlanarak elde edilen sonuçlar Tablo 5.2’de sunulmuştur. Tabloda sunulan Q ve W sembolleri sırasıyla çevrim başına elde edilecek soğutma kapasitesi ve gerekli giriş gücü değerlerini göstermektedir. Tabloda sunulan soğutma etkinlik katsayısı değerleri, Şekil 5.4’de verilen ideal çevrim analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında, çalışma prensibi 4 safhadan oluşan pistonlu hermetik kompresörlerin ideal çevrim analizinin doğrulandığı görülmüştür.

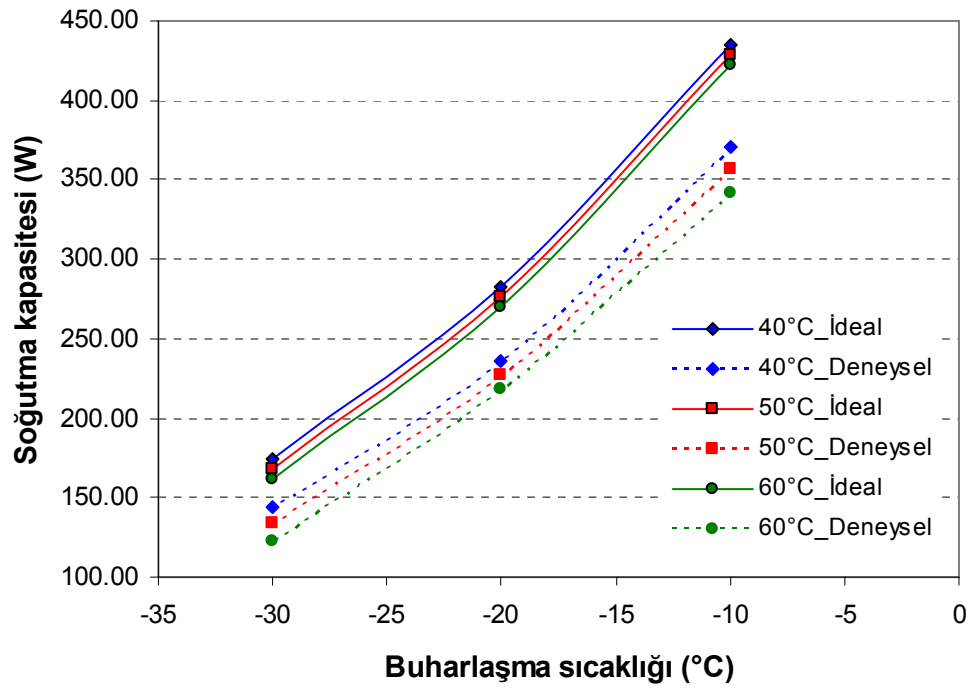
Model A kompresörü üzerinde gerçekleştirilen ideal kompresör çevrimi analizi ile elde edilen soğutma kapasitesi değerlerinin, deneysel olarak elde edilen verilerle karşılaştırılması Şekil 5.9’da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, ideal soğutma kapasitesi ile deneysel olarak ölçülen soğutma kapasitesi arasında % 15 – 25 aralığında değişen farklar bulunmaktadır.

İdeal çevrim analizi sonucunda elde edilen güç değerleri ile deneysel olarak belirlenen kompresör giriş gücü değerlerinin karşılaştırılması Şekil 5.10’da sunulmuştur. İdeal durum ile deneysel veriler karşılaştırıldığında, kompresör gücünün ideal duruma göre % 50 – 70 daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır. Kompresör giriş gücündeki bu büyük sapmanın temel nedenleri elektrik motoru verimi, yataklarda oluşan mekanik kayıplar ve emme ve egzoz portlarının yarattığı

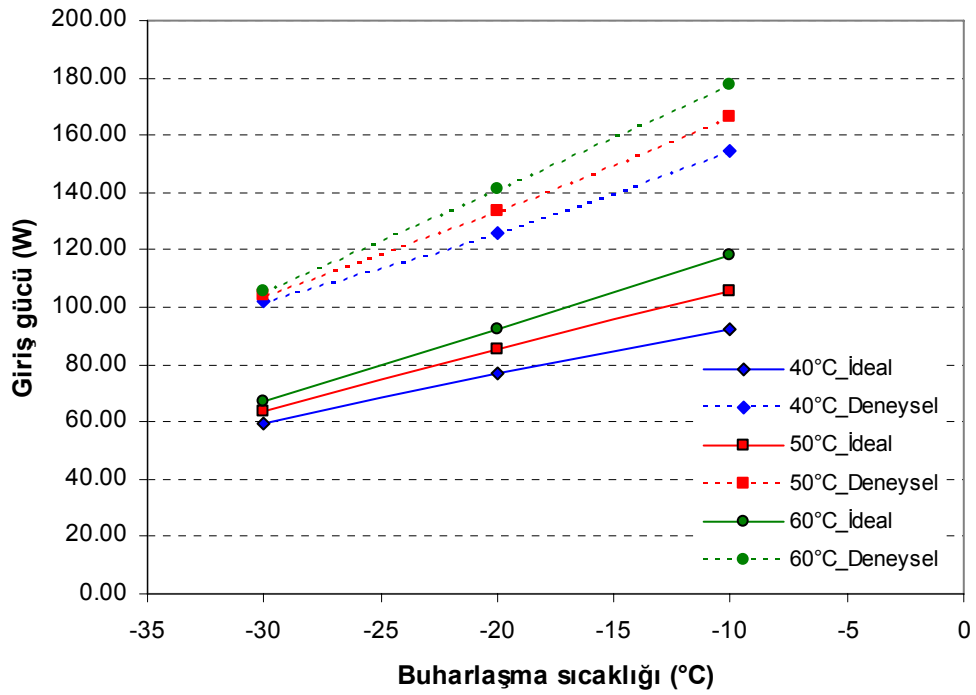
basınç düşümü nedeniyle gerçek sıkıştırma işinin ideal sıkıştırma işinden büyük olması olarak sınıflandırılabilir.

Tablo 5.2 Farklı çalışma şartları için ideal çevrim analizi.

T_c (°C)	T_e (°C)	Q (J/çevrim)	W (J/çevrim)	SEK
40	-30	3.579	1.216	2.942
40	-20	5.807	1.579	3.678
40	-10	8.946	1.896	4.718
50	-30	3.465	1.309	2.648
50	-20	5.688	1.752	3.246
50	-10	8.821	2.177	4.051
60	-30	3.327	1.374	2.422
60	-20	5.543	1.896	2.924
60	-10	8.669	2.423	3.578



Şekil 5.9 Farklı çalışma şartları için ideal ve deneysel soğutma kapasitelerinin karşılaştırılması



Şekil 5.10 Farklı çalışma şartları için ideal ve deneysel kompresör giriş gücünün karşılaştırılması

5.3. Kompresör Sayısal Modelinin Oluşturulması

5.3.1. İzobütan Akışkanının Modellenmesi

Doktora tez çalışması kapsamında indikatör diyagramı ve emme valf yaprağı karakteristiği deneysel olarak elde edilen kompresör modelinde, soğutucu akışkan olarak hidrokarbon ailesinden olan R600a (izobütan) akışkanı kullanılmaktadır. Her ne kadar yazılım ortamında farklı soğutucu akışkanların özelliklerini hesaplayan programlar mevcut olsa da [91], tez çalışması kapsamında hazırlanan simülasyon programına özgü bir soğutucu modelinin oluşturulmasının, hem R600a maddesinin özelliklerinin daha iyi anlaşılması hem de simülasyon programının kendi başına çalışabilmesi açısından yararlı olacağı düşünülmüştür.

Kompresörler içerisinde soğutucu akışkanlar çok uç durumlar haricinde gaz fazında olduklarından dolayı, simülasyon çalışmalarında ihtiyaç duyulan hal denklemi olarak ideal gaz hal denkleminin öncelikli olarak ele alınması düşünülmüştür. R600a gazına ait termodinamik özelliklerden bazıları Tablo 5.3'de sunulmuştur. Bilindiği üzere, gerçek gazların ideal gaz hal denklemi ile modellenmesinde ideal davranıştan sapmanın bir göstergesi olarak sıkıştırılabilirlik çarpanı kullanılmaktadır:

$$Z = \frac{p v}{R T} \quad (5.16)$$

Kritik basınç ve sıcaklığa bağlı olarak hesaplanan indirgenmiş basınç ve sıcaklık değerlerinde, farklı maddelerin sıkıştırılabilirlik çarpanları literatürde mevcuttur.

$$p_{red} = \frac{p}{p_{cri}}, T_{red} = \frac{T}{T_{cri}} \quad (5.17)$$

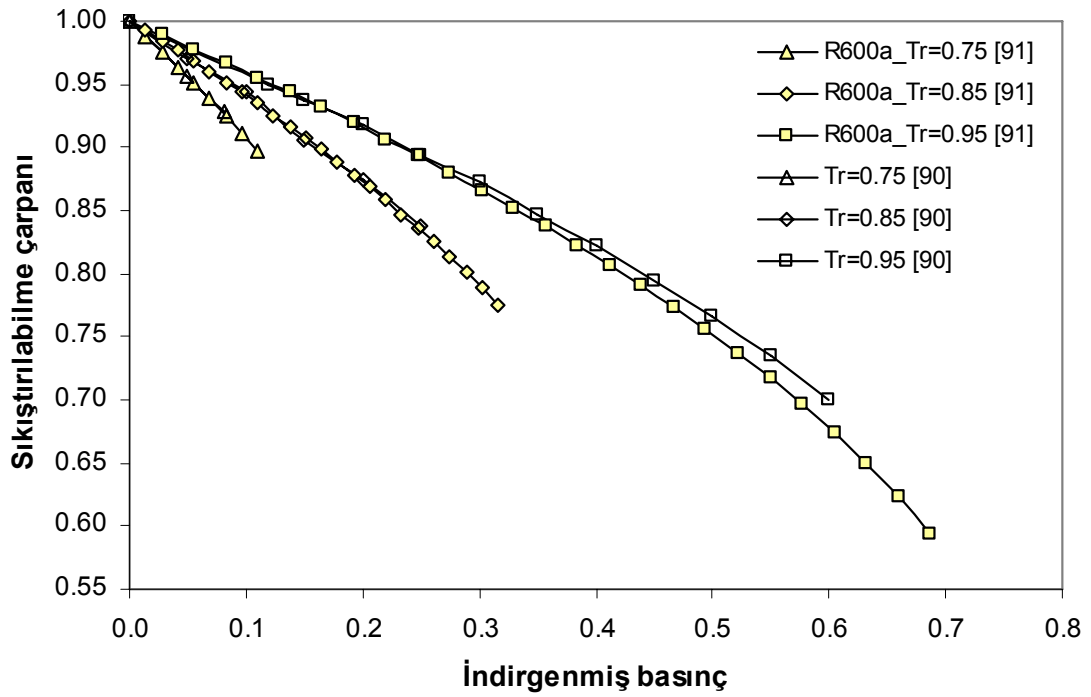
eşitlikleri ile hesaplanan kritik basınç ve kritik sıcaklık değerlerine göre, R600a soğutkanının sıkıştırılabilirlik çarpanı değerlerinin genelleştirilmiş sıkıştırılabilirlik çarpanı grafiği ile karşılaştırılması Şekil 5.11'de sunulmuştur. Şekilde sunulan genelleştirilmiş değerler literatürdeki verilerden adapte edilerek kullanılmıştır [90]. Şekilden de görüleceği üzere, R600a soğutkanı için hesaplanan sıkıştırılabilirlik çarpanı değerleri, literatürde hidrokarbonlar esas alınarak hesaplanan değerler için özellikle düşük sıcaklıklarda oldukça iyi bir uyum göstermektedir.

Doktora tez çalışması kapsamında ele alınan R600a soğutucu akışkanının sıkıştırılabilirlik diyagramının elde edilmesinden sonra, kompresör termodinamiğinin analiz ve simülasyonunda ihtiyaç duyulan hal denkleminin elde edilmesi için, sıkıştırılabilirlik çarpanının literatürde uygulandığı üzere özgül hacme bağlı bir seri açılımı ile ifade edilebildiği kabul edilmiştir:

$$Z = 1 + \frac{C_{z1}(T)}{v} + \frac{C_{z2}(T)}{v^2} + \frac{C_{z3}(T)}{v^3} + \dots \quad (5.18)$$

Tablo 5.3 R600a ve R134a gazları için termofiziksel özellikler [94]

Özellik	R600a	R134a
Kimyasal bileşim	CH(CH ₃) ₂ -CH ₃	CH ₂ FCF ₃
Moleküler kütle (kg/kmol)	58.12	102.03
Normal kaynama noktası (°C)	-11.7	-26.1
Kritik sıcaklık (°C)	134.7	101.1
Kritik basınç (bar)	36.4	40.6
Gaz sabiti (J/kg.K)	143.05	81.49



Şekil 5.11 R600a soğutkanının sıkıştırılabilme çarpanı değerlerinin genelleştirilmiş diyagram ile karşılaştırılması

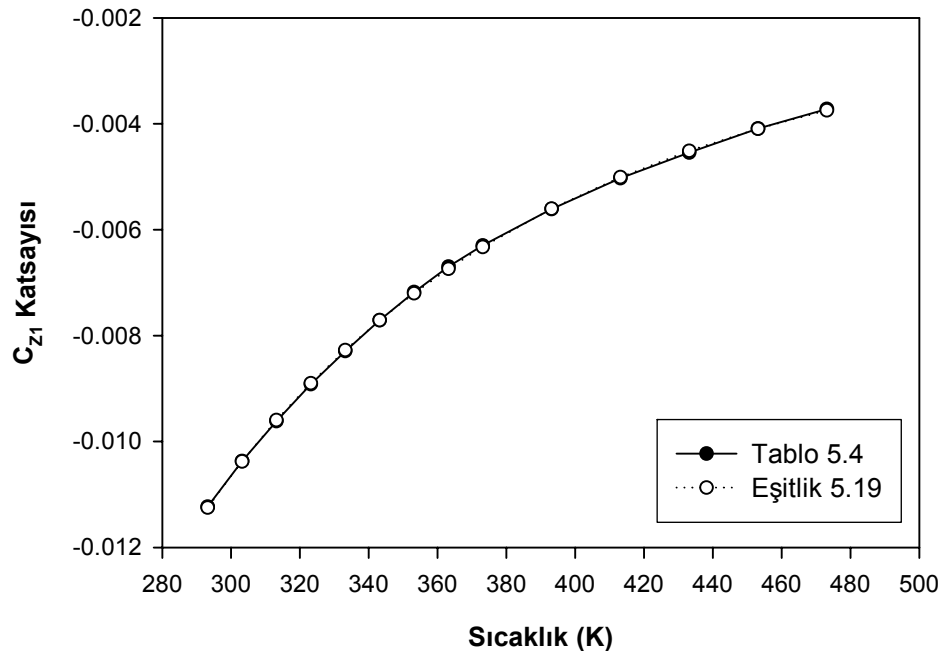
(5.18) eşitliğinde sunulan C_{ZN} terimleri, sıcaklığın fonksiyonu olan katsayılardır. Hermetik kompresörler içerisinde gerçekleşebilecek sıcaklık ve basınç aralıkları için öncelikli olarak belirli sıcaklık adımlarında sıkıştırılabilme çarpanı özgül hacmin birinci dereceden bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Her bir sıcaklık adımı için elde edilen katsayılar Tablo 5.4’de sunulmuştur. 20 – 200°C sıcaklık aralığı ve 0.2 – 15 bar basınç aralığında, soğutkanın gaz fazı için geçerli olan bu denklemlerle hesaplanan sıkıştırılabilme çarpanının maksimum hatası $\pm \% 0.2$ aralığındadır. Her bir sıcaklık adımı için sıkıştırılabilme çarpanının özgül hacmin fonksiyonu olarak elde edilmesinden sonra, eşitlikte yer alan katsayı, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Tablo 5.4’de sunulan katsayılar sıcaklığın bir fonksiyonu olarak:

$$C_{Z1} = -0.004201 + \frac{4.147}{T} - \frac{1924}{T^2} + \frac{30120}{T^3} \quad (5.19)$$

eşitliği ile ifade edilebilmektedir. Tablo 5.4’de sunulan katsayıların, (5.19) eşitliği ile hesaplanan değerlerle karşılaştırılması Şekil 5.12’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere elde edilen denklem ile, sıkıştırılabilme çarpanının hesaplanmasında kullanılan katsayılar hassas olarak elde edilmiştir.

Tablo 5.4 R600a gazı sıkıştırılabilirlik çarpanının hesaplanması için belirlenen katsayılar

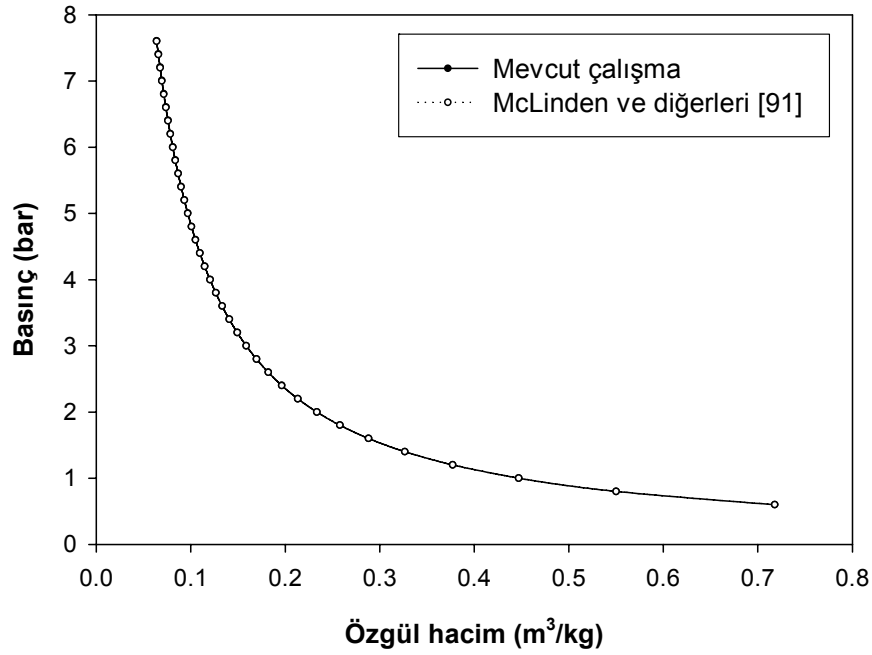
$Z=1+\frac{C_{Z1}(T)}{v}$					
T (°C)	C _{Z1}	Hata (%)	T(°C)	C _{Z1}	Hata (%)
20	-1.123×10 ⁻²	± 0.04	90	-6.696×10 ⁻³	± 0.21
30	-1.037×10 ⁻²	± 0.03	100	-6.299×10 ⁻³	± 0.19
40	-9.613×10 ⁻³	± 0.04	120	-5.612×10 ⁻³	± 0.16
50	-8.918×10 ⁻³	± 0.06	140	-5.028×10 ⁻³	± 0.16
60	-8.295×10 ⁻³	± 0.04	160	-4.546×10 ⁻³	± 0.13
70	-7.710×10 ⁻³	± 0.08	180	-4.093×10 ⁻³	± 0.15
80	-7.181×10 ⁻³	± 0.17	200	-3.723×10 ⁻³	± 0.15



Şekil 5.12 R600a gazı hal denkleminde yer alan katsayının sıcaklığa bağlı değişimi

İzobütan için elde edilen hal denkleminin sınanması amacıyla, soğutkanın 0.6 bar basınç ve 32.2°C sıcaklıktan izentropik olarak 7.6 bar basınca sıkıştırılması durumunda, soğutkan özellikleri veri tabanı ve tez çalışması kapsamında elde edilen eşitlik ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması Şekil 5.13'de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, tez çalışması kapsamında elde edilen izobütan hal denklemini

ile, ASHRAE şartlarına yakın şartlarda gerçekleşen izentropik sıkıştırma prosesindeki basınç değişimi, % 0.15'den küçük bir hata ile hesaplanabilmektedir.



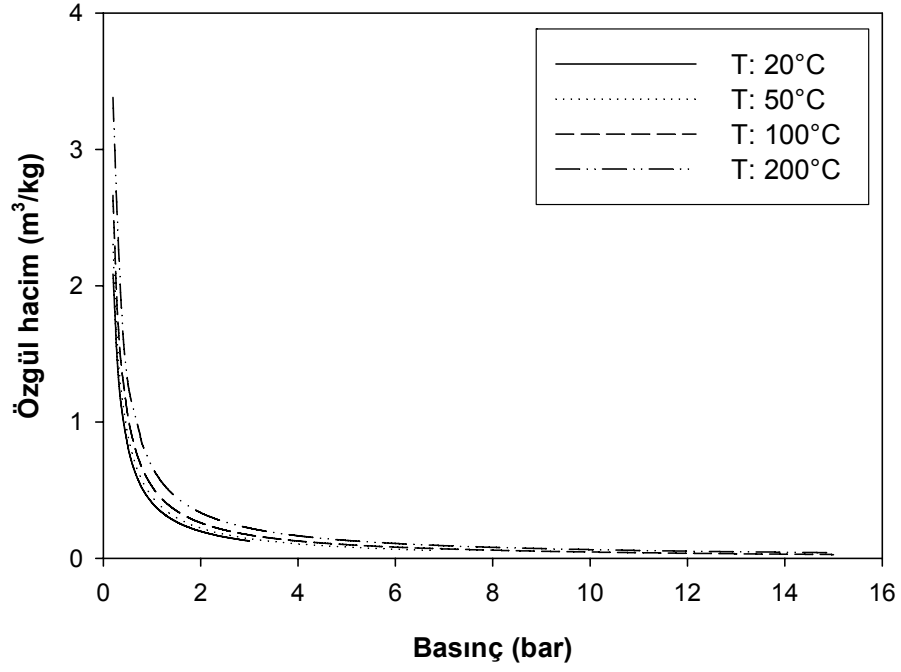
Şekil 5.13 İzobütan hal denkleminin sıkıştırma prosesi için sınanması

İlerleyen bölümlerde görüleceği üzere, tez çalışması kapsamında kompresör indikatör diyagramının hesaplanabilmesi için türetilen eşitlikler sonucunda, belirli bir zaman adımı sonrasında soğutkanın iç enerjisindeki değişim elde edilebilmektedir. Kompresörlerin yapısına bağlı olarak genelde silindir hacmi ve özgül hacim bilinen parametreler olduğu için, özgül iç enerji:

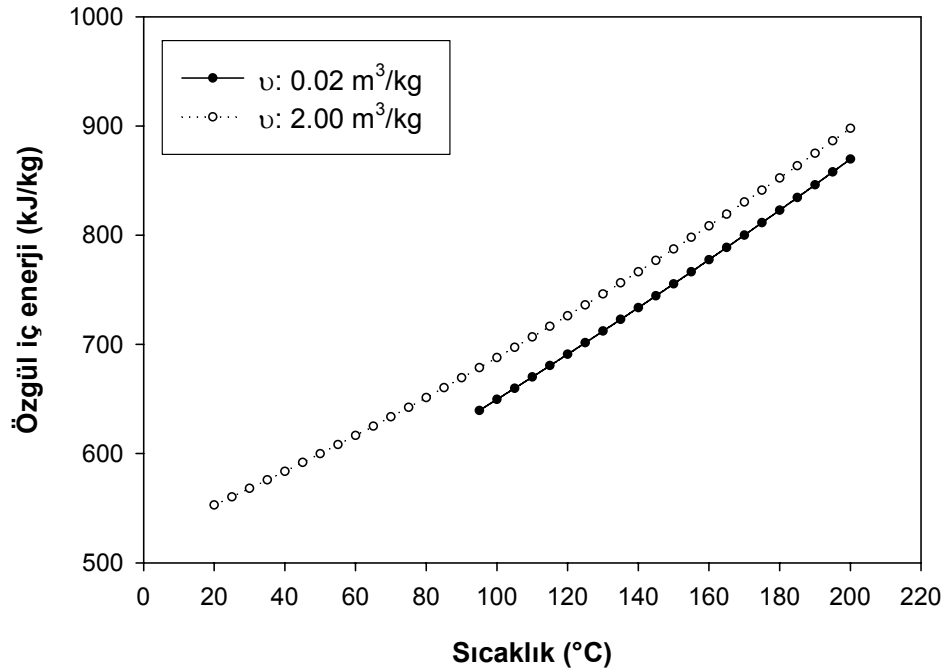
$$u = u(T, v) \quad (5.20)$$

şeklinde bir fonksiyon olarak belirlenmiştir. R600a hal denkleminin oluşturulması için kullanılan 0.2 – 15 bar basınç ve 20 – 200°C sıcaklık aralığında, özgül hacmin basınç ve sıcaklık ile değişimi Şekil 5.14'de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, kompresörün alçak ve yüksek basınç taraflarında gerçekleşebilecek basınç-sıcaklık termodinamik hallerine göre, özgül hacmin 1 m³/kg'ın üzerinde olduğu değerler çok büyük önem taşımamaktadır. Bununla beraber, iki uç nokta olarak 0.02 ve 2.00 m³/kg değerleri seçilerek iç enerjinin sıcaklığa bağlı olarak değişimi hesaplanmış ve Şekil 5.15'de sunulmuştur. Şekil 5.15'den de görüleceği üzere özgül iç enerji sıcaklığın güçlü bir fonksiyonu iken, özgül hacmin önemli miktarda değişmesi iç enerjiyi çok fazla etkilememektedir. Bu bağlamda, özgül iç enerji sabit özgül hacim basamakları için sıcaklığın ikinci dereceden bir fonksiyonu olarak elde edilmiş ve hesaplanan katsayılar Tablo 5.5'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği

üzere, sabit özgül hacim değerlerinde iç enerjinin sıcaklığın ikinci dereceden bir fonksiyonu ile hesaplanması nedeniyle yapılan maksimum hata değeri % 0.04 mertebesinde dir.



Şekil 5.14 İzobütan için özgül hacmin basınç ve sıcaklıkla değişimi



Şekil 5.15 İzobütan için özgül iç enerjinin sıcaklık ve özgül hacimle değişimi

Tablo 5.5 İzobütan gazı için özgül iç enerjinin sıcaklığın fonksiyonu olarak modellenmesi

$u = C_{u0} + C_{u1}T + C_{u2}T^2; u \text{ (kJ/kg)}, T \text{ (K)}$				
$v \text{ (m}^3/\text{kg)}$	C_{u0}	C_{u1}	C_{u2}	Hata (%)
0.02	1.257×10^2	7.770×10^{-1}	1.681×10^{-3}	0.02
0.05	2.306×10^2	4.348×10^{-1}	2.012×10^{-3}	0.01
0.15	2.823×10^2	2.561×10^{-1}	2.193×10^{-3}	0.01
0.25	2.933×10^2	2.167×10^{-1}	2.234×10^{-3}	0.01
0.35	2.977×10^2	2.019×10^{-1}	2.249×10^{-3}	0.03
0.45	3.007×10^2	1.903×10^{-1}	2.262×10^{-3}	0.04
0.55	3.024×10^2	1.841×10^{-1}	2.268×10^{-3}	0.02
1.00	3.054×10^2	1.739×10^{-1}	2.278×10^{-3}	0.02
1.50	3.070×10^2	1.678×10^{-1}	2.285×10^{-3}	0.03
2.00	3.075×10^2	1.661×10^{-1}	2.286×10^{-3}	0.03

Soğutkanın özgül iç enerjisinin farklı özgül hacim değerlerinde sıcaklığın fonksiyonu olarak elde edilmesinden sonra, bu denklemlerdeki katsayıların özgül hacme bağlı olarak hesaplanması gerekmiştir. Bu amaçla yapılan çalışmalar sonucunda Tablo 5.5'de sunulan üç farklı katsayı için, $v \text{ m}^3/\text{kg}$ cinsinden özgül hacim olmak üzere, şu eşitlikler elde edilmiştir:

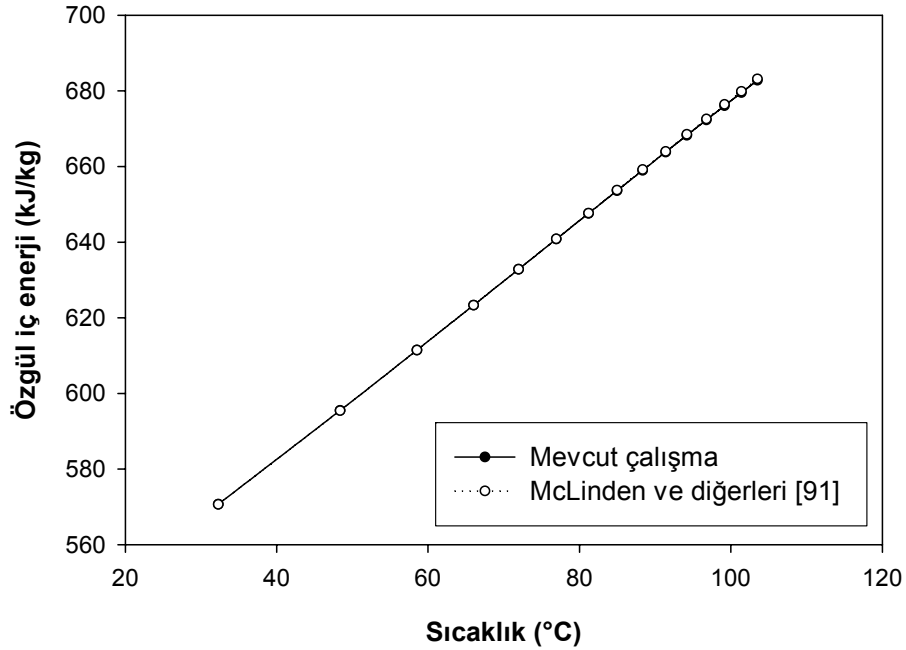
$$C_{u0} = 3.096 \times 10^2 - \frac{4.124}{v} + \frac{9.050 \times 10^{-3}}{v^2} \quad (5.21)$$

$$C_{u1} = 1.585 \times 10^{-1} + \frac{1.483 \times 10^{-2}}{v} - \frac{4.918 \times 10^{-5}}{v^2} \quad (5.22)$$

$$C_{u2} = 2.296 \times 10^{-3} - \frac{1.588 \times 10^{-5}}{v} + \frac{7.133 \times 10^{-8}}{v^2} \quad (5.23)$$

Bir önceki bölümdesine benzer olarak, izobütan için elde edilen özgül iç enerji denkleminin sınanması amacıyla, soğutkanın 0.6 bar basınç ve 32.2°C sıcaklıktan

izentropik olarak 7.6 bar basınca sıkıştırılması durumunda, soğutkan özellikleri veri tabanı ve tez çalışması kapsamında elde edilen eşitlikler ile hesaplanan değerlerin karşılaştırılması Şekil 5.16'da sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, tez çalışması kapsamında elde edilen özgül iç enerji denklemi ile, ASHRAE şartlarına yakın şartlarda gerçekleşen izentropik sıkıştırma prosesindeki iç enerji değerleri % 0.05'den küçük bir hata ile hesaplanmıştır.



Şekil 5.16 İzobütan özgül iç enerji fonksiyonunun sınanması – izentropik sıkıştırma

İzobütan soğutkanının termodinamik özelliklerinin modellenmesinin yanısıra, ısı transferi korelasyonlarında kullanılmak için Re sayısının hesaplanmasında gerekli olan dinamik viskozite de modellenmiştir. Bilindiği üzere viskozite sıcaklığın lineer bir fonksiyonu olmakla beraber basınçtan da bir miktar etkilenmektedir. Sabit sıcaklıkta viskozitenin basınçla değişimi incelendiğinde bu değişimin üstel bir karakteri olduğu görülerek aşağıdaki denklem elde edilmiştir:

$$\mu = \left(-4.4 \cdot 10^{-7} + 4.374 \cdot 10^{-7} \cdot e^{1.239 \cdot 10^{-6} \cdot p} \right) + \left(2.548 \cdot 10^{-8} - 2.013 \cdot 10^{-15} \cdot p \right) \cdot T \quad (5.24)$$

İlgili basınç ve sıcaklık aralığında bu denklem ile hesaplanan viskozite değerlerindeki hata $\pm$ % 0.2 aralığında kalmıştır.

Dinamik viskoziteye benzer olarak ısıl iletkenlik de sıcaklığın doğrusal bir fonksiyonu olarak modellenmiş; bununla beraber bu denklemde yer alan sabitler basıncın üçüncü dereceden bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir:

$$k = y_0 + a T \quad (5.25)$$

$$y_0 = -2.088 \cdot 10^{-2} + 1.290 \cdot 10^{-9} \cdot p + 3.535 \cdot 10^{-15} \cdot p^2 + 2.535 \cdot 10^{-21} \cdot p^3 \quad (5.26)$$

$$a = 1.252 \cdot 10^{-4} - 3.736 \cdot 10^{-12} \cdot p - 5.895 \cdot 10^{-18} \cdot p^2 - 5.692 \cdot 10^{-24} \cdot p^3 \quad (5.27)$$

Bu denklem takımı ile hesaplanan ısı iletkenlik değerleri, ilgili basınç ve sıcaklık aralığında $\pm$ % 0.8 hata bandı içerisinde kalmıştır. Kompresör global simülasyon programı içerisinde ihtiyaç duyulan bir diğer parametre akışkanın Pr sayısıdır. Dinamik viskozite ve ısı iletkenliğin modellenmesinden sonra Pr sayısının hesaplanabilmesi için ısı kapasite değerleri gerekli olsa da, yapılan incelemeler sonucunda ilgili basınç ve sıcaklık aralığında izobütanın Pr sayısının ortalama olarak 0.76 alınabileceği belirlenmiş ve bu parametre programda sabit bir değer olarak kullanılmıştır.

5.3.2. Piston Kinematiğinin Modellenmesi

Bu bölümde, hermetik pistonlu kompresörlerde yaygın olarak kullanılan krank – biyel mekanizmasının kinematiği; ve piston konumu, piston hızı ve silindir hacmi gibi parametrelerin krank açısı ile değişimi incelenmiştir. Doktora tez çalışması kapsamında kullanılan ve piston eksenini ile krank şaftı ekseninin çakışık olduğu krank – biyel mekanizmalarına ait temel büyüklükler, Şekil 5.17’de gösterilmiştir. Bu şekilde r_{cr} krank strok mesafesini, l_{cr} biyel uzunluğunu, θ_{cr} krank açısını ve χ sembolü biyel açısını göstermektedir. Krankın üst ölü noktadan başlayarak tam bir devir yapması durumunda krank açısının $0-360^\circ$ arasında değiştiğine; bununla beraber biyel açısının geometrik büyüklüklere bağlı olarak $\pm \chi_{max}$ açı aralığında salınım hareketi yaptığına dikkat edilmelidir. x ve y koordinatlarının Şekil 5.17’de gösterilen yönlerde pozitif olarak tanımlanması durumunda, piston konumunun krank açısına bağlı olarak elde edilmesi mümkündür. Herhangi bir θ_{cr} krank açısı için krank merkezine göre pistonun konum vektörü:

$$\vec{OP} = r_{cr} \cos \theta_{cr} \vec{i} + r_{cr} \sin \theta_{cr} \vec{j} + l_{cr} \cos \chi \vec{i} - l_{cr} \sin \chi \vec{j} \quad (5.28)$$

olarak yazılmıştır. Krank eksenini ile piston ekseninin çakışık olduğu mekanizmalarda, y eksenindeki piston yerdeğiştirmesi her zaman için sıfıra eşit olacağından:

$$r_{cr} \sin \theta_{cr} - l_{cr} \sin \chi = 0 \Rightarrow r_{cr} \sin \theta_{cr} = l_{cr} \sin \chi \Rightarrow \sin \chi = \frac{r_{cr}}{l_{cr}} \sin \theta_{cr} \quad (5.29)$$

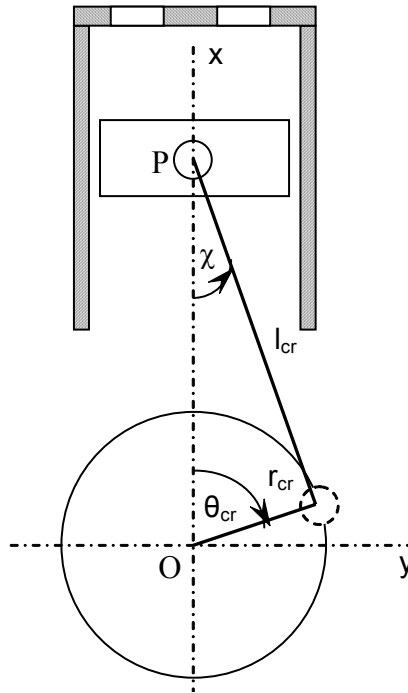
$$\sin^2 \chi = \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr} \Rightarrow 1 - \sin^2 \chi = 1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr} = \cos^2 \chi \quad (5.30)$$

$$\cos \chi = \sqrt{1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr}} \quad (5.31)$$

elde edilmiştir. Bu durumda krank merkezine göre piston konumu:

$$OP = r_{cr} \cos \theta_{cr} + l_{cr} \cos \chi = r_{cr} \cos \theta_{cr} + l_{cr} \sqrt{1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr}} \quad (5.32)$$

olarak hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.17 Krank-biyel mekanizmasının şematik gösterimi

Pistonlu kompresörlerin simülasyonunda silindir hacminin hesaplanabilmesi için, pistonun üst ölü noktaya göre olan konumunun bilinmesi gerekmektedir. Pistonun üst ölü noktada olması durumunda, krank merkezi ile piston arasındaki mesafe r_{cr} ve l_{cr} büyüklüklerinin toplamına eşit olacağından dolayı, üst ölü noktaya göre piston konumu:

$$x_{pist} = r_{cr} + l_{cr} - OP = r_{cr} + l_{cr} - r_{cr} \cos \theta_{cr} - l_{cr} \sqrt{1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr}} \quad (5.33)$$

$$x_{pist} = r_{cr} - r_{cr} \cos \theta_{cr} + l_{cr} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr}} \right) \quad (5.34)$$

olarak elde edilmiştir. Toplam silindir hacminin belirlenebilmesi için, ölü hacme karşılık gelecek şekilde bir piston mesafesi tanımlanırsa:

$$V_{cl} = x_{cl} A_{pist} \quad (5.35)$$

anlık silindir hacmi şu eşitlik ile hesaplanabilir:

$$V_{cyl} = \left[x_{cl} + r_{cr} - r_{cr} \cos \theta_{cr} + l_{cr} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr}} \right) \right] A_{pist} \quad (5.36)$$

Piston konumunun yanında anlık piston hızı ve piston ivmesi de özellikle mekanizma dinamiği açısından önemli büyüklüklerdir. Üst ölü noktaya göre piston hızı, konum fonksiyonunun zaman türevinin alınması ile elde edilebilir:

$$\dot{x}_{pist} = \frac{dx_{pist}}{d\theta_{cr}} \frac{d\theta_{cr}}{dt} \quad (5.37)$$

Kompresör açısal dönme hızının, ω_c , sabit kabul edilmesi durumunda, pistonun anlık hızı gerekli matematiksel işlemlerden sonra:

$$\dot{x}_{pist} = r_{cr} \omega_c \sin \theta_{cr} + l_{cr} \omega_c \left[\left(1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr} \right)^{-1/2} \left(\frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin \theta_{cr} \cos \theta_{cr} \right) \right] \quad (5.38)$$

olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde pistonun üst ölü noktaya göre olan ivmesi de hız fonksiyonunun zamana göre türevi alınarak elde edilecek olursa, gerekli matematiksel işlemlerden sonra:

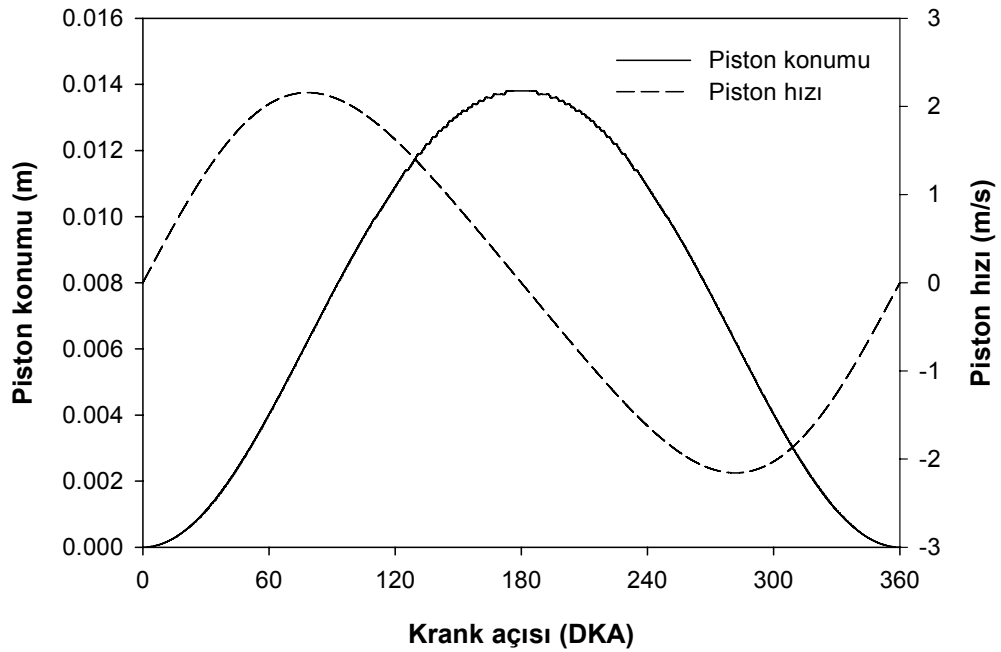
$$\begin{aligned} \ddot{x}_{pist} = & r_{cr} \omega_c^2 \cos \theta_{cr} + l_{cr} \omega_c^2 \left[\left(1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr} \right)^{-3/2} \left(\frac{r_{cr}^4}{l_{cr}^4} \sin^2 \theta_{cr} \cos^2 \theta_{cr} \right) \right] \\ & + l_{cr} \omega_c^2 \left[\left(1 - \frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} \sin^2 \theta_{cr} \right)^{-1/2} \left(\frac{r_{cr}^2}{l_{cr}^2} (2 \cos^2 \theta_{cr} - 1) \right) \right] \end{aligned} \quad (5.39)$$

eşitliğine ulaşılmıştır.

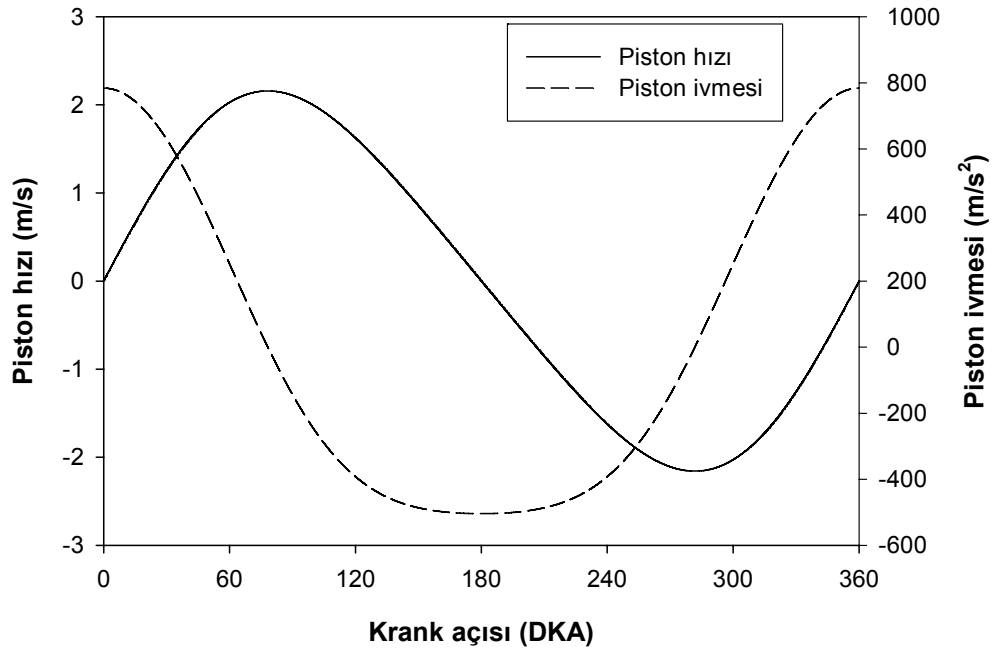
31.76 mm biyel kolu uzunluğu, 6.898 mm krank strok mesafesi, 2918 d/d ortalama devir, 24.288 mm piston çapı ve 81.3 mm³ ölü hacim değeri için, Model B kompresörüne yönelik olarak hesaplanan piston konumu, anlık piston hızı ve anlık piston ivmesi büyüklükleri krank açısına bağlı olarak Şekil 5.18 ve 5.19'da

sunulmuştur. Bu geometrik bilgilerden anlaşılacağı üzere, Model B kompresörün hacimsel sıkıştırma oranı 79.6'dır.

Şekil 5.18'den de görüleceği üzere, üst ölü noktanın 0 derece krank açısı (DKA) kabul edilmesi durumunda, beklendiği gibi pistonun konumu 180 DKA'nda maksimum olmaktadır. Bu noktadaki piston konumu 13.796 mm olup aynı zamanda piston stroğu olarak da adlandırılmaktadır. Aynı şekilde sunulan anlık piston hızı ise, tahmin edilebileceği üzere pistonun yön değiştirdiği üst ve alt ölü noktada sıfır olmaktadır. Şekil 5.19'dan da görüleceği üzere, piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareket ederken yaklaşık 78 DKA'na kadar hızlanmakta ve bu noktada maksimum hıza ulaştıktan sonra yavaşlamaya başlamaktadır. İvmenin negatif olması sonucunda 180 DKA'nda anlık olarak duran piston, negatif ivme yönünde hız kazanmaya başlamakta ve 282 DKA'nda ters yönde maksimum hıza ulaşmaktadır. Şekil 5.19'un incelenmesi ile görülebilecek bir diğer önemli nokta, pistonun alt ve üst ölü noktadaki ivme değerlerinin birbirinden farklı olmasıdır. Üst ölü noktada 800 m/s^2 mertebesinde ivme ile hızlanan piston, alt ölü noktada sadece 500 m/s^2 ivmesi ile hızlanmaktadır.



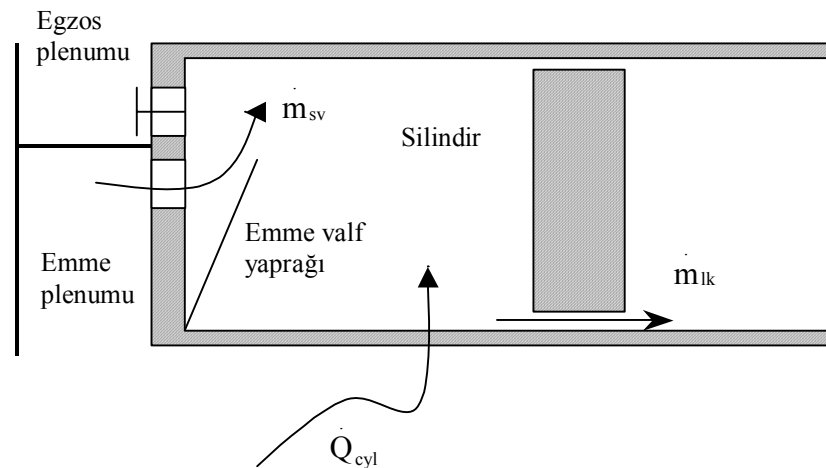
Şekil 5.18 Model B kompresör için piston konumu ve anlık piston hızının krank açısı ile değişimi



Şekil 5.19 Model B kompresör için anlık piston hızı ve ivmesinin krank açısı ile değişimi

5.3.3. Silindir Proseslerinin Modellenmesi

Pistonlu kompresörlerin çalışması sırasında silindir kontrol hacminin kütle, iş ve ısı etkileşimlerini gösteren en genel hal Şekil 5.20’de sunulmuştur. Anlık silindir hacmi olarak seçilen kontrol hacmine, çevrimin bulunduğu faza bağlı olarak emme ve egzoz portlarından kütle giriş çıkışı olabilmekte; buna ek olarak silindir ile silindirin içinde bulunduğu muhafaza arasındaki basınç farkına bağlı olarak bir silindir-piston kaçağı debisi de bulunmaktadır. Silindir-piston arasındaki toleranslar her ne kadar küçük olsa da, bu açıklıkta gerçekleşen kütle geçişi de hesaplara dahil edilmiştir.



Şekil 5.20 Silindir kontrol hacmi için kütle, ısı ve iş etkileşiminin en genel hali

Silindir kontrol hacmine doğru olan ısı geçişi ve silindir kontrol hacmi içinde bulunan soğutucu akışkan tarafından yapılan iş terimleri pozitif olarak alınırsa, çevrim sırasındaki herhangi bir zaman adımı için kütle korunumu:

$$\frac{dm_{cyl}}{dt} = \dot{m}_{sv} - \dot{m}_{dv} - \dot{m}_{lk} \quad (5.40)$$

olarak yazılabilir. Bu eşitlikte:

$\dot{m}_{cyl}$: Anlık olarak silindir içerisinde bulunan kütle miktarı

$\dot{m}_{sv}$: Emme valf yaprağından geçen anlık soğutkan debisi

$\dot{m}_{dv}$: Egzos valf yaprağından geçen anlık soğutkan debisi

$\dot{m}_{lk}$: Silindir-piston arasındaki kaçak debi

olarak tanımlanmıştır. Emme portundaki akış genelde silindire doğru olduğu için pozitif, egzos portundaki akış ise genelde silindirden dışarıya doğru olduğu için negatif alınmıştır. Çevrimin farklı safhalarında portlarda geri akış oluşabileceği için, bu terimlerin matematiksel tanımında bu esaslar göz önünde bulundurulmuştur.

(5.40) eşitliğinin çok küçük bir zaman adımı için integre edilmesi ve bu zaman adımında emme portu, egzos portu ve silindir-piston arasında birim zamanda gerçekleşen akışların sabit olduğunun kabul edilmesi ile, silindir için kütle korunumu denkleminde ulaşılmıştır:

$$m_{cyl}^{t+\Delta t} - m_{cyl}^t = \dot{m}_{sv} \Delta t - \dot{m}_{dv} \Delta t - \dot{m}_{lk} \Delta t \quad (5.41)$$

$$m_{cyl}^{t+\Delta t} = m_{cyl}^t + \dot{m}_{sv} \Delta t - \dot{m}_{dv} \Delta t - \dot{m}_{lk} \Delta t \quad (5.42)$$

Bu eşitlik sayesinde, herhangi bir t anında silindir içerisinde bulunan kütle tahmin edilmesi ve eğer mevcut ise ilgili akışların hesaplanması durumunda, bir sonraki zaman adımında silindir içerisinde bulunan kütle hesaplanabilmektedir.

Çevrim sırasında herhangi bir zaman adımı için termodinamiğin birinci kanunu:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dW}{dt} + \dot{m}_{dv} \left(h_{dv} + \frac{v_{dv}^2}{2} \right) + \dot{m}_{lk} \left(h_{lk} + \frac{v_{lk}^2}{2} \right) - \dot{m}_{sv} \left(h_{sv} + \frac{v_{sv}^2}{2} \right) + \frac{dE_{cyl}}{dt} \quad (5.43)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Bu eşitlikte, emme ve egzos portlarında gerçekleşen akışlar ve silindir içerisindeki soğutkan ile ilgili potansiyel enerji değişimleri, diğer

enerji değişimleri yanında küçük kaldığından ihmal edilmiştir. Bu eşitliğin de, çok küçük bir zaman adımı için integre edilmesi durumunda:

$$\begin{aligned} \dot{Q} \Delta t = p_{cyl} (V_{cyl}^{t+\Delta t} - V_{cyl}^t) + \dot{m}_{dv} \Delta t \left(h_{dv} + \frac{v_{dv}^2}{2} \right) + \dot{m}_{lk} \Delta t \left(h_{lk} + \frac{v_{lk}^2}{2} \right) \\ - \dot{m}_{sv} \Delta t \left(h_{sv} + \frac{v_{sv}^2}{2} \right) + (U_{cyl}^{t+\Delta t} - U_{cyl}^t) \end{aligned} \quad (5.44)$$

denklemini elde edilmiştir. Matematiksel işlemlerden sonra, bir sonraki zaman adımında silindir içerisindeki özgül iç enerji değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanmıştır:

$$u_{cyl}^{t+\Delta t} = \frac{\Delta t}{m_{cyl}^{t+\Delta t}} \left[\dot{Q} - p_{cyl} \frac{V_{cyl}^{t+\Delta t} - V_{cyl}^t}{\Delta t} - \dot{m}_{dv} \left(h_{dv} + \frac{v_{dv}^2}{2} \right) - \dot{m}_{lk} \left(h_{lk} + \frac{v_{lk}^2}{2} \right) \right] \\ + \dot{m}_{sv} \left(h_{sv} + \frac{v_{sv}^2}{2} \right) + \frac{m_{cyl}^t u_{cyl}^t}{\Delta t} \quad (5.45)$$

Bu eşitliğin sağ tarafında yer alan terimlerin tümü, piston kinematiği ve port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın modellenmesi ile ilgili bölümlerde sunulan alt modeller ile hesaplanan parametrelerdir. Port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akış düzgün akışlı dengeli açık sistem olarak modellendiğinden, entalpi ve hız değerleri de bir önceki zaman adımına ait termodinamik özellikler ve debi değerlerinden elde edilmiştir. Yeni zaman adımında silindir içerisindeki kütlenin de (5.42) eşitliği sayesinde hesaplanması sonucunda, silindirin içindeki kütlenin yeni zaman adımındaki özgül iç enerjisi belirlenebilmiştir. Hesaplanan zaman adımındaki silindir hacmi ve kütlesi sayesinde özgül hacim de bilindiğinden dolayı, iki özellik kullanılarak soğutkanın termodinamik hali saptanmış ve bir sonraki zaman adımına geçilmiştir. Valf yaprağı katı cisim modeli ile ilgili bölümde sunulduğu üzere, simülasyonlarda kullanılan zaman adımı 5.7×10^{-7} s mertebesinde olduğu için, enerjinin korunumu denkleminin eksplisit olarak çözülmesinde herhangi bir yakınsama problemi ile karşılaşılmasıdır.

(5.45) eşitliğinin uygulamasında, emme ve egzoz port ve valf yapraklarında gerçekleşen akış ile silindir içine veya dışına taşınan enerjinin hesaplanmasında, doğru entalpi değerlerinin kullanılması gerekmektedir. İşaret kabulü gereği belirli yöndeki akışlar pozitif seçildiği için, yapraklarda geri akışın olması durumunda kütleli debiler otomatik olarak ters işaretli hesaplanmakta; bununla beraber entalpi değerleri (5.46) eşitliklerinde görüldüğü üzere üst akış bölgesinin entalpi değerleri olarak seçilmektedir. Burada h_{dp} , h_{sp} ve h_{shell} sırasıyla egzoz plenumu, emme

plenumu ve muhafaza kontrol hacimlerinden gerçekleşen akışın entalpisini göstermektedir.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{dv} > 0 &\Rightarrow h_{dv} = h_{cyl} \\
 \dot{m}_{dv} < 0 &\Rightarrow h_{dv} = h_{dp} \\
 \dot{m}_{sv} > 0 &\Rightarrow h_{sv} = h_{sp} \\
 \dot{m}_{sv} < 0 &\Rightarrow h_{sv} = h_{cyl} \\
 \dot{m}_{lk} > 0 &\Rightarrow h_{lk} = h_{cyl} \\
 \dot{m}_{lk} < 0 &\Rightarrow h_{lk} = h_{shell}
 \end{aligned} \tag{5.46}$$

Silindir ısı transferinin modellenmesi için, belirli bir zaman adımıda ısı transferinin sabit olduğu kabul edilmiş ve ışınlımla olan ısı geçişi ihmal edilmiştir:

$$\dot{Q}_{cyl} = h_{c,cyl} A_{cyl} (T_{cyl,w} - T_{cyl}) \tag{5.47}$$

Bu eşitlikte:

$\dot{Q}_{cyl}$: Silindir anlık ısı transferi,

$h_{c,cyl}$: Silindir içerisindeki anlık ısı taşınım katsayısı,

A_{cyl} : Silindirin anlık ısı transferi yüzey alanı,

$T_{cyl,w}$: Silindir cidarının sıcaklığı,

T_{cyl} : Silindir içerisindeki soğutkanın anlık sıcaklığı

olarak tanımlanmıştır. Isı taşınım katsayısının hesaplanmasında kanal içerisindeki türbülanslı akışlar için geliştirilmiş olan Dittus-Boelter korelasyonundan yararlanılmıştır [36]. Isı taşınım katsayısının hesaplanması için öncelikle piston hızı ve silindir çapı baz alınarak Reynolds sayısı belirlenmiştir:

$$Re = \frac{\rho_{cyl} \dot{x}_{pist} d_c}{\mu_c} \tag{5.48}$$

ve ardından (5.49) eşitliği ile sunulan korelasyonla Nusselt sayısı hesaplanmıştır:

$$Nu = 0.0243 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{5.49}$$

Nusselt sayısının tanımında da silindir çapının kullanılması ile ısı taşınım katsayısına geçilmiştir:

$$h_{c,cyl} = \frac{Nu k_{cyl}}{D_{cyl}} \quad (5.50)$$

Anlık silindir ısı transferi yüzey alanının hesaplanmasında ise şu eşitlikten faydalanılmıştır:

$$A_{cyl} = \frac{\pi d_c^2}{2} + \pi d_c x_{pist} \quad (5.51)$$

Bu eşitliğin sağında yer alan ilk terim, piston yüzeyi ile silindiri kapatan valf tablası yüzeyinin toplamını, ikinci terim ise anlık piston konumuna göre silindirin yanal alanını göstermektedir. Emme ve egzoz portlarında gerçekleşen anlık kütsel debilerin hesaplanması ilerleyen bölümlerde sunulmuştur. Bununla beraber silindir-piston açıklığında gerçekleşen soğutkan kaçağı için kullanılan modelin de bu bölümde verilmesinin uygun olacağı düşünülmüştür. Literatürde bulunan analitik bir ifade ile silindir piston kaçağı hesaplanabilmektedir [6]:

$$\dot{m}_{lk}(t) = \rho(t) \pi d_c s^3 \Delta p(t) / [8 \mu(t) L_p] \quad (5.52)$$

Bu eşitlikteki basınç farkı silindir basıncı ile muhafaza içindeki basınç arasındaki farkı göstermekte ve bu farkın pozitif olması durumunda yoğunluk ve viskozite için silindir içindeki soğutkanın özellikleri kullanılmaktadır. Basınç farkının tersine dönmesi durumunda ise, muhafaza içindeki soğutkana ait özelliklere ihtiyaç duyulduğundan muhafaza içindeki gazın basınç ve sıcaklığı programa girilmek durumundadır. Eşitlikte yer alan s ve L_p terimleri, silindir ve piston arasındaki açıklığı ve bu açıklığın piston boyunca olan uzunluğunu göstermektedir.

5.3.4. Valf Yaprığı Katı Cisim Modeli

Bu bölümde, hem emme hem de egzoz valf yaprağının simülasyonunda kullanılan yaprak katılar mekaniği modeli sunulmuştur. Valf yaprağının farklı kuvvetler altında deplasman karakterinin hesaplanmasında kullanılan model, alt indissiz olarak sunulmuş olup emme veya egzoz valf yaprağı olmasına bağlı olarak ilgili yaprağın özellikleri eşitliklerde kullanılabilmektedir.

Bir boyutlu sürekli sistemlerin titreşim hareketini belirleyen denklem şu şekilde verilmiştir [95]:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left[E I(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right] + m(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = P(x, t) \quad (5.53)$$

Bu eşitlikte;

E : Yaprak malzemesinin elastisite modülü,

I : Konuma bağlı olabilen eylemsizlik momenti,

y : Hem konuma hem zamana bağlı olabilen deplasman değeri,

m : Konuma bağlı olabilen birim uzunluğun kütlesi,

P : Hem konuma hem zamana bağlı olabilen birim uzunluğa etkiyen kuvvet

x : Eksenel koordinat,

t : Zaman

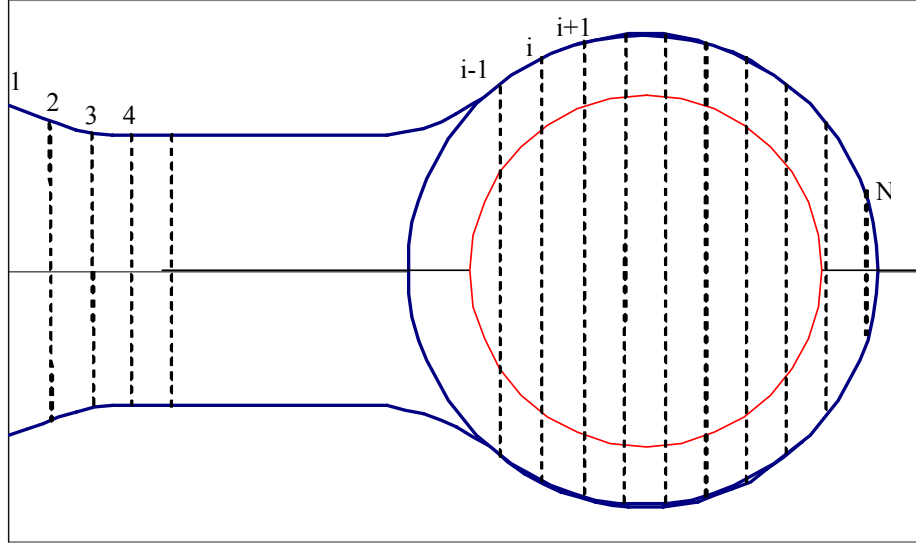
olarak tanımlanmıştır. Bu eşitlik yardımıyla, hermetik kompresörlerde kullanılan valf yapraklarının statik ve dinamik yükler altındaki davranışlarının incelenmesi daha önce yapılan çalışmalarda sunulmuştur [30]. Doktora tez çalışması kapsamında, bu eşitliğin kompresör global simülasyon programı içerisinde çözülmesi için izlenen ayrıklaştırma şeması ise, özellikle sınır şartlarının uygulanması açısından bu çalışmada yer alan yaklaşımdan farklılık göstermektedir. (5.53) eşitliğinin çözülmesi için, Şekil 5.21’de sunulan geometriden faydalanılmış olup öncelikli olarak denklemden yer alan ilk terimdeki kısmi türev ifadeleri açılmıştır:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left[E I \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = \frac{\partial}{\partial x^2} (E I) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial}{\partial x} (E I) \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + (E I) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \quad (5.54)$$

Türev ifadelerinin cebirsel hale getirilmesi için sonlu farklar yönteminden yararlanılmış olup, tüm türevler için merkezi fark açılımının yapılması ve gerekli sadeleştirmelerden sonra:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left[E I \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = \frac{E}{(\Delta x)^4} \left[\begin{aligned} & (1/2 I_{i-1} + I_i - 1/2 I_{i+1}) y_{i-2} + (-6 I_i + 2 I_{i+1}) y_{i-1} \\ & + (-2 I_{i-1} + 10 I_i - 2 I_{i+1}) y_i + (2 I_{i-1} - 6 I_i) y_{i+1} \\ & + (-1/2 I_{i-1} + I_i + 1/2 I_{i+1}) y_{i+2} \end{aligned} \right] \quad (5.55)$$

eşitliği elde edilmiştir. (5.55) eşitliğinden görüleceği üzere, herhangi bir noktadaki deplasman değeri iki önceki ve iki sonraki deplasman değeri ile ilişkilidir. İlk düğüm noktası için sıfır ve -1, sonuncu düğüm noktası için de N+1 ve N+2 şeklinde gerçekte olmayan düğüm noktalarının deplasman ve eylemsizlik momentine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durumun çözümlenebilmesi için sınır şartlarına ihtiyaç vardır.



Şekil 5.21 Yaprak titreşim denkleminin ayrıklaştırılmasında kullanılan geometri

İlk sınır şartı, yaprağın ankastre mesnetlendiği düşünülecek olursa, ilk düğüm noktasının deplasmanının tüm zaman adımlarında sıfır olması gerekliliğidir:

$$y_1(t) = 0 \quad (5.56)$$

İkinci sınır şartı ise, birinci düğüm noktasında eğilme açısının olmamasıdır. Bu sınır şartı da sonlu farklar yöntemi ile ayrıklaştırılarak:

$$\begin{aligned} \frac{\partial y_1(t)}{\partial x} &= 0 \\ \frac{1}{2\Delta x} [-y_0 + y_2] &= 0 \\ y_2(t) &= y_0(t) \end{aligned} \quad (5.57)$$

eşitliği elde edilmiştir. Bu eşitlikten görüleceği üzere, gerçekte olmayan sıfır indisli düğüm noktasının deplasmanı tüm zaman adımlarında iki numaralı düğüm noktasının deplasmanına eşit olmalıdır. Üçüncü sınır şartı olan son düğüm noktasında eğilme momentinin sıfır olması da benzer şekilde irdelenmiş ve:

$$\begin{aligned} E I_N \frac{\partial^2 y_N(t)}{\partial x^2} &= 0 \\ y_{N+1}^t &= 2y_N^t - y_{N-1}^t \end{aligned} \quad (5.58)$$

denkleminde ulaşılmıştır. Bu sınır şartı sayesinde tanımlı olmayan N+1 düğüm noktasının deplasmanı da elimine edilmiştir. Son düğüm noktasında kesme kuvveti olmamasını gerektiren sınır şartı sayesinde, matematiksel işlemlerden sonra, N+2 düğüm noktasının deplasmanı ile ilgili bilgi de edinilebilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = 0 \quad (5.59)$$

$$y_{N+2}^t = y_{N-2}^t - 4y_{N-1}^t + 4y_N^t$$

Birinci düğüm noktasının deplasmanı her zaman sıfır olacağı için, bir çözüm gerektirmemektedir. Bununla beraber ikinci düğüm noktası için (5.55) eşitliğinin yazılması (5.56) ve (5.57) eşitlikleri ile verilen sınır şartlarından yararlanılması ile:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = \frac{E}{(\Delta x)^4} \left[\begin{aligned} &(-3/2 I_1 + 11 I_2 - 5/2 I_3) y_2 + (2 I_1 - 6 I_2) y_3 \\ &+ (-1/2 I_1 + I_2 + 1/2 I_3) y_4 \end{aligned} \right] \quad (5.60)$$

denklemini elde edilmiştir. Bu denklemden görüleceği üzere, ilgili sınır şartlarının kullanılması durumunda gerçekte olmayan düğüm noktaları ile ilgili terimler düşmektedir. Benzer şekilde, sondan bir önceki düğüm noktası için (5.55) eşitliğinin yazılması ve üçüncü sınır şartının kullanılması durumunda:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = \frac{E}{(\Delta x)^4} \left[\begin{aligned} &(1/2 I_{N-2} + I_{N-1} - 1/2 I_N) y_{N-3} + (-6 I_{N-1} + 2 I_N) y_{N-2} \\ &+ (-3/2 I_{N-2} + 9 I_{N-1} - 5/2 I_N) y_{N-1} \\ &+ (I_{N-2} - 4 I_{N-1} + I_N) y_N \end{aligned} \right] \quad (5.61)$$

eşitliği, ve son düğüm noktası için hem üçüncü hem de dördüncü sınır şartının kullanılması durumunda:

$$\frac{\partial}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = \frac{E}{(\Delta x)^4} [2 I_N y_{N-2} + (-4 I_N) y_{N-1} + 2 I_N y_N] \quad (5.62)$$

eşitliği elde edilmiştir. Bu eşitliklerin elde edilmesi ile sürekli sistemlerin titreşim denkleminin statik kısmı ayrıklaştırılmıştır. (5.53) eşitliğinin dinamik tarafını oluşturan zamana bağlı terim ise, yine merkezi farklar kullanılarak ayrıklaştırılarak:

$$m(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{m_i}{(\Delta t)^2} [y_i^{t-1} - 2y_i^t + y_i^{t+1}] \quad (5.63)$$

eşitliği elde edilmiştir. İlk şart olarak hem deplasman hem de hız değerleri sıfır olacağından ilk şartlar için şu denklem takımı geçerlidir:

$$y_i^0 = 0 \quad (5.64)$$

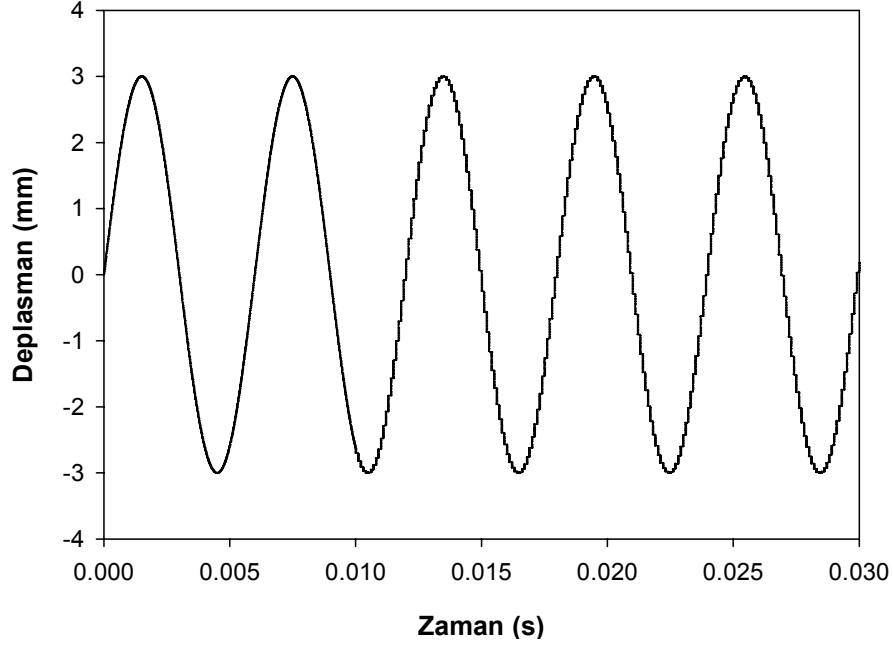
$$\frac{\partial y_i^0}{\partial t} = 0 \Rightarrow \frac{1}{2 \Delta t} [-y_i^{t-1} + y_i^{t+1}] = 0 \Rightarrow y_i^1 = y_i^{-1} \quad (5.65)$$

Herhangi bir düğüm noktası için ilk zaman adımı sonrasındaki deplasman değerlerinin hesaplanmasında (5.63) eşitliği gereğince -1 zamanındaki deplasman değerleri gerektiğinden, (5.65) sınır şartı ile gerçekte var olmayan bu deplasman değerleri de elimine edilmiş olmaktadır. (5.53) ile verilen esas denklemde (5.55) ve (5.63) eşitlikleri ile sunulan statik ve dinamik kısımların birleştirilmesi ve eksplisit bir çözüm şemasının benimsenmesi durumunda:

$$y_i^{t+1} = \frac{P_i^t (\Delta t)^2}{m_i} - \frac{E (\Delta t)^2}{m_i (\Delta x)^4} [C_1 y_{i-2}^t + C_2 y_{i-1}^t + C_3 y_i^t + C_4 y_{i+1}^t + C_5 y_{i+2}^t] - y_i^{t-1} + 2y_i^t \quad (5.66)$$

eşitliğine ulaşılmıştır. Bu eşitlikte yer alan C_n katsayıları, (5.55) denkleminde sunulan komşu düğüm noktaları ile ilgili eylemsizlik momentlerini içeren terimler olarak tanımlanmıştır.

Belirli yükler altında valf yaprağı dinamik davranışının incelenebilmesi için yapılan bu çalışmalardan sonra, kompresör global simülasyonunda kullanılmak üzere sadece valf yaprağı hareketinin hesaplanması için bir kod yazılmıştır. Daha önce yapılan çalışmalarda tez kapsamında kullanılan Model B kompresörüne ait emme valf yaprağının sönümlü serbest titreşim hareketi lazer ile izlenerek yaprağın titreşim frekansı 169.9 Hz olarak belirlenmiştir [30]. Tez çalışması kapsamında hazırlanan kod ile benzer bir simülasyon yapılarak yaprağın doğal frekansının hesaplanmasının yararlı olacağı düşünülmüş ve elastisite modülü 210 GPa, malzemesinin yoğunluğu 7700 kg/m³, toplam uzunluğu 24.1 mm ve kalınlığı 0.15 mm olan valf yaprağının 25 N/m değerindeki yayılı yüke 0.5 ms süresince maruz kalması durumunda yaptığı titreşim hareketi Şekil 5.22’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, bu şartlar altında valf yaprağı ± 3 mm deplasman ile sinüzoidal davranışa yakın bir şekilde sönümsüz serbest titreşim hareketi yapmaktadır. Bu hareketin hesaplanan doğal frekansı 169.3 Hz olduğundan valf yaprağı titreşim hareketinin hesaplanması için hazırlanan kodun oldukça hassas olduğu söylenebilir.



Şekil 5.22 Model B kompresörü emme valf yaprağının serbest titreşim hareketi

5.3.5. Port ve Valf Yaprığı Kuvvet ve Akış Modelleri

Bu bölümde, valf yaprağı hareketinin ve port ve valf yaprağında gerçekleşen anlık akışın hesaplanabilmesi için gerekli olan kuvvet değerlerinin ve kütsel debilerin modellenmesi sunulmuştur.

Valf yaprağına etkiyen kuvvetler: port ve valf yaprağında gerçekleşen akış nedeniyle oluşan statik basınç farkının yarattığı kuvvet, port kesit alanından hüzmeye şeklinde çıkan akışın yarattığı dinamik kuvvet, valf yaprağı malzemesi nedeniyle oluşan malzeme sönümü, gaz ve yağ nedeniyle oluşan sönüm kuvveti ve yaprağın valf tablasına ve/veya tahdite çarpması nedeniyle oluşan temas kuvveti olarak gruplanmıştır. Mevcut bölümde kuvvet modelleri egzoz valf yaprağı indisleri ile sunulmuş olup, aynı denklemler emme valf yaprağı için de geçerlidir.

Port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın yarattığı statik basınç farkının valf yaprağı üzerinde yarattığı toplam kuvvet:

$$F_{g,dv} = C_{f,dvG} \frac{\pi d_{dp}^2}{4} (p_{cyl} - p_{dp}) \quad (5.67)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte;

$C_{f,dvG}$: Valf yaprağının port merkezine denk gelen düğüm noktası için kuvvet katsayısı,

d_{dp} : Egzoz port çapı,

p_{cyl} : Anlık silindir basıncı,

p_{dp} : Egzos plenumu basıncı

olarak tanımlanmıştır. Silindir basıncı egzos plenumu basıncından küçük olduğunda kuvvet otomatik olarak negatif olmakta ve valf yaprağını kapatmaya çalışmaktadır. Port merkezine denk gelen anlık kuvvet katsayısının hesaplanabilmesi içinse, kullanıcı 3 farklı değer girmektedir: yaprak deplasmanı sıfır olduğundaki kuvvet katsayısı, herhangi bir y_{dv} deplasmanı için geçerli kuvvet katsayısı ve bu kuvvet katsayısının geçerli olduğu y_{dv} deplasman değeri. Bu üç değer girilmesinden sonra, program otomatik olarak valf yaprağı deplasmanına bağlı doğrusal bir kuvvet katsayısı fonksiyonu hesaplamaktadır.

Port kesit alanından hüzme şeklinde çıkan akışkanın yarattığı dinamik basınç kuvveti:

$$F_{dyn,dv} = C_{f,dyn} \frac{\rho_{cyl} v_{dv}^2}{2} \frac{\pi d_{dp}^2}{4} \quad (5.68)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte;

$F_{dyn,dv}$: Egzos valfine etkiyen dinamik basınç kuvveti,

$C_{f,dyn}$: Dinamik basınç kuvvet katsayısı,

olarak tanımlanmıştır. Diğer semboller için daha önce yapılan tanımlar geçerli olup, denklemin sağ tarafında yer alan üç terimden ikincisi, belirli bir yoğunluk ve hızdaki akışın dinamik basıncını göstermektedir. Bu basıncın üçüncü terim olan port kesit alanı ile çarpılması durumunda dinamik kuvvet elde edilebilmektedir. Dinamik basınç kuvvet katsayısı ise, değeri 1 ile 2 arasında değişen bir katsayı olarak alınmıştır. Sadece dinamik basıncın alınması durumunda katsayının değeri 1, momentumun korunumu gereği port eksenindeki tüm akışkanın yaprağa çarpması nedeniyle hızın sıfırlandığının düşünülmesi durumunda ise 2 değeri kullanılabilir. Gerçekte ise, valf yaprağı açıklığı arttıkça akışkanın çarptıktan sonra yön değiştirmesi tam olarak 90° olmayacağı için bu değer 1 ve 2 arasında değişmektedir. Geri akış olması durumunda bu terim program içerisinde hızın sıfırlanması ile düşürülmüştür.

Valf yaprağı malzemesi nedeniyle oluşan sabit sönüm etkisi ve valf yaprağının hareketi nedeniyle oluşan viskoz sönüm şu eşitlik ile modellenmiştir:

$$F_{damp,dv} = C_{damp,dv} \dot{y}_{dvG} \quad (5.69)$$

Bu eşitlikte yer alan $C_{damp,dv}$ terimi tüm sönüm mekanizmaları için kullanılan genel bir katsayı olup farklı sönüm mekanizmalarının araştırılması tez çalışması kapsamının dışında olduğundan daha detaylı bir modellemeye gidilmemiştir. Bu sönüm değerinin yaprak deplasmanı ve kompresör performansı üzerindeki etkileri ilerleyen bölümlerde tartışılmıştır.

Modelleme açısından detaylı olarak incelenmeyen bir diğer kuvvet, valf yaprağının herhangi bir düğüm noktasının valf tablası ve/veya tahdit ile temas etmesi halinde etkiyen tepki kuvvetidir. Herhangi bir düğüm noktasına etkiyen tepki kuvvetinin modellenmesinde:

$$F_{imp,dv} = C_{imp,dv} \frac{m_i \dot{y}_i}{\Delta t} \quad (5.70)$$

eşitliği kullanılmıştır. Bu denklemin sağ tarafında yer alan son terimin pay kısmı, çarpma sırasında düğüm noktasının momentumunu; ve bu değer zaman adımı ile bölünmesi ise çarpma nedeniyle yaprağın çarptığı katı yüzeye etkittiği kuvveti göstermektedir. Temas gibi oldukça karmaşık bir fenomenin bu şekilde modellenmesi, özellikle gerçekte çizgisel olarak gerçekleşen temas durumu için yaprağın kütlesinin 25'te birinin kullanılması, temas kuvvetini önemli ölçüde büyüttüğü için $C_{imp,dv}$ katsayısı kullanılmıştır. Sönüm kuvvetine benzer olarak bu katsayının etkisi de ileride irdelenmiştir. Temas konusunda program içerisinde ele alınan bir diğer önemli konu, valf yaprağının tablaya ve/veya tahdite çarpması durumunda bu durumun tespit edilmesidir. Yaprak kapalı durumunda deplasmanlar sıfır olarak alındığı için, örneğin tabla ile gerçekleşen çarpışmalar

$$y_i^t < 0 \quad (5.71)$$

eşitsizliği ile tespit edilmiş; ve bu eşitsizliğin gerçekleşmesi durumunda yaprak tablanın içine geçemeyeceği için bu düğüm noktasına ait deplasman sıfırlanarak bir sonraki iterasyonda bu değer kullanılmıştır.

Valf yaprağına etkiyen dört farklı kuvvetin hesaplanmasından sonra, bu kuvvetler toplanmış ve porta karşılık gelen düğüm noktalarına düğüm noktalarının genişliğine uygun olarak dağıtılmıştır. Bu durumda, $C_{fdv,i}$ herhangi bir düğüm noktasının genişliğine bağlı geometrik ağırlıklandırma katsayısı olmak üzere, kuvvetin birim uzunluktaki yüke çevrilmesi:

$$P_{dv,i} [N/m] = C_{fdv,i} \frac{F_{dv}}{\Delta x_{dv}} \quad (5.72)$$

eşitliği ile yapılmıştır. Valf yaprağına etkiyen kuvvetin hesaplanması durumunda, bir önceki bölümde sunulan yaprak katılar mekaniği modeli kullanılarak, anlık yaprak deplasmanı hesaplanabilmektedir. Yaprak deplasmanının hesaplanmasından sonra, silindir proseslerinin modellenenebilmesi için gerekli olan anlık kütlesele debilerin hesaplanması gerekmektedir.

Port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen kütlesele debilerin hesaplanmasında seri bağıli orifis teorisinden yararlanılmıştır [20]. Bu teoriye göre, port ve valf yaprağı iki ayrı orifis olarak ele alınmakta ve her birisine ait orifis katsayıları K_{dp} ve K_{dv} olarak tanımlanmaktadır. İlgili çalışmada detaylı olarak sunulduğu üzere, seri bağıli orifis durumunda port öncesindeki basınç (egzos tarafı için silindir basıncı) ile valf yaprağı sonrasındaki basınç (egzos tarafı için egzos plenumu basıncı) arasındaki fark nedeniyle, port ve valf yaprağı açıklığında oluşacak anlık debi:

$$\dot{m}_{dv} = (KA)_{e,dv} \sqrt{2\rho_{cyl}\Delta p} \quad (5.73)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Bu eşitlikteki ρ_{cyl} terimi silindir içerisindeki akışkanın yoğunluğunu göstermekte olup geri akış olması durumunda plenumdaki akışkanın yoğunluğu kullanılmıştır. Δp terimi ise daha önce de belirtildiği üzere silindir ile egzos plenumu arasındaki basınç farkını göstermektedir. Eşitliğin sağ tarafında yer alan ilk terim:

$$\frac{1}{(KA)_{e,dv}^2} = \frac{1}{(KA)_{dp}^2} + \frac{1}{(KA)_{dv}^2} \quad (5.74)$$

denklemleri ile hesaplanabilmektedir. Bu denklemde yer alan K_{dp} ve K_{dv} sırasıyla port ve valf yaprağı için akış katsayılarını, A_{dp} ve A_{dv} ise port ve valf yaprağının geometrik akış alanını simgelemektedir. Sabit bir geometri için K_{dp} ve A_{dp} terimleri de sabit olmakla beraber, K_{dv} ve A_{dv} terimleri valf deplasmanının bir fonksiyonudur. Yaprak açıklığı olarak yaprak ile tabla arasında portu çevreleyen silindirik hacmin yanal alanı kullanılırsa:

$$A_{dv}^t = \pi d_{dp} y_{dp}^t \quad (5.75)$$

eşitliği yazılabilir. Bu eşitliğin solunda yer alan terim anlık valf yaprağı akış alanını, d_{dp} egzos portunun çapını ve son terim ise, port merkezine denk gelen valf yaprağı düğüm noktasının anlık deplasmanını göstermektedir.

Port ve valf yaprağı kuvvet ve akış modellerinin tanıtılması ile kompresör global simülasyon modelinin altyapısı tamamlanmıştır. Bir sonraki bölümde programın

genel işleyişi ile ilgili akış şemaları sunulduktan sonra Model B kompresörü üzerinde yapılan simülasyon çalışmaları verilmiştir.

5.3.6. Kompresör Global Simülasyon Programı

Kompresörlerin sıkıştırma işinin ve soğutma kapasitesinin hesaplanabilmesi, farklı safhalarda silindir basıncındaki değişimlerin belirlenebilmesi ve valf yapraklarının hareketinin tespit edilebilmesi amacıyla oluşturulan global simülasyon modelinin akış şeması bu bölümde sunulmuştur. Kompresör indikatör diyagramı simülasyonunun yapılabilmesi için geometri, çalışma şartları, soğutkan, valf tablası ve yapraklar ile ilgili bir çok parametrenin belirlenmesi gerekmektedir. Bu parametreler oluşturulan giriş verisi dosyalarına yazılmakta ve program içerisinde dosyalardan okunarak hesaplamaya katılmaktadır. Oluşturulan 6 farklı giriş verisi dosyası ve bu dosyaların içerdiği parametreler şu şekilde özetlenebilir:

Geometri Veri Dosyası: Krank strok mesafesi, biyel uzunluğu, ölü hacim, piston çapı, ortalama hız, silindir-piston açıklığı ve uzunluğu gibi parametreler bu dosyada saklanmaktadır.

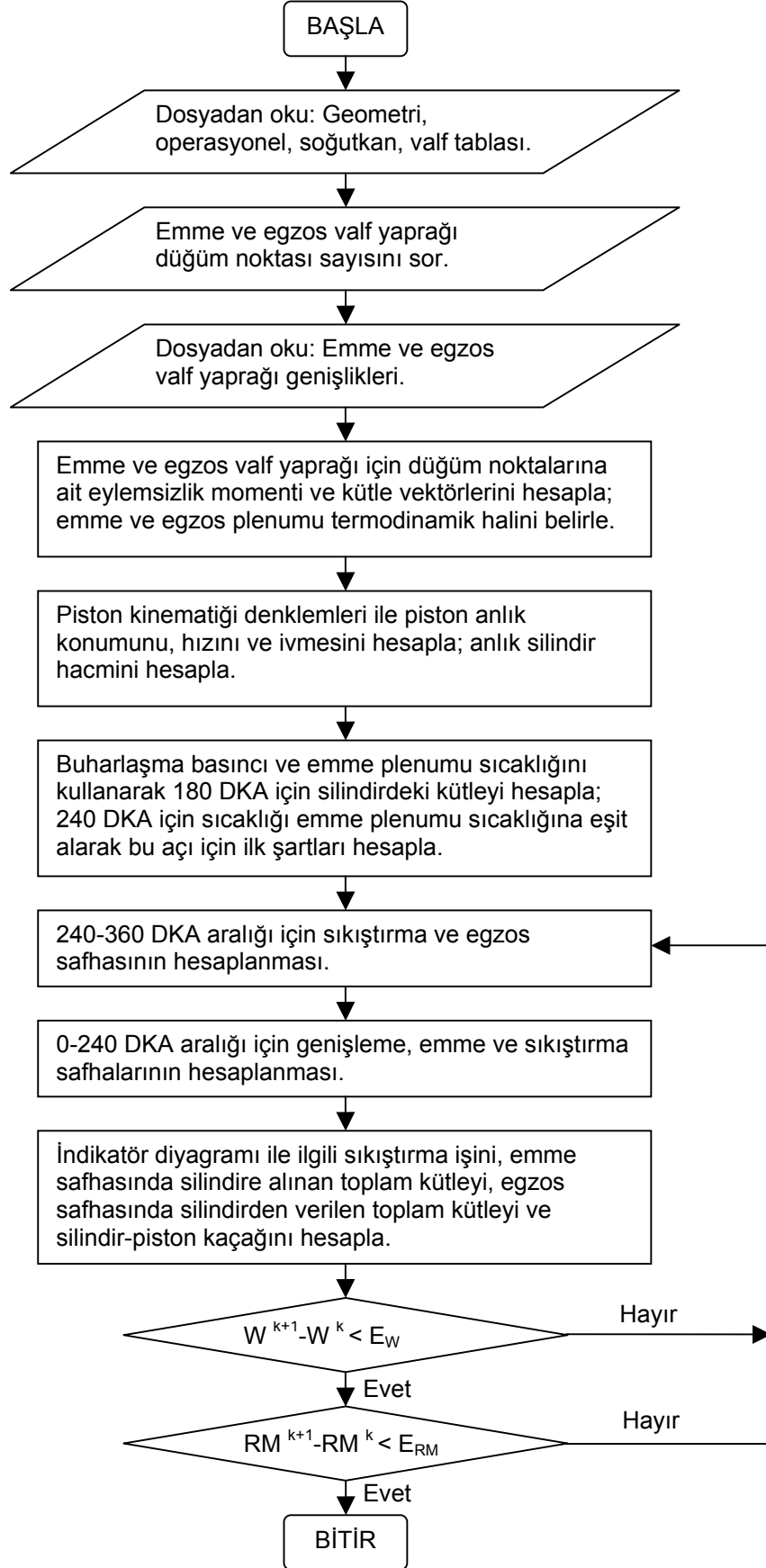
Operasyonel Veri Dosyası: Buharlaşıma ve yoğuşma basınçları, emme ve egzoz hattı basınç düşümü, emme ve egzoz plenumu gaz sıcaklığı, silindir cidar ve muhafaza gaz sıcaklığı, toplam mekanik kayıp değeri ve motor verimi bu dosyada saklanmaktadır.

Soğutkan Veri Dosyası: Önceki bölümlerde soğutkanın modellenmesi ile ilgili olarak sunulan gaz sabiti, Prandtl sayısı, dinamik viskozite ve ısı iletkenlik denklemleri ile ilgili sabitler bu dosyada saklanmaktadır.

Valf Tablası Veri Dosyası: Egzos ve emme tarafı ile ilgili olarak valf yaprağı elastisite modülü, yaprak malzemesinin yoğunluğu, yaprağın toplam uzunluğu ve kalınlığı, port ve valf yaprağı akış ve kuvvet katsayıları, port çapları ve port merkezinin yaprak mesnetleme noktasına uzaklığı, tahdit yüksekliği, sönüm, temas ve dinamik basınç kuvvet katsayıları bu dosyada saklanmaktadır.

Emme ve Egzos Valf Yaprağı Veri Dosyaları: Emme ve egzoz valf yaprağının kaç düğüm noktasına bölüneceği program içerisinde sorulmakta ve örneğin 25 düğüm noktası için yaprağın genişlik değerleri bu dosyalarda saklanmaktadır.

Programın çalıştırılması ile bu veri dosyalarında saklanan değerler okunmakta ve sayısal değerler ilgili parametrelere atanmaktadır. Bu verilerin haricinde krank açısı adımı ve yakınsamanın sağlanması için arzu edilen hata değerleri program içerisinde verilmektedir. Programın genel akış şeması Şekil 4.1’de sunulmuştur.



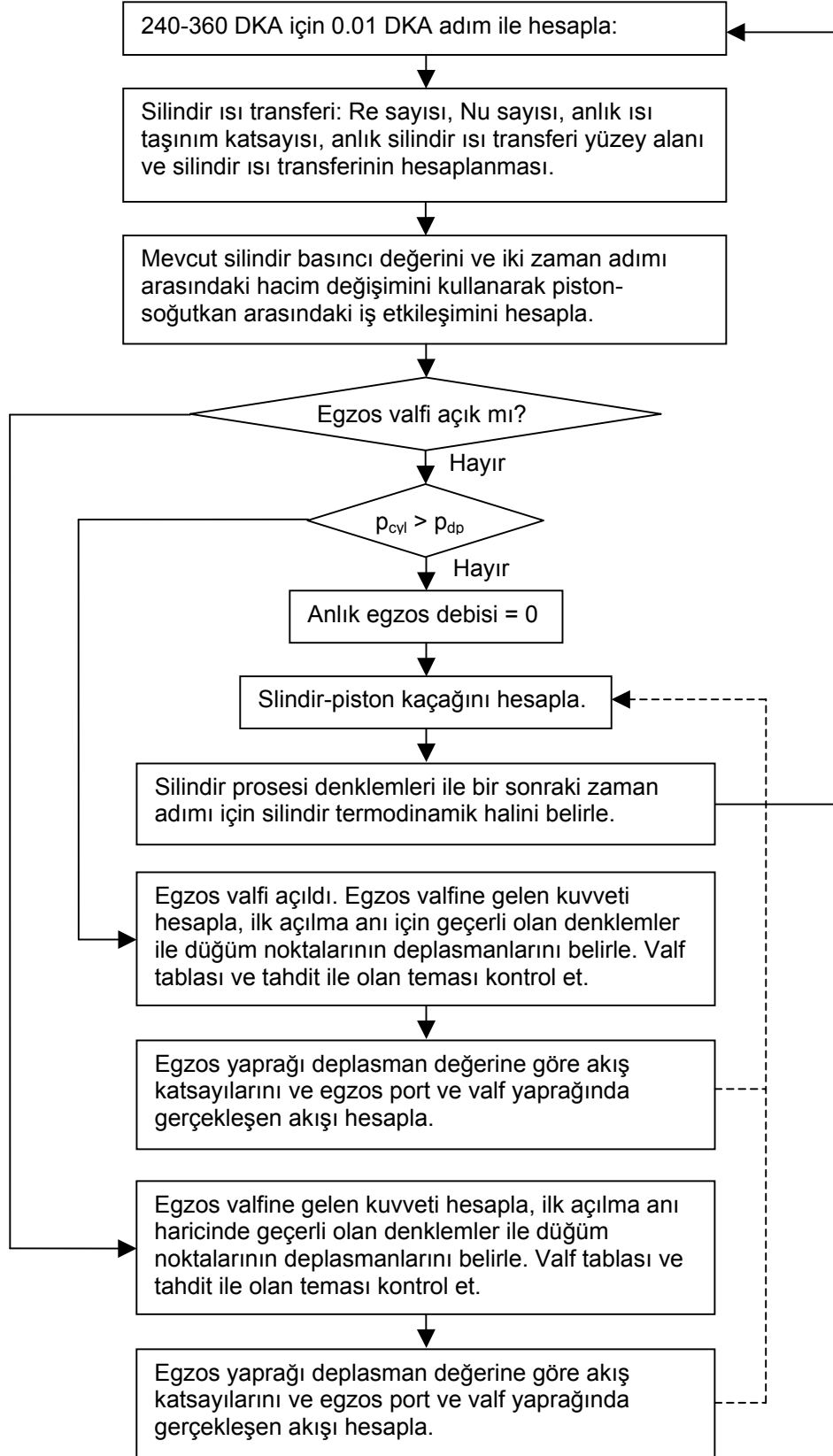
Şekil 5.23 Kompresör simülasyonu genel akış şeması

Şekil 5.23'de sunulan genel akış şemasından görüleceği üzere, indikatör diyagramının hesaplanmasına her iki yaprağın da kapalı olduğu 240 DKA noktasından başlanmıştır. 240-360 DKA arasındaki sıkıştırma ve egzoz safhası ile 0-240 DKA arasındaki genişleme, emme ve egzoz safhaları ayrı bloklar halinde hazırlanmış olup bu bloklardan birisi ile ilgili detay akış şeması Şekil 5.24'de sunulmuştur. Detay akış şemasına geçmeden önce, programın yakınsama kriterlerinden bahsedilmesinin yararlı olacağı düşünülmüştür. 0-360 DKA arasında bir çevrimin herhangi bir iterasyon sonunda tamamlanması durumunda, iki farklı parametre ile yakınsama kontrol edilmiştir. Bu parametrelerden birisi tahmin edileceği üzere toplam sıkıştırma işidir. Şekil 5.23'de W sembolü ile gösterilen sıkıştırma işinin, bir önceki iterasyonda hesaplanan toplam sıkıştırma işinden farkı, program içerisinde girilen mutlak hata değerinden küçük olduğunda indikatör diyagramının ve dolayısıyla pV alanının yakınsadığı kabul edilmiştir. İkinci parametre olaraksa, Şekil 5.23'de RM olarak gösterilen artık kütleli debi değeri kullanılmıştır. Bu debi değeri, emme safhasında silindire giren toplam kütle ile, egzoz safhasında silindirden çıkan toplam kütle ve net silindir-piston kaçağı arasındaki farkı temsil etmektedir:

$$RM = \int_0^{360} m_{sv} d\theta - \int_0^{360} m_{dv} d\theta - \int_0^{360} m_{lk} d\theta \quad (5.76)$$

İdealde kütlenin korunumu gereği bu artık kütlenin sıfıra eşit olması gerekmektedir. Programın yakınsamasının kontrol edilmesi içinse bu debi değeri için mutlak bir hata değeri tanımlanmıştır. Her iki yakınsama kriterinin sağlanması durumunda toplam sıkıştırma işi, egzoz hattına verilen ve dolayısıyla soğutma kapasitesini oluşturan kütleli debi değeri, kompresör işi ve SEK değerleri hesaplanmakta ve yaprakların deplasman değerleri ile beraber indikatör diyagramını oluşturan silindir basıncı – silindir hacmi değerleri çıkış dosyalarına yazdırılmaktadır.

Programdaki farklı parametrelerin etkilerinin incelenmesine geçilmeden önce, genel akış şemasında tek bir blok olarak gösterilen egzoz ve sıkıştırma safhasının detay akış şeması Şekil 5.24'de sunulmuştur. Genişleme, emme ve sıkıştırma safhasının bu şemadan tek farkı, emme valf yaprağı ve kütle akışı ile ilgili hesapları içermesidir. Şekil 5.24'de görüleceği üzere indikatör diyagramı simülasyonu 0.01 DKA adım ile gerçekleştirilmiştir. 2918 d/d hızla dönen bir kompresörde bu krank açısı adımı yaklaşık olarak 5.7×10^{-7} saniyeye denk gelmektedir. Bu kadar küçük bir zaman adımının seçilmesinin sebebi, valf yapraklarının hareketi için eksplisit bir şema kullanılmış olmasıdır.



Şekil 5.24 Sıkıştırma ve egzoz safhasının hesaplanması detay akış şeması

Sıkıştırma ve egzoz safhasının hesaplanmasında silindir ısı transferi ve iş terimi egzoz valf yaprağının pozisyonundan bağımsız olduğu için öncelikle bu terimler daha önceki bölümlerde sunulan alt modeller ile hesaplanmaktadır. Daha sonra egzoz valfinin açık olup olmadığı ve eğer açık değilse silindir basıncının egzoz plenumu basıncından yüksek olup olmadığı kontrol edilmektedir. Her iki koşul da olumsuz ise egzoz valfinde herhangi bir debi olmayacağı için, doğrudan silindir-piston kaçağının hesaplanmasına geçilmekte ve silindir proses model kullanılarak bir sonraki zaman adımında silindir içerisinde bulunan kütle ve bu kütlenin termodinamik hali belirlenmektedir. Eğer egzoz valfi açık değil ama silindir basıncı egzoz plenumu basıncından yüksek ise, valfin ilk açılma anı için geçerli olan valf mekaniği denklemleri ile önce valf deplasmanları ve daha sonra bu valf deplasmanına karşılık gelen akış değeri hesaplanmakta ve hesaplanan bu egzoz debisi silindir termodinamiğinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Egzoz valfi zaten önceki zaman adımlarında açılmışsa, bu durumda valf mekaniği için farklı bir denklem takımı kullanıldıktan sonra silindir-piston kaçağı ve son olarak silindir prosesinin hesaplanması gerçekleştirilmekte ve piston üst ölü noktaya gelene kadar bu rutin devam etmektedir.

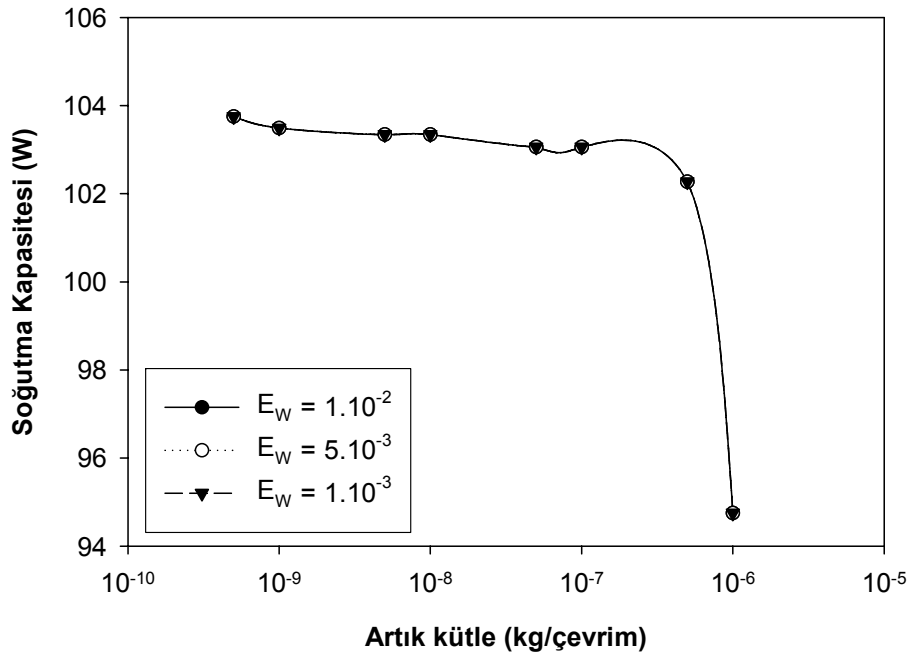
240-360 DKA arasında gerçekleşen sıkıştırma ve egzoz safhasının hesaplanmasından sonra, 360 DKA için elde edilen silindir basıncı, sıcaklığı ve kütlesi gibi değerler sıfır DKA'ndaki değerlere eşitlenerek, 0-240 DKA arasında gerçekleşen genişleme, emme ve sıkıştırma safhasının hesabına geçilmektedir. Bu hesabın Şekil 5.24'de sunulan detay akış şemasından tek farkı, egzoz valf yaprağı ile beraber emme valf yaprağının da açık olup olmadığının kontrol edilmesi ve valf deplasmanı ile emme portundan gerçekleşen akışın hesaplanmasıdır.

Doktora tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalarda, sadece sıkıştırma safhasının simülasyonu için 0.5 DKA zaman adımının yeterli olduğu görüldüğünden mevcut programda zaman adımının azaltılması ile ilgili bir yakınsama testi yapılmamıştır. Valf yaprağı deplasman hesabının yakınsaması için 0.01 DKA mertebesinde zaman adımı gerektiğinden, bu değer diğer proseslerin zaman skalasından oldukça küçüktür. Bununla beraber, belirli bir veri seti için farklı yakınsama kriterleri kullanılarak program çalıştırılmış ve sonuçlardaki değişim incelenmiştir. Doktora tez çalışması kapsamında ele alınan Model B kompresörün bir çevrim için gerçekleşen sıkıştırma işi 1 J mertebesinde. Yakınsama kriteri olarak sıkıştırma işindeki değişimin 0.001-0.01 J arasında olması (% 0.1-1.0), farklı artık kütleli debi yakınsama kriterleri için incelenmiştir. Bu amaçla yapılan simülasyonlarda elde edilen soğutma kapasitesi değerleri Şekil 5.25'de sunulmuştur.

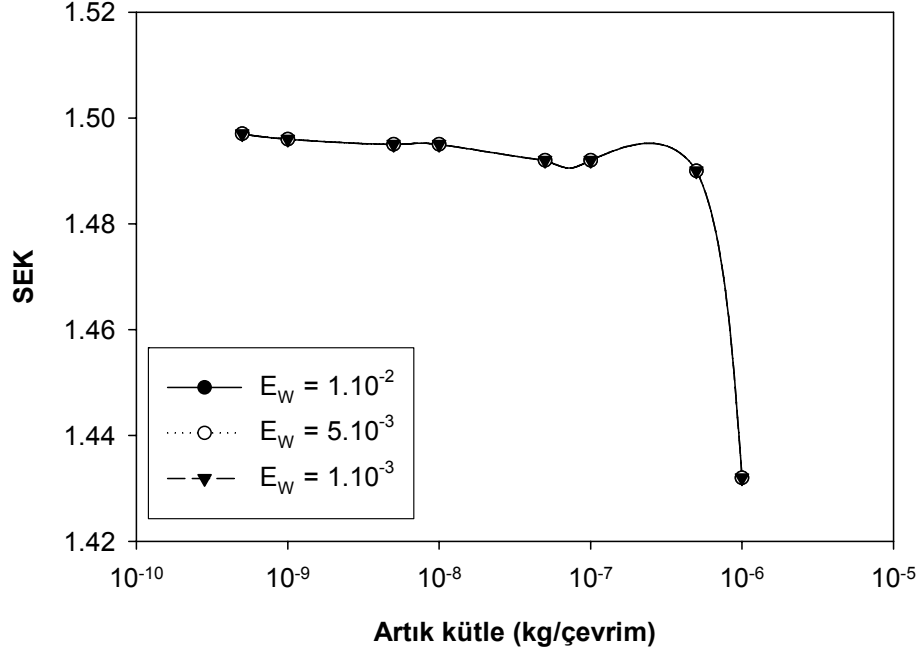
Şekilde görüleceği üzere, sıkıştırma işi yakınsama kriterinin 0.01-0.001 J/çevrim arasında değiştirilmesinin sonuçlar üzerinde herhangi bir etkisi yoktur; bununla beraber, artık kütle yakınsama kriterinin 1×10^{-6} ile 5×10^{-10} kg/çevrim arasında değiştirilmesi, sonuçları önemli oranda etkilemiştir. 1×10^{-6} değerinden 1×10^{-7} değerine geçildiğinde, soğutma kapasitesinde % 7.9 mertebesinde değişim olmuştur. Hata teriminin 1×10^{-8} yapılması ise, kapasiteyi ancak % 0.3 etkilemiştir. 1×10^{-8} değerinden 1×10^{-9} değerine geçildiğinde kapasitedeki fark % 0.1 mertebesine kadar düşmüştür.

Şekil 5.26'da sunulan SEK grafiğinden de görüleceği üzere, yakınsama kriterlerinin soğutma kapasitesi üzerindeki etkisine oldukça yakın bir etki elde edilmiştir. Bu bağlamda, çevrim simülasyonu hassasiyeti için sıkıştırma işi ile ilgili yakınsama kriterinden ziyade artık kütlelerin önem kazandığı söylenebilir.

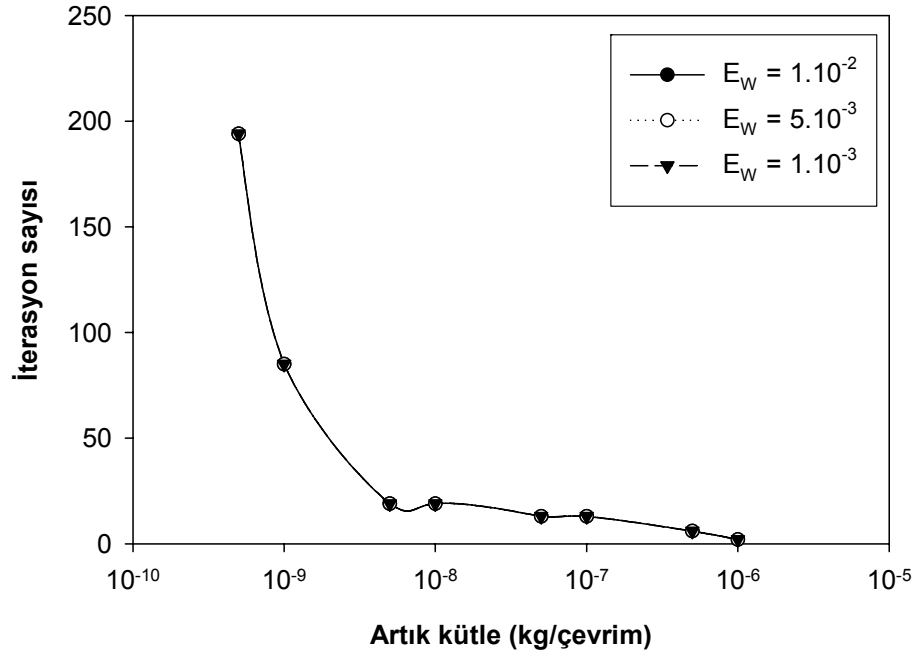
İterasyon sayısının yakınsama kriterleri ile değişimi ise Şekil 5.27'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere, 5×10^{-9} değerine kadar 20 iterasyon yeterli olurken, bu noktadan sonra yakınsamanın sağlanması için gerekli iterasyon sayısı hızla artmıştır. Hem hassasiyetinin hem de iterasyon sayısının kabul edilebilir seviyede olması nedeniyle, artık kütle yakınsama kriteri olarak 1×10^{-9} kg/çevrim değeri seçilmiştir. Mevcut kompresör modelinin egzoz hattına verdiği debi 6.335×10^{-6} kg/çevrim olduğundan, bu yakınsama kriteri yaklaşık olarak % 0.016 relatif hataya denk gelmektedir.



Şekil 5.25 Yakınsama kriterlerinin soğutma kapasitesine etkisi



Şekil 5.26 Yakınsama kriterlerinin soğutma performansı hesabına etkisi

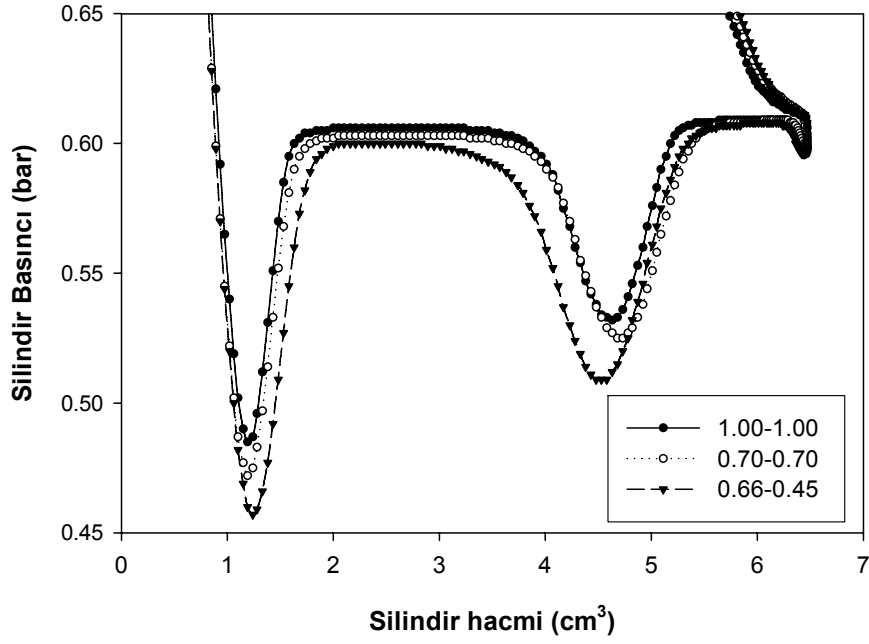


Şekil 5.27 Yakınsama kriterlerinin iterasyon sayısına etkisi

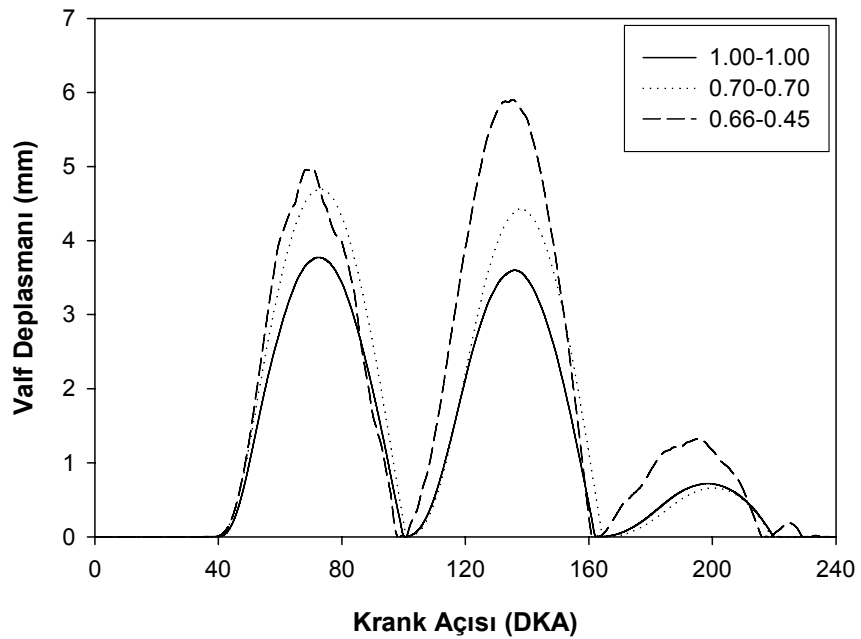
5.3.7. Kompresör Simülasyonu Sonuçları

Bu bölümde, doktora tez çalışması kapsamında geliştirilen kompresör global modeli ile farklı parametrelerin incelenmesi amacıyla yapılan simülasyonlar sunulmuştur. Yapılan ilk simülasyonda, emme ve egzoz tarafı akış ve kuvvet katsayıları ideal değerleri olan bire, sönüm katsayısı ve kontakt katsayısı sıfıra ve dinamik basınç katsayısı ise bire eşitlenmiştir. Bu simülasyonun ardından bu parametrelerin hem silindir basıncına hem de kompresör performansına olan etkileri araştırılmıştır.

Öncelikli olarak emme valf yaprağı için kullanılan akış ve kuvvet katsayılarının etkisi incelenmiştir. Port ve valf yaprağının iki farklı konumu için programda kullanılan 3 farklı akış katsayısının farklı değerleri için elde edilen emme safhası silindir basıncı değişimi Şekil 5.28'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının ideal değer olan 1'den, literatürde ağırlıklı olarak kullanılan 0.7 değerine indirilmesi hem silindirin minimum basınç değerini aşağıya çekmekte hem de özellikle valf yaprağının ikinci kez açılıp kapanması sırasında oluşan basınç dalgalanmalarını etkilemektedir.



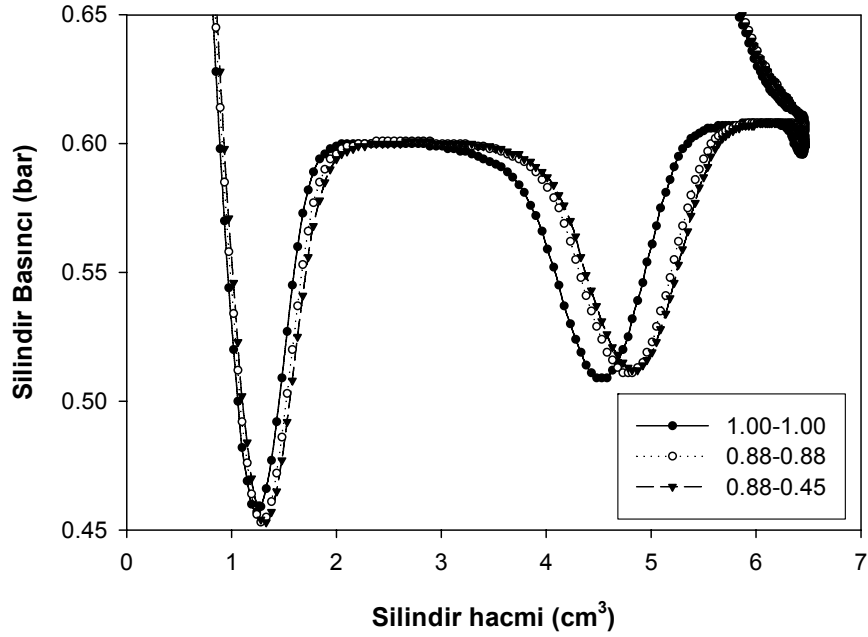
Şekil 5.28 Emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının silindir basıncına etkisi



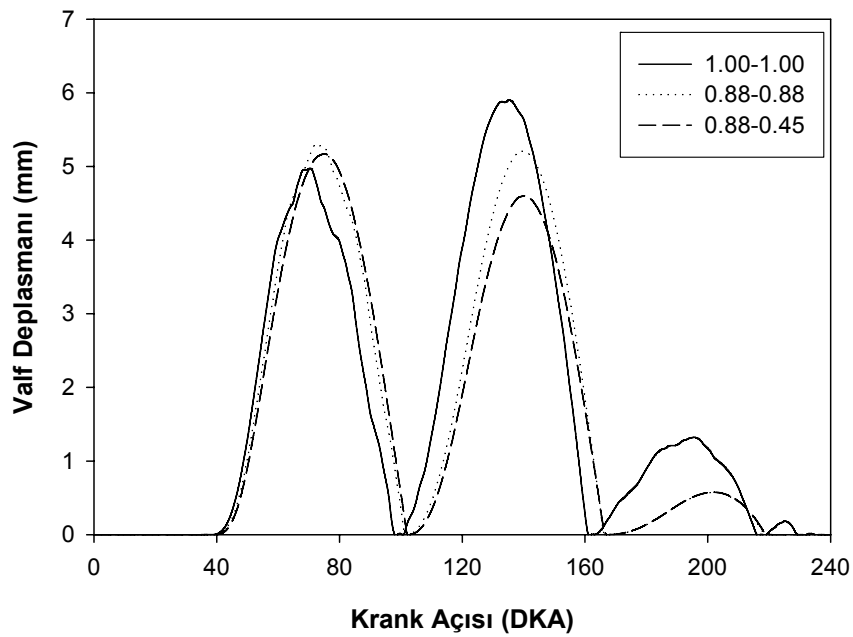
Şekil 5.29 Emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının deplasmana etkisi

Emme port ve valf yaprağı akış katsayılarının valf yaprağı deplasmanına etkisi ise Şekil 5.29'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, akış katsayılarının azaltılması özellikle yaprağın ikinci kez açılıp kapanması sırasındaki maksimum deplasman değerini etkilemekte ve deplasman 3.5 ile 6.0 mm arasında değişebilmektedir.

Emme valfi kuvvet katsayılarının emme safhasındaki silindir basıncına etkisinin incelenmesi ise Şekil 5.30'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere katsayıların azaltılması silindir basıncının değerinden ziyade valf yaprağının zamanlaması ile beraber basınçtaki değişimlerin de zamanlamasını değiştirmektedir.



Şekil 5.30 Emme valf yaprağı kuvvet katsayılarının silindir basıncına etkisi



Şekil 5.31 Emme valf yaprağı kuvvet katsayılarının valf deplasmanına etkisi

Şekil 5.31’de verilen deplasman değerleri incelendiğinde, kuvvet katsayısının azaltılmasının yaprağın ilk açılma anındaki maksimum deplasman değerini değiştirmedeği; bununla beraber ikinci kez açılıp kapanma sırasındaki maksimum deplasman değerinin ve zamanlamanın önemli oranda değiştiği görülmektedir.

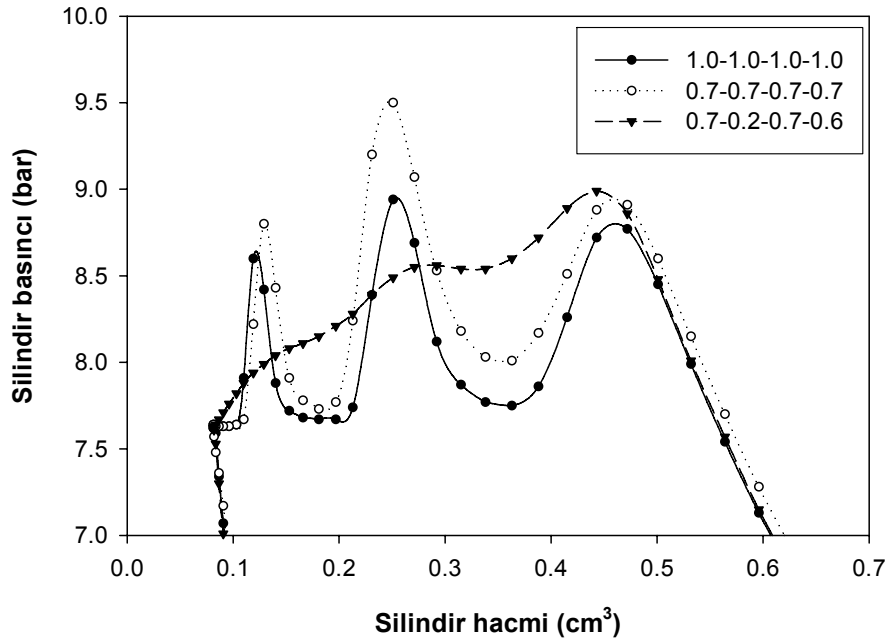
Emme port ve valf yaprağı akış katsayıları üzerine yapılan bu simülasyonlar sonucunda elde edilen kompresör performans parametreleri Tablo 5.6’da sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, yapılan bu değişikliklerin çevrim başına düşen sıkıştırma işindeki etkisi maksimum % 4.04, soğutma kapasitesi üzerindeki maksimum etkisi ise % 2.87 olmuştur. Giriş gücü ile soğutma kapasitesindeki değişimler genelde birbirine paralel olduğu için, kompresör soğutma etkinlik katsayısı önemli oranda değişmemektedir.

Tablo 5.6 Emme port ve valf yaprağı akış ve kuvvet katsayılarının performansa etkisi

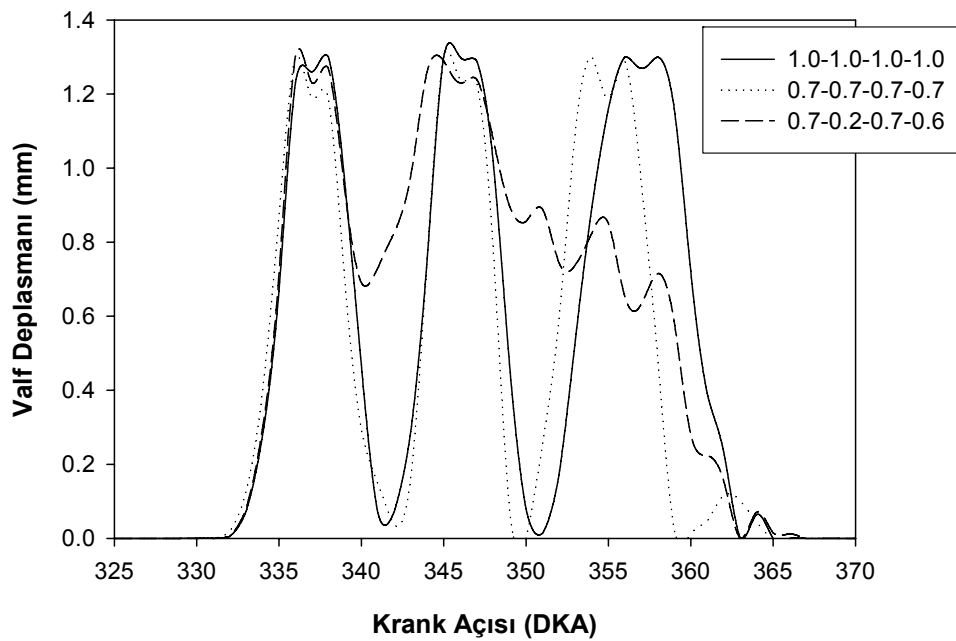
Simülasyon numarası	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5
Emme portu akış katsayısı	1.0	0.7	0.66	0.66	0.66
Emme valfi akış katsayısı	1.0	0.7	0.45	0.45	0.45
Emme valfi kuvvet katsayıları	1.0-1.0	1.0-1.0	1.0-1.0	0.88-0.88	0.88-0.45
Sıkıştırma işi (J/çevrim)	0.892	0.910	0.920	0.928	0.922
Soğutma kapasitesi (W)	98.49	100.29	100.76	101.32	100.41
Giriş gücü (W)	66.49	67.62	68.19	68.68	68.31
SEK	1.48	1.48	1.48	1.48	1.47

Emme port ve valf yaprağı ile ilgili akış ve kuvvet katsayıları üzerine yapılan bu simülasyonların bir benzeri, egzoz port ve valf yaprağı için de gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonların yapılmasında Tablo 5.6’da sunulan 5 numaralı durum baz alınmıştır. Egzoz port ve valf yaprağı akış katsayılarının, silindir basıncının egzoz safhasındaki değişimi üzerindeki etkisi Şekil 5.32’de sunulmuştur. Şekilde sunulan 4 rakamlı katsayı sıralaması, sırasıyla piston piminin egzoz portuna girmeye başladığı ve tamamen girdiği anlardaki port akış katsayısını ve valf yaprağı deplasmanının sıfır ve 1 mm olması durumundaki akış katsayılarını göstermektedir. Şekilde görüleceği üzere, katsayıların 1.0 değerinden 0.7 değerine indirilmesi silindir basıncı karakterinde önemli değişikliklere neden olmazken, özellikle piston piminin egzoz portuna tam olarak girmesi durumundaki akış katsayısının 0.2 alınması, silindir

basıncı karakterini önemli ölçüde değiştirmektedir. Bu bağlamda, egzoz portu nedeniyle oluşan ölü hacmin azaltılması amacıyla kullanılan piston piminin, bu bölgedeki akışı karmaşıktırdığı söylenebilir. Aynı simülasyonlarda elde edilen egzoz valf yaprağı uç deplasman değerleri ise Şekil 5.33'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, ilk iki simülasyonda emme valf yaprağına benzer olarak üç kere açılıp kapanma hareketi yapan egzoz valfi, son simülasyonda bir kere açıldıktan sonra 340 DKA civarında kapanmaya çalışmakta; bununla beraber üzerine gelen kuvvetler nedeniyle tekrar açılarak oldukça farklı bir hareket yapmaktadır.



Şekil 5.32 Port ve valf yaprağı akış katsayılarının silindir basıncına etkisi – egzoz safhası



Şekil 5.33 Egzoz port ve valf yaprağı akış katsayılarının valf deplasmanına etkisi

Egzos port ve valf yaprağı akış katsayıları ile ilgili olarak yapılan bu simülasyonlarda elde edilen kompresör performans değerleri, Tablo 5.7’de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, bu değişiklikler toplamda kompresör kapasitesini hemen hemen hiç değiştirmezken, kompresör giriş gücünü arttırdığı için COP’de bir miktar azalmaya neden olmaktadır.

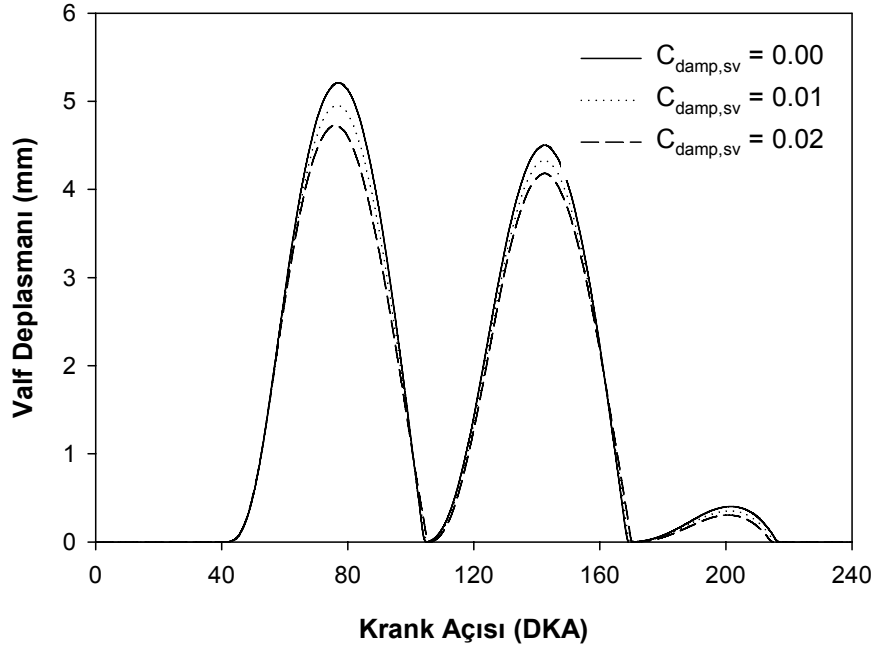
Tablo 5.7 Egzos port ve valf yaprağı akış ve kuvvet katsayılarının performansa etkisi

Simülasyon numarası	# 5	# 6	# 7	# 8
Egzos portu akış katsayısı	1.0-1.0	0.7-0.7	0.7-0.2	0.7-0.2
Egzos valfi akış katsayısı	1.0-1.0	0.7-0.7	0.7-0.6	0.7-0.6
Egzos valfi kuvvet katsayıları	1.0-1.0	1.0-1.0	1.0-1.0	1.00-0.88
Sıkıştırma işi (J/çevrim)	0.922	0.952	0.939	0.937
Soğutma kapasitesi (W)	100.41	103.14	100.90	100.15
Giriş gücü (W)	68.31	70.20	69.40	69.28
COP	1.47	1.47	1.45	1.45

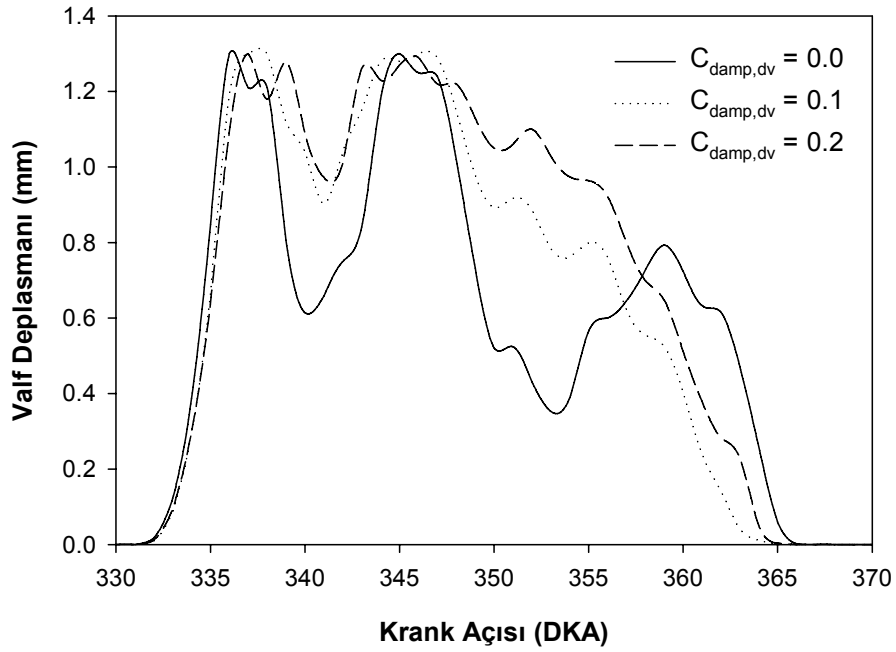
Akış ve kuvvet katsayılarının etkisinin incelenmesinden sonra, hem emme hem de egzoz valf yaprağı için sönüm katsayılarının etkisi incelenmiştir. Emme valf yaprağı için 0.01 ve 0.02, egzoz valf yaprağı içinse 0.1 ve 0.2 olmak üzere iki farklı katsayı kullanılmıştır. Egzos yaprağı için emme valf yaprağına göre sönüm katsayısının bir mertebe yüksek alınmasının nedeni, egzoz port ve valf yaprağı açıklığında gerçekleşen akışın yoğunluğunun emme portuna göre oldukça yüksek olmasıdır.

Şekil 5.34’de sunulan emme valf yaprağı deplasman değerlerinden görüleceği üzere, sönüm katsayısının artırılması valf zamanlamasını etkilememekte; bununla beraber valfin maksimum deplasman değerinde ufak azalmalar olmaktadır.

Emme valf yaprağına benzer olarak egzoz valf yaprağı için yapılan sönüm simülasyonları da Şekil 5.35’de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere sönüm kuvveti harekete ters yönlü olarak çalıştığı için, egzoz valf yaprağının 340 DKA civarında yaptığı kapanma hareketi yavaşlamakta ve yaprak artık hemen hemen tek bir açılıp kapanma hareketi yapar hale gelmektedir.



Şekil 5.34 Sönüm katsayısının emme valf yaprağı deplasmanına etkisi



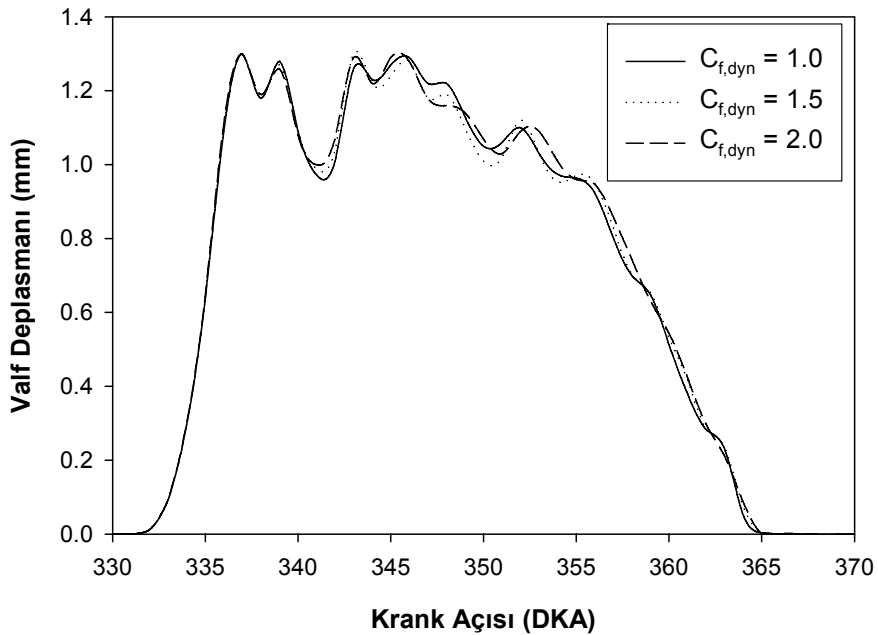
Şekil 5.35 Sönüm katsayısının egzoz valf yaprağı deplasmanına etkisi

Hem emme hem de egzoz valf yaprağı sönüm katsayılarının performans üzerindeki etkisi Tablo 5.8’de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, emme valf yaprağı sönüm katsayısının artırılması, hem kapasite hem de giriş gücünü ufak miktarda arttırsa da kompresör performansında önemli bir değişiklik olmamıştır. Egzoz valf yaprağı için kullanılan sönüm katsayılarının etkisi incelendiğinde de, her ne kadar bu katsayılar yaprak hareketini önemli ölçüde değiştirirse de, kompresör performansı üzerindeki etkisinin oldukça az olduğu görülmüştür.

Tablo 5.8 Sönüm katsayılarının performansa etkisi

Simülasyon numarası	# 8	# 9	# 10	# 11	# 12
Emme valf yaprağı sönüm katsayısı	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02
Egzos valf yaprağı sönüm katsayısı	0.00	0.00	0.00	0.10	0.20
Sıkıştırma işi (J/çevrim)	0.937	0.941	0.945	0.947	0.945
Soğutma kapasitesi (W)	100.15	100.44	100.96	101.66	101.33
Giriş gücü (W)	69.28	69.49	69.78	69.86	69.78
COP	1.45	1.45	1.45	1.46	1.45

Bu bölümde son olarak, dinamik basınç kuvvet katsayısının etkisi incelenmiştir. Bu terim özellikle yoğunluğun çok daha yüksek olduğu egzos port ve valf yaprağı akışında önem kazanmaktadır. Üç farklı değer için yapılan analizlerin sonucu Şekil 5.36'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere bu parametrenin etkisi ihmal edilebilir mertebede gözükmemektedir.



Şekil 5.36 Dinamik basınç kuvvet katsayısının egzos valf yaprağı deplasmanına etkisi

Bu bölümde yapılan simülasyonlarla, doktora tez çalışması kapsamında oluşturulan kompresör global simülasyon programında kullanılan farklı katsayıların, hesaplanan kompresör performansı üzerindeki etkisinin oldukça az olduğu belirlenmiştir. Bununla beraber, her ne kadar özellikle egzos valf yaprağı hareketinde bu katsayılar önem kazansa da, yaklaşık olarak 1.7 ms süren toplam açılma-kapanma zamanında

egzos valf yaprağı hareketinin deneysel olarak tespiti oldukça güçtür. Bu nedenlerden dolayı, deneysel sonuçlarla karşılaştırmak üzere yapılan simülasyonlarda ağırlıklı olarak literatürde bulunan katsayılar ve literatürde bulunmayan dinamik basınç kuvvet katsayısı gibi parametreler için de ortalama değerler kullanılmıştır.

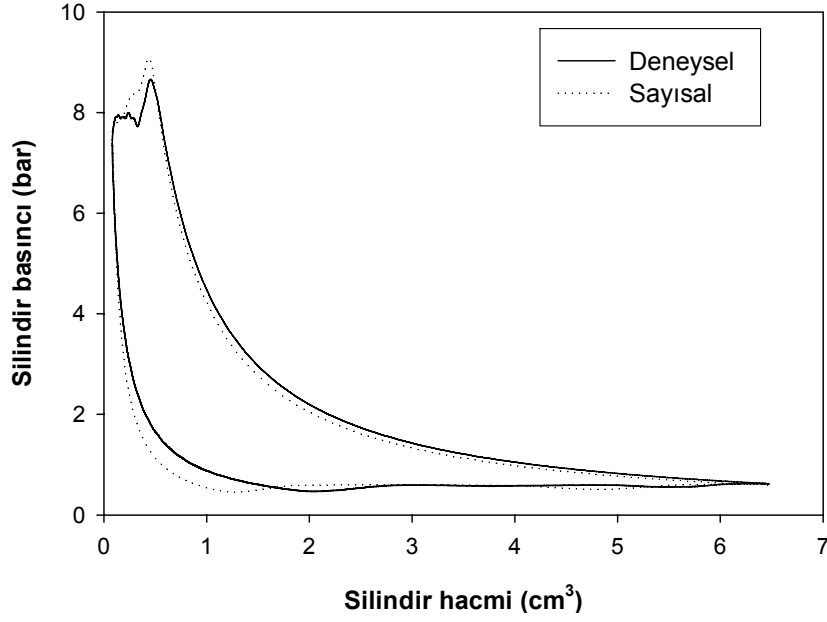
5.3.8. Model ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Doktora tez çalışması kapsamında hazırlanan kompresör simülasyon programı ile hesaplanan Model B kompresörü performansının deneysel verilerle karşılaştırılması, Tablo 5.9'da sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, kompresörün soğutma kapasitesi oldukça hassas bir şekilde % 1.8 hata ile hesaplanabilmektedir. Giriş gücü ve çevrim başına düşen sıkıştırma işindeki hatalar daha küçük gözükse de, bu durum, çevrimin farklı safhalarında az da olsa hatalı hesaplanan kayıp değerlerinin birbirini dengelemesinden kaynaklanmıştır. Bununla beraber, oluşturulan simülasyon programının alternatif valf yaprağı ve valf tablası tasarımlarının sayısal olarak çalışılmasında kullanılabileceği söylenebilir.

Tablo 5.9 Simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

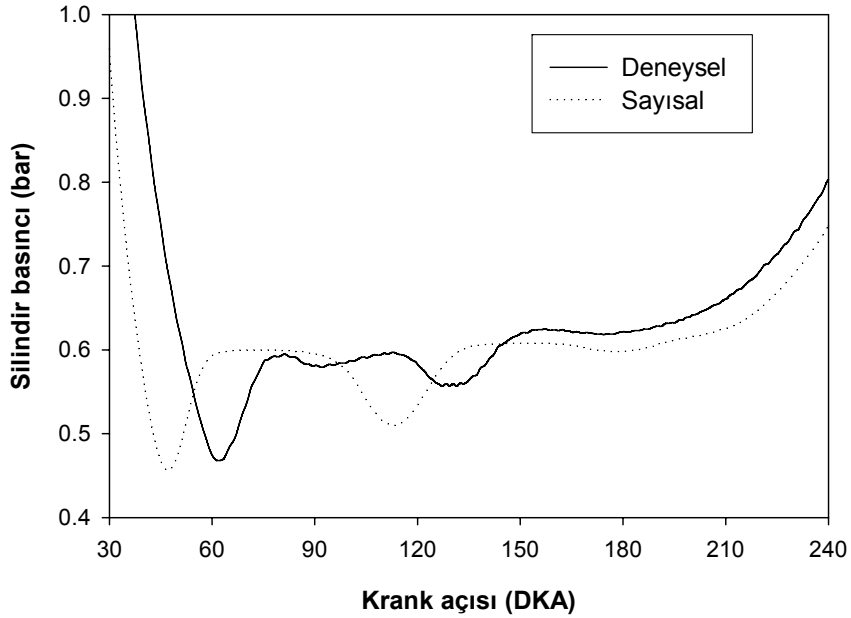
Parametre	Deneysel	Sayısal	Fark (%)
Soğutma kapasitesi (W)	99.5	101.3	1.8
Giriş gücü (W)	69.3	69.3	0.0
SEK	1.44	1.46	1.4
Sıkıştırma işi (J/çevrim)	0.939	0.939	0.0

Deneysel ve sayısal olarak elde edilen kompresör indikatör diyagramlarının tüm çevrim için karşılaştırılması Şekil 5.37'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, indikatör diyagramının genel karakteri de oldukça hassas olarak hesaplanmış olmakla beraber, özellikle emme safhasının başlangıcında zaman ekseninde bir kayma söz konusudur. Bu durum, ölü hacimde kalan gazın genişlemesi sırasında gerçekleşen prosesten kaynaklandığı için, silindir ısı transferinde kullanılan korelasyonun bu safhadaki ısı transferini yeterince hassas modelleyemediği söylenebilir. Benzer bir durum, görüleceği üzere, sıkıştırma safhasında da ortaya çıkmaktadır. Sıkıştırma safhasının ortalarında deneysel ve sayısal veriler arasında bir miktar fark olsa da, bu fark sıkıştırmanın sonlarına doğru kapandığı için, silindir ısı transferinin basınç üzerindeki etkisinden şüphelenilmiştir.



Şekil 5.37 Deneysel ve sayısal indikatör diyagramlarının karşılaştırılması

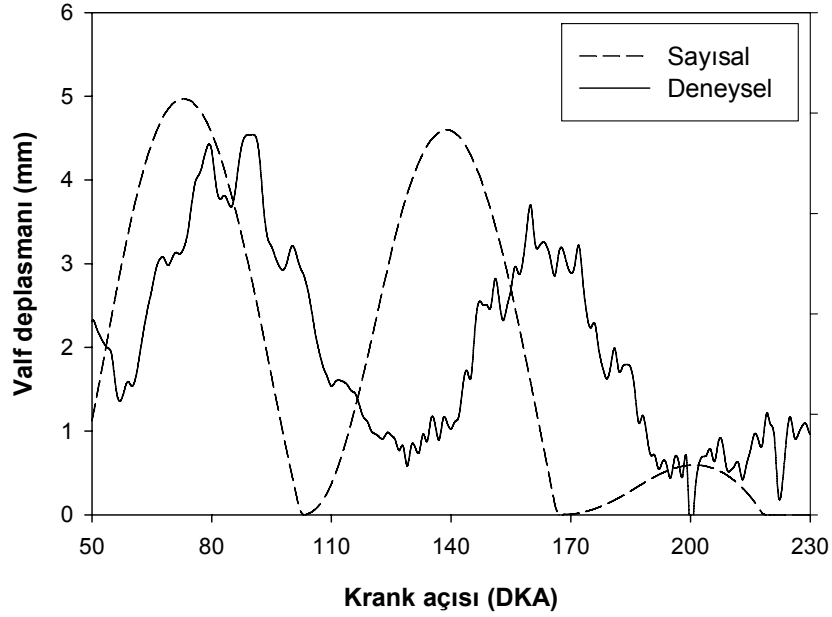
Silindir basıncının sadece emme safhası için krank açısı ile değişimi Şekil 5.38'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, deneysel ve sayısal veriler arasında zaman ekseninde bir kayma gözlenirse de, basınç salınımı genlikleri açısından oldukça hassas değerler elde edildiği söylenebilir.



Şekil 5.38 Deneysel ve sayısal silindir basıncı değerlerinin karşılaştırılması

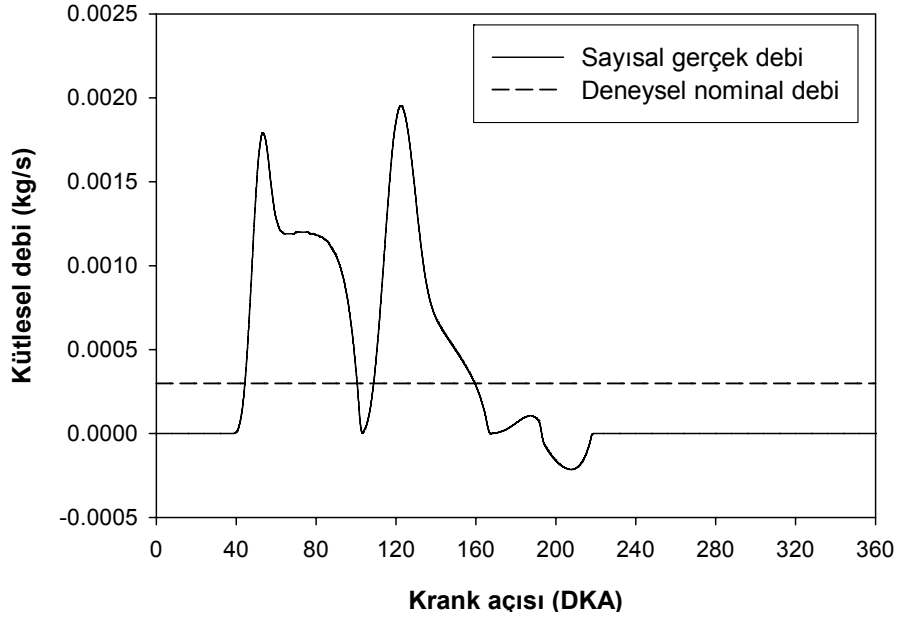
Sayısal ve deneysel olarak elde edilen valf deplasmanlarının karşılaştırılması Şekil 5.39'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, deneysel çalışmalar sırasında SG çıkış sinyalinde görülen bozulma nedeniyle deneysel olarak elde edilen mutlak değerlerden ziyade, sadece çıkış sinyalinin genel karakteri kullanılmıştır. Her ne

kadar zaman ekseninde bir kayma görülse de, valf yaprağının yaptığı iki büyük ve bir küçük açılıp kapanma hareketi sayısal olarak da hesaplanabilmektedir. Bu karşılaştırmanın değerlendirilmesinde dikkate alınması gereken bir nokta, deneysel durumda valf yaprağının kök kısmına yerleştirilen SG'in yarattığı ekstra katılık ve atalettir. Simülasyon sonuçlarında ise bu tür bir etki hesaba katılmamış, orijinal valf yaprağı olduğu gibi modellenmiştir.



Şekil 5.39 Sayısal ve deneysel olarak elde edilen valf deplasmanlarının karşılaştırılması

Kompresör simülasyon programı ile elde edilen sayısal sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılmasının yanı sıra, deneysel olarak tespit edilmesi mevcut teknoloji ile pek de mümkün olmayan emme safhası anlık kütleli debi değişiminin incelenmesinin yararlı olacağı düşünülmüştür. Şekil 5.40'da, sayısal gerçek durum olarak sunulan veriler, simülasyon programı ile valf yaprağının açılıp kapanmasına bağlı olarak elde edilen anlık debi değerlerini göstermektedir. Deneysel nominal debi değeri ise, kalorimetre testleri sırasında soğutma sistemine yerleştirilen kütleli debi ölçer ile ölçülen zaman ortalaması alınmış debiyi temsil etmektedir. Bu bağlamda, simülasyon sonucunda elde edilen debi değerlerinin zaman integralinin alınması, bir çevrim için ölçülen nominal kütleli debiyi % 1.9 hata ile vermektedir. Şekil 5.40'da görüleceği üzere, her ne kadar yüksek frekansta gerçekleşen bir proses olsa da, emme valf yaprağının hemen öncesindeki bölgedeki akış, sıkıştırma safhasında yaprağın kapalı olması ve emme safhasında da yaprağın bir yay gibi davranması nedeniyle açılıp kapanması sonucunda, pulsatif bir karakter göstermektedir. Bu tür bir akış çevrimsel olarak periyodik olmakla beraber, debideki değişimler tek bir salınım genliği ile karakterize edilemediğinden pulsatif terimi kullanılmıştır.



Şekil 5.40 Kompresör emme hattı çıkışında debi karakteri

5.4. Gelişmekte Olan Pulsatif Akışlarda Isı Transferinin Modellenmesi

Doktora tez çalışması kapsamında, kompresörlerde gerçekleşen zamana bağlı akış ve ısı transferinin kompresör performansına etkisinin araştırılması planlanmıştır. Bununla beraber, kompresörlerde kullanılan ve valf yaprağı öncesindeki akış hattını oluşturan emme susturucuları farklı geometrilerde olabildiği için, tez çalışması kapsamında genelleştirilebilen sonuçlara ulaşabilmek amacıyla, kompresör emme akış hattı birbirine paralel levhalardan oluşan bir kanal olarak ele alınmıştır. Şekil 5.40'da görüldüğü gibi, ele alınan kompresör modelindeki akış periyodik olmakla beraber, belirli bir genlik ile karakterize edilemediği için pulsatif olarak adlandırılmıştır. Ele alınan kompresör modelindeki pulsatif akış karakterinin de genelleştirilebilir olmaması nedeniyle, öncelikli olarak, belirli bir periyodun yanısıra belirli bir salınım genliği ile de karakterize edilebilen ve sinusoidal değişim gösteren salınımlı akışlar ele alınmıştır. Birbirine paralel levhalardan oluşan kanal içerisinde hem hidrodinamik, hem ısı olarak gelişmekte olan salınımlı laminar akışlar ile ilgili olarak literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmadığı için, tez çalışması kapsamında bu konuda da genelleştirilebilir sonuçlara ulaşılmaya çalışılmıştır. Tez çalışması kapsamında, birbirine paralel levhalardan oluşan kanal içerisinde hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan salınımlı veya pulsatif akışların sayısal çözümü için ayrı bir kod hazırlanmış olup; bu kodun oluşturulmasında kullanılan yayılım problemlerinin çözümü, periyodik yayılım problemleri, bilinen akış alanı için taşınım-yayılım probleminin çözümü ve son olarak laminar akış ve ısı transferi alanının çözülmesi ile ilgili çalışmalar alt bölümler halinde sunulmuştur.

5.4.1. Katı Cidarlarda Zamana Bağlı Isı İletimi

Hem sayısal çözüm yöntemi geliştirmek hem de emme hattını oluşturan katı cidarlarda zamana bağlı ısı iletiminin etkilerini incelemek amacıyla, öncelikli olarak bir boyutlu zamana bağlı ısı iletimi problemi ele alınmıştır.

Sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletiminin genel denklemi:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) + S = 0 \quad (5.77)$$

eşitliği ile verilmektedir. Bu eşitlikte:

x : Eksenel koordinat, (m)

k : Isıl iletkenlik, (W/m.K)

T : Sıcaklık, (K)

S : Birim hacimdeki ısı enerji üretimi, (W/m)

olarak tanımlanmıştır. Bu eşitliğin sonlu hacimler tekniği ile sayısal olarak çözülmesi ile ilgili detaylar literatürde verilmiştir [96, 97]. (5.77) eşitliğinin Şekil 5.41’de sunulan geometri kullanılarak integre edilmesi, kesit alanının sabit olduğunun kabul edilmesi ve kontrol hacmi sınırındaki sıcaklık gradyeninin tanımlanmasında, düğüm noktaları arasında lineer bir sıcaklık değişimi olduğunun kabul edilmesi ile şu cebirsel eşitliğe ulaşılabilir:

$$k_e A \frac{T_E - T_P}{\Delta x} - k_w A \frac{T_P - T_W}{\Delta x} + \bar{S} A \Delta x = 0 \quad (5.78)$$

Kaynak teriminin, bağımlı değişken olan sıcaklığın bir fonksiyonu olması durumunda, gerekli matematiksel işlemlerden sonra şu denklem takımına ulaşılabilir [96, 97]:

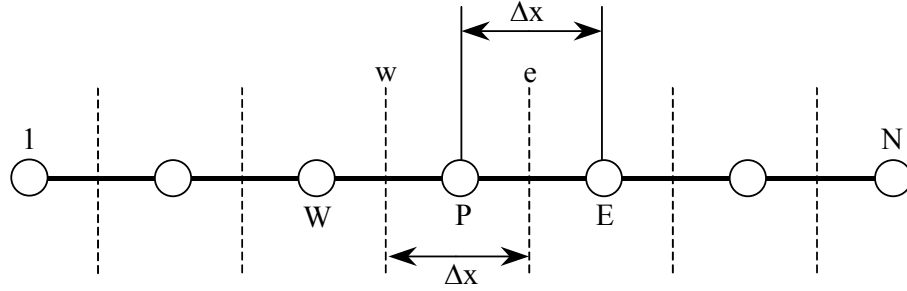
$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + b \quad (5.79)$$

$$a_E = \frac{k_e A}{\Delta x}, \quad a_W = \frac{k_w A}{\Delta x}, \quad a_P = a_E + a_W - S_P A \Delta x, \quad b = S_C A \Delta x \quad (5.80)$$

Bu eşitliklerde, a_P , a_E ve a_W komşu düğüm noktalarının katsayılarını, T_P , T_E ve T_W komşu düğüm noktalarının sıcaklıklarını ve k_e ve k_w ilgili arayüzlerdeki ısı iletkenliği göstermektedir.

Elde edilen cebrik denklemlerin çözümünde Thomas algoritması veya TDMA (TriDiagonal Matrix Algorithm) olarak adlandırılan yöntem kullanılmış [96, 97],

sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletimi problemlerinin çözümü için, *Compaq Visual Fortran 6.6* kullanılarak bir kod hazırlanmıştır. Compaq Visual Fortran, uluslararası standart ISO/IEC 1539-1:1996 ile eşdeğer olan *American National Standard Fortran 95* (ANSI X3J3/96-007) dilini uygulayan ve profesyonel sürümlerinde yaklaşık bin adet matematiksel ve istatistiksel fonksiyon içeren bir programlama platformudur.

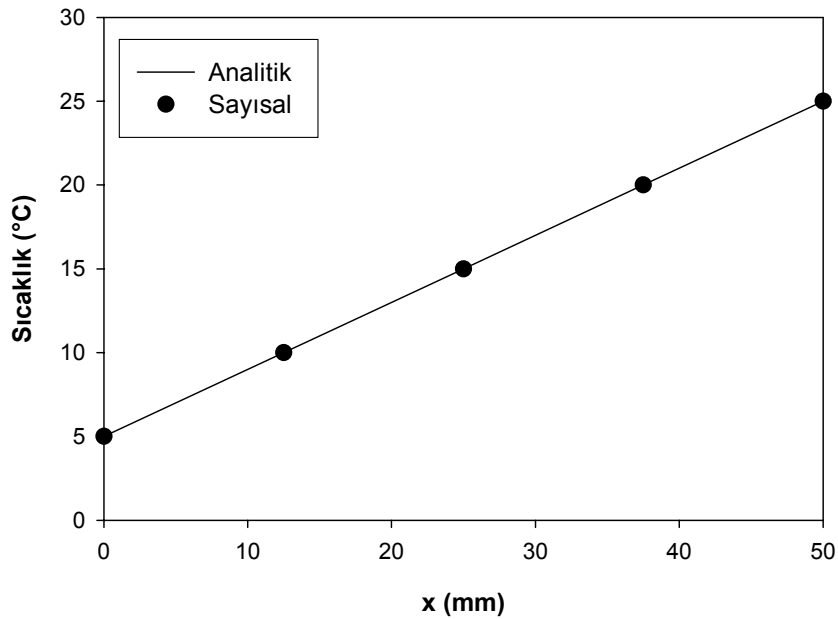


Şekil 5.41 Yayılım probleminin çözümü için geometrinin sonlu hacimlere bölünmesi [96, 97]

Hazırlanan kodun özellikle algoritmik hatalara karşı doğrulanması amacıyla, iki sınırındaki sıcaklık değerleri T_1 ve T_N olan düzlem duvar problemi çözülmüştür. Bilindiği üzere bu tür bir problemde sıcaklık dağılımı:

$$T(x) = \frac{T_N - T_1}{L} x + T_1 \quad (5.81)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir. Isıl iletkenliği 0.02 W/m.K , yüzey alanı 0.5 m^2 ve uzunluğu 5 cm olan bir düzlem duvarın iki sınırının 5 ve 25°C olması durumu için elde edilen analitik ve sayısal çözümlerin karşılaştırılması Şekil 5.42’de sunulmuştur.



Şekil 5.42 Bir boyutlu yayılım problemi için analitik ve sayısal çözümlerin karşılaştırılması

Şekil 5.42'den de görüleceği üzere, analitik ve sayısal çözümler arasındaki uyum tamdır. Bu bağlamda, hazırlanan kodun programlama açısından da test edilmesi sağlanmıştır. Sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletimi problemlerinin ele alınmasından sonra, kompresör emme hattını oluşturan dış cidarların bir boyutlu ve zamana bağlı olarak modellenmesi ile zamana bağlı ısı transferinin katı cidar sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bir boyutlu zamana bağlı ısı iletimi denklemi:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \quad (5.82)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemin bir kontrol hacmi ve $t - t + \Delta t$ zaman aralığı için integre edilmesi; zamana bağlı terimin integre edilmesinde, düğüm noktasındaki sıcaklık değerinin tüm kontrol hacminde sabit olduğunun kabul edilmesi, tam implisit şemanın [96, 97] benimsenmesi ve kullanılması ile, ısı akısı ve taşınım ile ısı geçişi sınır şartlarını içeren düğüm noktaları için ayrılaştırılmış denklem takımları şu şekilde yazılabilir:

$$a_B T_B = a_I T_I + b, \quad a_I = \frac{k_i}{\Delta x}, \quad a_B^0 = \frac{\rho c_p \Delta x}{2 \Delta t}, \quad a_B = a_B^0 + a_I - S_p \frac{\Delta x}{2} \quad (5.83)$$

$$b = a_B^0 T_B^0 + q_B + S_C \frac{\Delta x}{2}$$

$$a_B T_B = a_I T_I + b, \quad a_I = \frac{k_i}{\Delta x}, \quad a_B^0 = \frac{\rho c_p \Delta x}{2 \Delta t}, \quad a_B = a_B^0 + a_I + h - S_p \frac{\Delta x}{2} \quad (5.84)$$

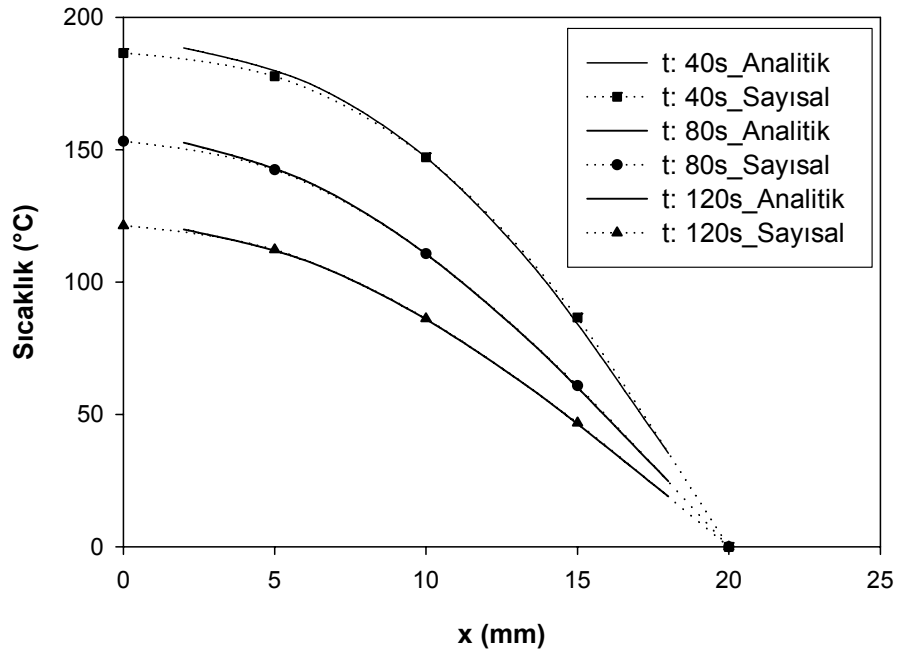
$$b = a_B^0 T_B^0 + h T_f + S_C \frac{\Delta x}{2}$$

Bir boyutlu zamana bağlı ısı iletiminin sayısal olarak çözülebilmesi için yapılan bu çalışmalardan sonra, bir önceki bölümde kullanılan hesap kodu üzerinde ilgili değişiklikler yapılarak, bu tür problemlerin sayısal olarak çözülebilir hale getirilmesi sağlanmıştır. Sınır şartlarının öncelikli olarak sinusoidal olarak değiştiği kabul edilmiş olup, hazırlanan kod içerisinde sıcaklık, ısı akısı veya taşınım ile ısı transferi sınır şartları için ilgili parametreler şu eşitliğe göre girilebilmektedir:

$$T = \bar{T} + T_A \times \sin(\omega t) \quad (5.85)$$

Hazırlanan simülasyon kodunun doğrulanabilmesi için literatürde bulunan problemlerden birisi ele alınmıştır [97]. Kalınlığı 2 cm olan bir levhanın başlangıç

sıcaklığı 200°C olup, levhanın sağ tarafının sıcaklığı aniden 0°C sıcaklığa düşürülmektedir. Sol tarafı yalıtılmış olan levhanın ısı iletkenliği 10 W/m.K yoğunluk ve özgül ısı çarpımı ise $10 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ olarak verilmiştir. Bu problemin kapalı form çözümü de ilgili referansta verilmiş olup, üç farklı zaman için zaman adımının 2 s alınması ile elde edilen sıcaklık değerlerinin analitik sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 5.43’de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, zaman adımı olarak 2 saniyenin kullanılması durumunda oldukça hassas sonuçlar elde edilmiştir. İlgili referansta kullanılan düğüm noktası yerleşimi ile bu çalışmada kullanılan düğüm noktası yerleşiminin farklı olduğu belirtilmelidir.



Şekil 5.43 Üç farklı zaman için sayısal ve analitik sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması

Kompresör emme hattındaki zamana bağlı akış nedeniyle hem akışkan sıcaklığının hem de ısı taşınım katsayısının değeri zamanla değişebilmektedir. Bu bağlamda, emme hattındaki gaz sıcaklığının periyodik olarak değişmesinin, katı cidardaki sıcaklık dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Zamana bağlı ısı transferi problemlerinde önem kazanan parametrelerden birisi bilindiği üzere Biot sayısıdır:

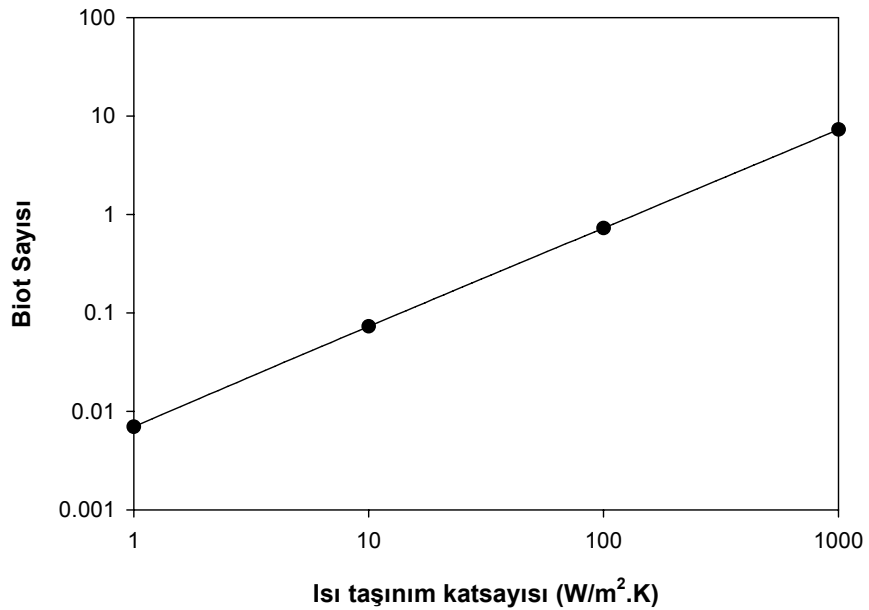
$$Bi = \frac{hL}{k} \quad (5.86)$$

(5.86) eşitliği ile tanımlanan Biot sayısının farklı ısı taşınım katsayısı değerleri ile değişimi Şekil 5.44’de sunulmuştur. Bu değerlerin hesaplanmasında karakteristik uzunluk, taşınım ile ısı transferi tek yüzeyden tanımlandığı için emme hattının katı cidar uzunluğu olan 1.75 mm, malzemenin ısı iletkenliği ise 0.24 W/m.K olarak alınmıştır. Şekil 5.44’den görüleceği üzere, katı cidar içindeki sıcaklık gradyanının

önemini kaybettiği Biot sayısı değeri olan 0.1 [98], yaklaşık olarak $14 \text{ W/m}^2.\text{K}$ ısı taşınım katsayısına denk gelmektedir. Isı taşınım katsayısının daha yüksek değerler alması durumunda katı cidardaki sıcaklık gradyeninin araştırılması anlamlı olacaktır. Bu bağlamda, periyodik olarak değişen soğutucu akışkan sıcaklık sınır şartı için katı cidardaki sıcaklık gradyeninin ve bir çevrim içindeki toplam ısı transferinin hesaplanması için Tablo 5.10'da sunulan simülasyon matrisi oluşturulmuştur.

Tablo 5.10 Emme hattı katı cidarında zamana bağlı ısı transferi için simülasyon matrisi

No:	$h \text{ (W/m}^2.\text{K)}$	Bi	$f \text{ (Hz)}$	$\Delta t \text{ (s)}$
1	137.1	1	0.4	0.125
2	137.1	1	2.0	0.025
3	137.1	1	10.0	0.005
4	685.7	5	2.0	0.025
5	685.7	5	10.0	0.005
6	685.7	5	50.0	0.001
7	1371.4	10	4.0	0.0125
8	1371.4	10	20.0	0.0025
9	1371.4	10	100.0	0.0005



Şekil 5.44 Susturucu katı cidarı için Biot sayısının ısı taşınım katsayısı ile değişimi

Bu simülasyonlarda, emme hattı ile ilgili parametreler olan ısı iletkenlik, ısı transferi yüzey alanı, katı cidar kalınlığı, yoğunluk ve özgül ısı değerleri sabit tutulmuş olup şu değerler geçerlidir:

$$k=0.24 \text{ W / m}^2\text{K}$$

$$A=0.012895 \text{ m}^2$$

$$L=0.00175 \text{ m}$$

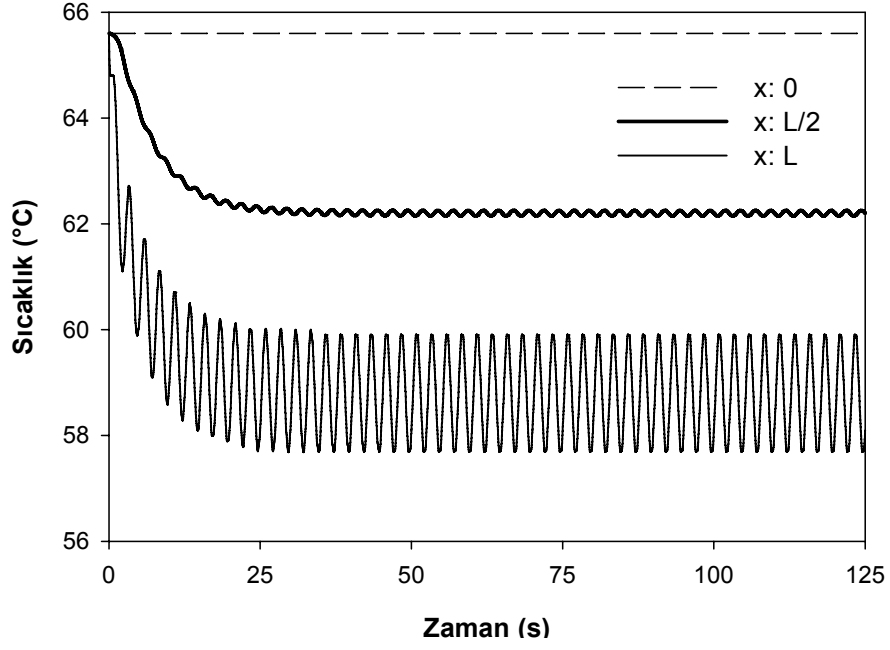
$$\rho=1630 \text{ kg / m}^3$$

$$c = 1200 \text{ J / kg.K}$$

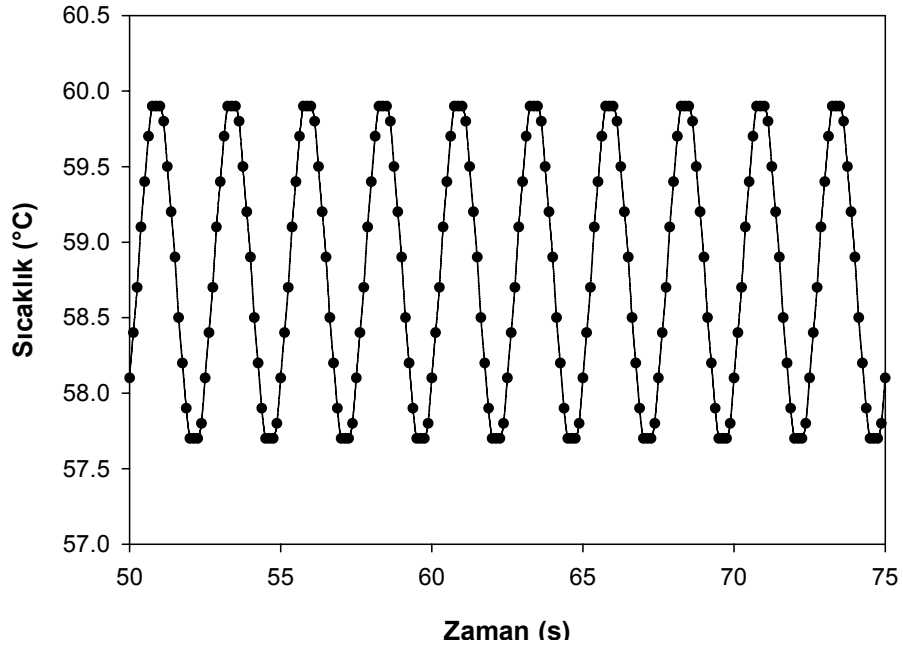
Simülasyonların yapılmasında, sabit olduğu kabul edilen bir diğer parametre ortalama soğutkan sıcaklığı ve sıcaklık salınımıdır. Bu değerler sırasıyla 52°C ve 10°C olarak alınmış olup her ne kadar kompresör dönme hızı 50 Hz civarında olsa da, bu parametrenin etkisinin araştırılabilmesi için salınım frekansı bir değişken olarak seçilmiştir.

Tablo 5.10'dan da görüleceği üzere, 3 farklı ısı taşınım katsayısı için Biot sayısı da üç farklı değer almaktadır. Seçilen simülasyon matrisinde frekans 0.4-100 Hz (24-6000 rpm) aralığında değişmektedir. Tablonun son kolonunda ise simülasyonda kullanılan zaman adımı değerleri verilmiş olup, zaman adımı periyodun yirmide biri olarak seçilmiştir. Çok yüksek frekanslara çıkıldıkça 0.5 ms mertebesinde zaman adımı kullanmak gerekmektedir.

Yapılan ilk simülasyonda 11 adet düğüm noktası kullanılmış olup çevrimsel sürekli rejimin yakalandığından emin olmak için simülasyon zamanı salınım periyodunun elli katı olarak, 125 s, seçilmiştir. Bu simülasyon için elde edilen sıcaklık değerlerinin, emme hattı katı cidarının sabit sıcaklıkta olan sol sınırı ($x=0$), orta noktası ve soğutkanla temasta olan sağ sınırı için zamanla değişimi Şekil 5.45'de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere, ısı taşınım katsayısının ve frekansın göreceli olarak düşük değerlerinde, emme hattının soğutkanı gören yüzü $\pm 1^\circ\text{C}$ 'lık salınımlar yapmakta, katı cidarın orta noktasına gelindiğinde ise, bu salınımlar neredeyse tamamen sönümlenmektedir. Susturucunun soğutkanı gören sınırı için 50 – 75 saniye arasında sıcaklık değerlerinin değişimi Şekil 5.46'da verilmiştir. Her ne kadar bu şekilden çevrimsel olarak sürekli rejimin sağlandığı görülse de, bu koşulun yerine geldiğinden emin olmak için bir salınım boyunca soğutkana aktarılan ısı enerjisinin hesaplanmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Bu bağlamda, yapılan ilk simülasyon için elde edilen ısı akısı değerlerinin zamanla değişimi Şekil 5.47'de sunulmuştur.



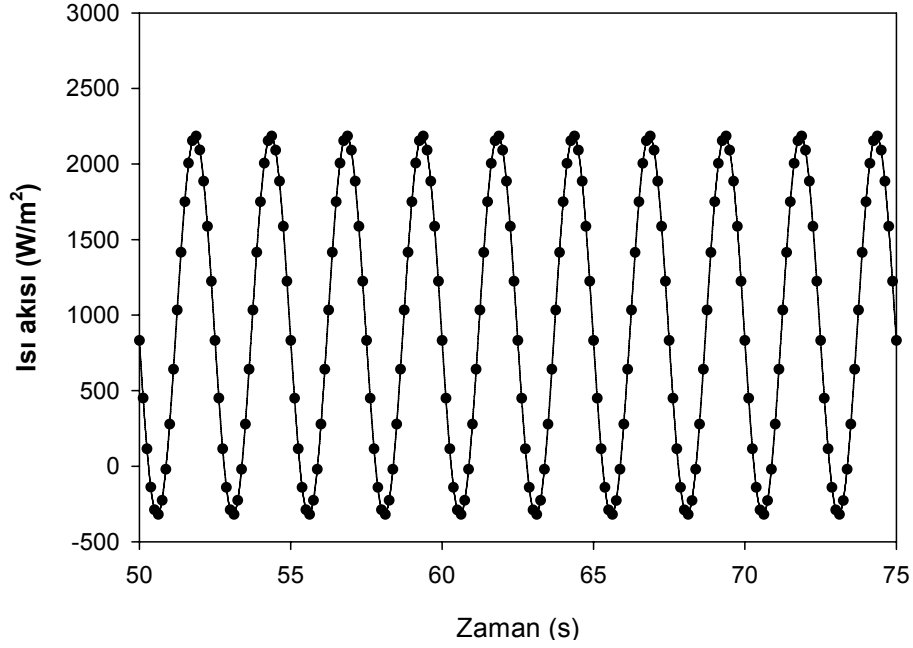
Şekil 5.45 Simülasyon 1 için farklı kesitlerde sıcaklık değişimi (Bi:1, f:0.4)



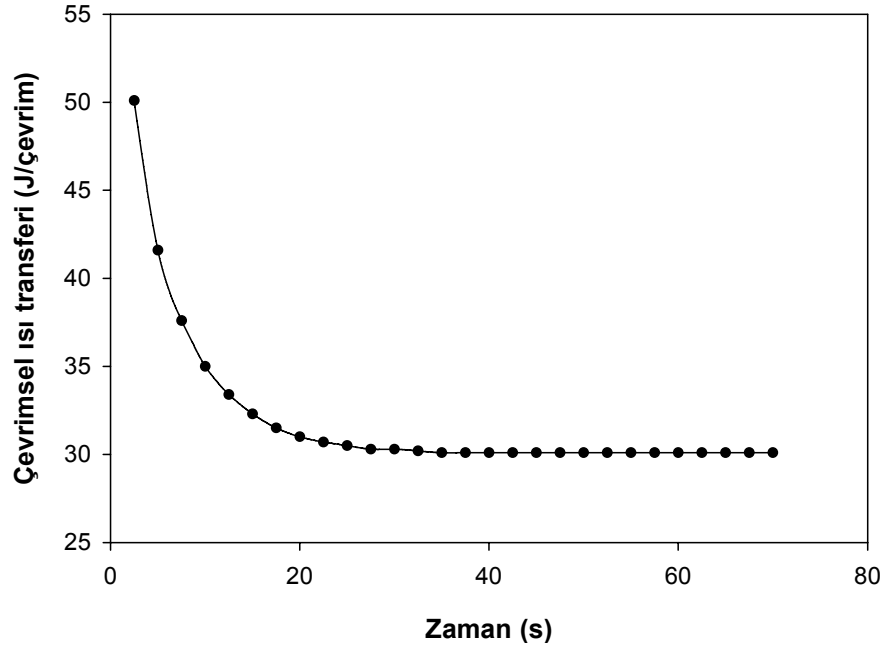
Şekil 5.46 Simülasyon 1 için emme hattı katı cidarında sıcaklığın zamanla değişimi (Bi:1, f:0.4, x:L)

Şekil 5.47’de sunulan ısı akısı değerlerine dikkat edilecek olursa, emme hattı yüzeyinde gerçekleşen ısı transferinde anlık olarak 2.2 kW/m^2 ısı akısı değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Bir diğer ilginç nokta, çevrimin kısa bir bölümünde ısı akısının yön değiştirerek soğutkanın cidardan aldığı ısı enerjisinin bir kısmını geri vermesidir. Ortalama soğutkan sıcaklığı 52°C , salınım değeri ise 10°C alındığından, çok kısa süreler için soğutkan sıcaklığı emme hattı cidar sıcaklığının üzerine çıkmaktadır. Isı akısının hesaplanmasında Newton’un soğuma kanunundan

yararlanılmış olup sıcaklık farkının belirlenmesinde anlık olarak hesaplanan soğutkan sıcaklığı ile emme hattı katı cidar sıcaklığı esas alınmıştır. Her bir çevrim için ısı akısının toplam yüzey alanı ile çarpıldıktan sonra zamana bağlı olarak integre edilmesiyle elde edilen toplam ısı transferinin değişimi ise Şekil 5.48'de sunulmuştur.



Şekil 5.47 Isı akısının çevrimsel olarak değişimi (Bi=1, f:0.4)



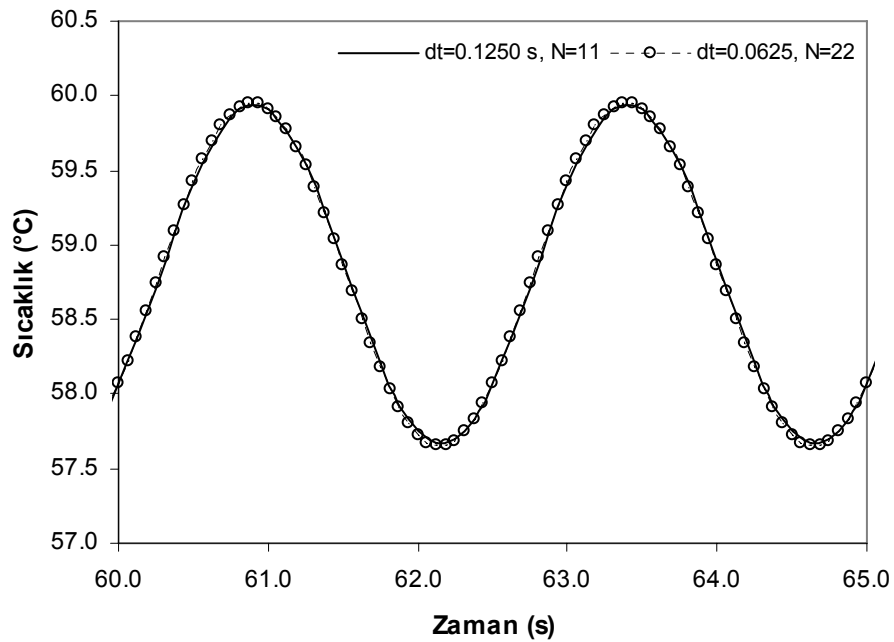
Şekil 5.48 Çevrimsel ısı transferinin zamanla değişimi

Şekil 5.48'den görüleceği üzere, 70. saniye civarında, 28 çevrim sonra, yakınsama tam olarak sağlanmakta ve ardarda hesaplanan iki ısı transferi arasındaki fark

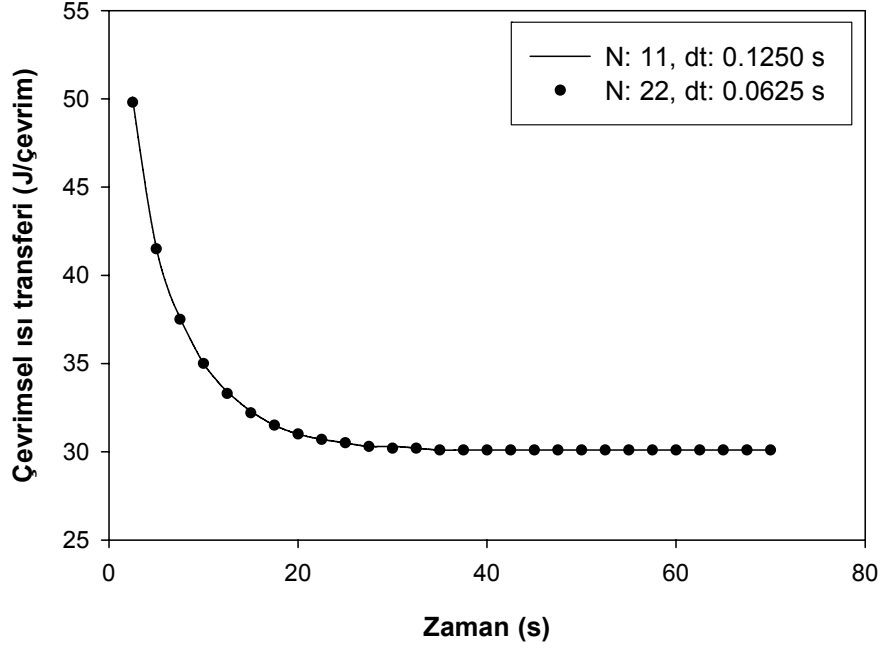
$$e = \frac{(Q^t - Q^{t-1})}{Q^{t-1}} < 1 \times 10^{-4} \quad (5.87)$$

mertebeğine inmektedir. Çözüm yönteminin ağ yapısından ve zaman adımından bağımsız olup olmadığını kontrol etmek için, ilk simülasyonda 11 olarak belirlenen düğüm noktası sayısı 22, 0.125 s olarak belirlenen zaman adımı ise 0.0625 s alınarak aynı simülasyon tekrar edilmiştir. Bu simülasyon sonucunda elde edilen cidar sıcaklığının zamanla değişimi Şekil 5.49'da gösterilmiş olup, şekilden de görüleceği üzere sıcaklıkların hesabı her iki düğüm noktası yoğunluğu için oldukça hassastır. Çevrimsel olarak akışkana aktarılan ısı enerjisinin değişimi ise Şekil 5.50'de verilmiştir. Bu şekilden de her iki düğüm noktası yoğunluğunun birbirine oldukça yakın değerler verdiği görülmektedir. İki farklı ağ yapısı ve zaman adımı ile hesaplanan çevrimsel ısı transferi değerleri arasındaki farkın, daha büyük zaman adımı kullanılarak hesaplanan değere oranı 1×10^{-4} 'ten küçük olduğu için, 11 adet düğüm noktası kullanılmasına ve zaman adımının, periyodun yirmide biri olmasına karar verilmiştir.

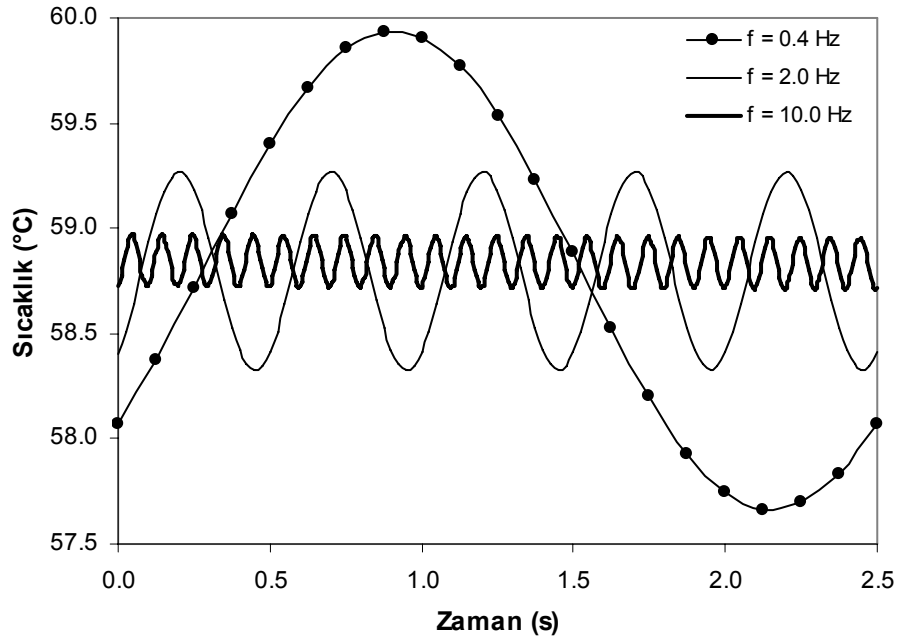
Tablo 5.10'da sunulan ve Biot sayısının bire eşit olduğu durum için 3 farklı salınım frekansında yapılan simülasyon sonucunda, emme hattının soğutkanı gören sınırındaki düğüm noktasının sıcaklığının zamanla değişimi, çevrimsel sürekli rejim hali için Şekil 5.51'de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere, emme hattı içerisindeki soğutkan sıcaklığının salınım frekansı arttıkça, bu yüzeyi gören düğüm noktasının sıcaklık salınımı azalmaktadır.



Şekil 5.49 Ağ yapısı ve zaman adımının cidardaki sıcaklık hesabına etkisi



Şekil 5.50 Ağ yapısı ve zaman adımının çevrimsel ısı transferine etkisi



Şekil 5.51 Üç farklı salınım frekansı için katı cidarda sıcaklık salınımı (Bi:1)

Şekil 5.51’de görüleceği üzere, 0.4 Hz için $\pm 1.1^{\circ}\text{C}$ mertebesinde olan sıcaklık salınımı, 2.0 ve 10.0 Hz değerleri için sırasıyla $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ve $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ değerine inmektedir. Beklendiği üzere, diğer tüm şartlar sabit olmak üzere akışkanın sıcaklık salınım frekansının artırılması, katı cidar içerisindeki sıcaklık salınımlarını azaltmakta ve frekans sonsuza yaklaştıkça sürekli rejim haline ulaşılmaktadır.

Isı transferi değerlendirmeleri açısından önemli olan bir nokta, üç farklı frekans değeri için elde edilen ortalama ısı transferi olup, bu değerlerin hesaplanmasında

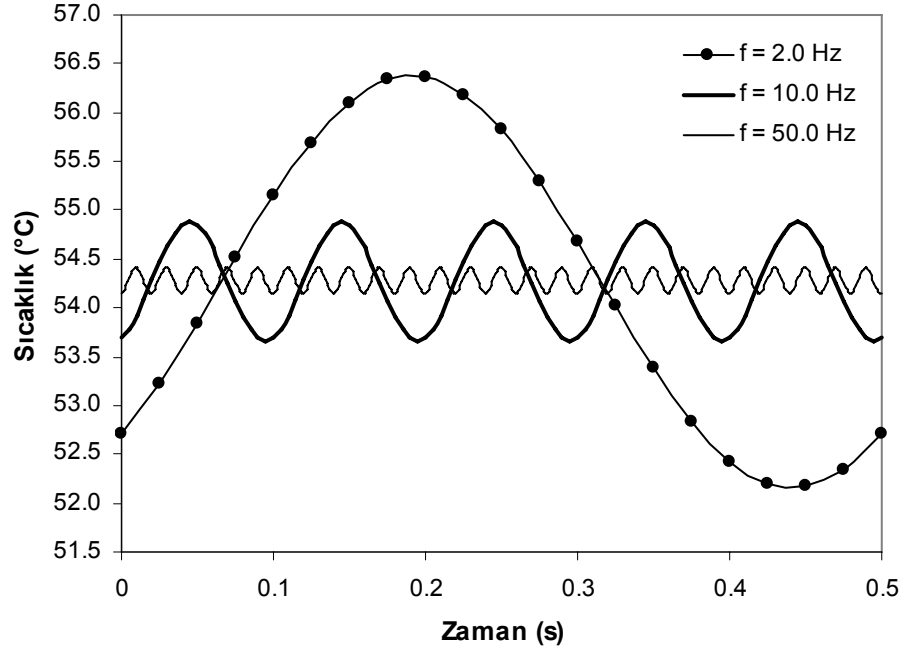
(5.88) eşitliğinden faydalanılmış olup, eşitlikteki integralin hesaplanmasında trapezoidal kuralından yararlanılmıştır:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} Q dt \quad (5.88)$$

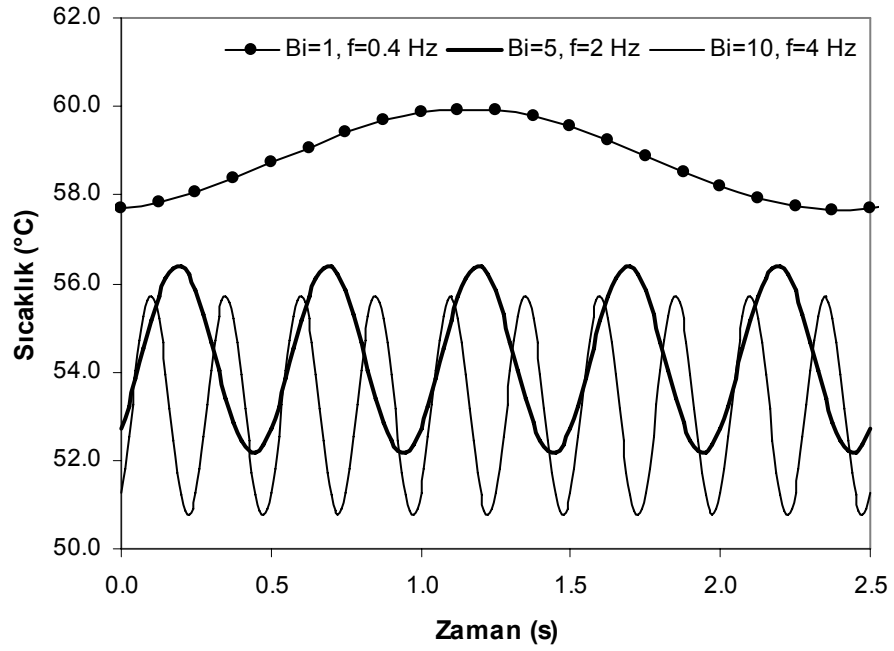
Üç farklı frekans için bu eşitlik ile hesaplanan ısı transferi değerleri sırasıyla 12.024, 12.018 ve 12.080 W olup, bu değerler 12.025 W olan sürekli rejim değerine, sayısal hatalar nedeniyle kaynaklanabilecek % 0.5 mertebesindeki fark dahilinde eşittir.

Biot sayısının 1 değeri için yapılan simülasyonlardan sonra, Biot sayısını 5 değerine çıkaran 685.7 W/m².K değerindeki ısı taşınım katsayısı için de 3 farklı salınım frekansı için simülasyonlar tekrarlanmıştır. Bu simülasyonlarda elde edilen emme hattı cidar sıcaklığı salınımının çevrimsel olarak sürekli rejimde zamanla değişimi Şekil 5.52’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere yüksek sayılabilecek bir ısı taşınım katsayısı değeri için, 2 Hz gibi düşük bir frekansta $\pm 2.25^\circ\text{C}$ mertebesinde salınımlar meydana gelebilmektedir. Frekans arttırıldığında ise, Biot sayısının 1 olduğu duruma benzer olarak, sıcaklık salınımlarının genliği azalmakta ve kompresör frekansı olan 50 Hz için bu değer ihmal edilebilir mertebeye inmektedir. Yapılan bu analiz sonucunda, emme hattı içerisindeki zamana bağlı akışın çözümlenmesi sırasında, katı cidar sıcaklığının sabit alınabileceği sonucuna ulaşılmıştır. Biot sayısının 5 olarak alınması durumunda 2, 10 ve 50 Hz frekanslarında yapılan simülasyonlarda elde edilen çevrimsel ısı transferi değerleri sırasıyla 20.04, 20.06 ve 20.16 W olup, bu değerler 20.04 olan sürekli rejim çevrimsel ısı transferi ile uyushmaktadır.

Biot sayısının 1, 5 ve 10 olması durumlarında farklı salınım frekanslarında elde edilen sıcaklık salınımlarının zamanla değişimi Şekil 5.53’de sunulmuştur. Şekilden de görüleceği üzere ısı taşınım katsayısının ve dolayısıyla Biot sayısının arttırılması, ortalama cidar sıcaklığını azaltmaktadır. Biot sayısının 10 olması durumu için elde edilen çevrimsel ortalama ısı transferi değeri 21.9 W olarak hesaplanmış olup bu değer de, 21.86 W olan sürekli rejim ısı transferi değeri ile uyum içerisinde. Burada dikkat çeken bir nokta, ısı taşınım katsayısının 685.7 W/m².K değerinden iki katına çıkarılması, çevrimsel rejimdeki ortalama ısı transferi değerini 20.04 W değerinden sadece % 10 arttırarak 21.9 W değerine çıkarmaktadır. Bu bağlamda ısı taşınım katsayısının 700 W/m².K değerinden büyük olması durumunun, katı cidarın ısı direnci nedeniyle önemsiz olduğu söylenebilir.



Şekil 5.52 Emme hattı katı cidarındaki sıcaklığın zamanla değişimi (Bi:5)



Şekil 5.53 Biot sayısının sıcaklık salınımları üzerindeki etkisi

5.4.2. Sürekli Rejimde Gelişmekte Olan Akışlar

Bu bölümde, doktora tez çalışması kapsamında pulsatif akışların incelenmesi amacıyla geliştirilen sayısal simülasyon modelinin ikinci basamağını oluşturan, sürekli rejimdeki laminar akışların hidrodinamik ve ısıl açıdan modellenmesi ile ilgili çalışmalar sunulmuştur.

5.4.2.1. Isıl olarak gelişmekte olan bölge

Sürekli rejimdeki laminar akışların sayısal simülasyonunun yapılmasından önce, taşınım-yayılım problemlerinin ele alınmasının ve paralel levhalardan oluşan kanallar içerisinde ısı olarak gelişmekte olan bölgenin incelenmesinin yararlı olacağı düşünülmüştür.

Bilindiği üzere, sıcaklık dağılımının bulunması için enerji denkleminin çözümü, hız alanının önceden biliniyor olması durumunda bir yayılım-taşınım problemi olarak ele alınabilmektedir [96, 97]. İki boyutlu durumun incelenmesine geçmeden önce bir boyutlu durum için sunulan bazı çözüm şemaları üzerinde durulmuştur.

Bir boyutlu akış için herhangi bir parametrenin korunum denklemi

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (5.89)$$

ve süreklilik denklemi

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \Rightarrow \rho u = \text{sabit} \quad (5.90)$$

olarak yazılabilmektedir. Bu eşitliklerde:

x : Eksenel koordinat,

ρ : Yoğunluk,

u : Eksenel hız,

ϕ : Korunum denkleminde genel bağımlı değişken,

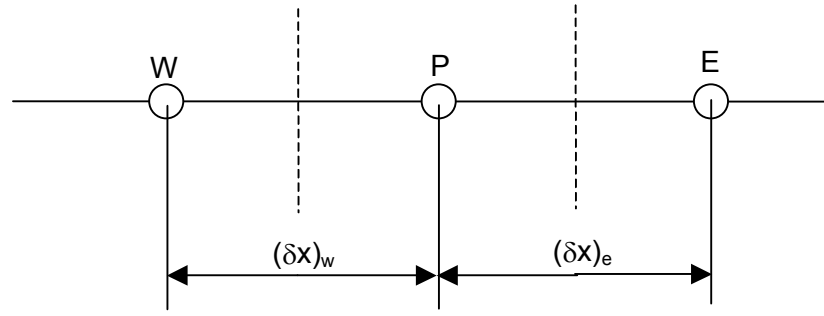
Γ : Korunum denkleminde yayılım katsayısı,

olarak tanımlanmıştır. Şekil 5.54'de sunulan kontrol hacmi için (5.89) denkleminin integre edilmesi ve ϕ genel değişkeninin sınırlardaki değerinin hesaplanması için doğrusal interpolasyon yapılması durumunda:

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (5.91)$$

$$\frac{1}{2}(\rho u)_e (\phi_E + \phi_P) - \frac{1}{2}(\rho u)_w (\phi_P + \phi_W) = \frac{\Gamma_e (\phi_E - \phi_P)}{(\delta x)_e} - \frac{\Gamma_w (\phi_P - \phi_W)}{(\delta x)_w} \quad (5.92)$$

elde edilebilir [96]. Bu eşitliklerde “e” ve “w” alt indisleri ilgili sınırlardaki ve E, P ve W alt indisleri ilgili düğüm noktalarındaki değerleri temsil etmektedir.



Şekil 5.54 Kontrol hacmi için sınır ve boyutların belirlenmesi

(5.92) eşitliğinin daha kompakt bir biçimde yazılabilmesi için iki yeni değişken şu şekilde tanımlanmıştır [96]:

$$F = \rho u, \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (5.93)$$

Bu eşitliklerden de anlaşılacağı üzere F taşınımın gücünü, D ise yayılımın gücünü belirtmektedir. Yayılım katsayısı ve δx her zaman pozitif olacağı için D terimi de her zaman pozitif olmakla beraber, akışın yönüne göre F terimi pozitif veya negatif olabilmektedir [96]. Bu yeni tanımların (5.92) eşitliğinde yerleştirilmesi ve gerekli matematiksel işlemlerin yapılması sonrasında elde edilecek cebrik denklem takımı şu şekilde verilmiştir [96]:

$$\begin{aligned} a_P \phi_P &= a_E \phi_E + a_W \phi_W \\ a_E &= D_e - \frac{F_e}{2}, \quad a_W = D_w + \frac{F_w}{2} \\ a_P &= D_e + \frac{F_e}{2} + D_w - \frac{F_w}{2} = a_E + a_W + (F_e - F_w) \end{aligned} \quad (5.94)$$

Süreklilik denklemi gereğince a_P katsayısının tanımında yer alan son terim sıfır olacağı için, seçilen kontrol hacminin katsayısının komşu hacimlerin katsayılarının toplamı olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır. D_e ve D_w terimlerinin bire, F_e ve F_w terimlerinin ise dörde eşit olması ve ϕ_E ve ϕ_W terimlerinin sırasıyla 200 ve 100 olması durumunda ϕ_P teriminin değeri pek gerçekçi olmayan bir şekilde 50 olarak hesaplanmıştır [96]. Bu durum temel olarak taşınımın gücünü gösteren F parametresinin mutlak değerinin, yayılım parametresinin iki katını aşması durumlarında katsayıların bazılarının negatif olmasından kaynaklanmaktadır [96]. Bu durumun önüne geçilebilmesi ve gerçekçi çözümlerin elde edilebilmesi için önerilen farklı şemalar ilgili çalışmalarda sunulmuştur [96, 97]. Yayılım teriminin formülasyonunun değişmediği; bununla beraber herhangi bir düğüm noktasındaki ϕ teriminin akışın üst tarafındaki değere eşit olduğunun kabul edilmesiyle oluşturulan

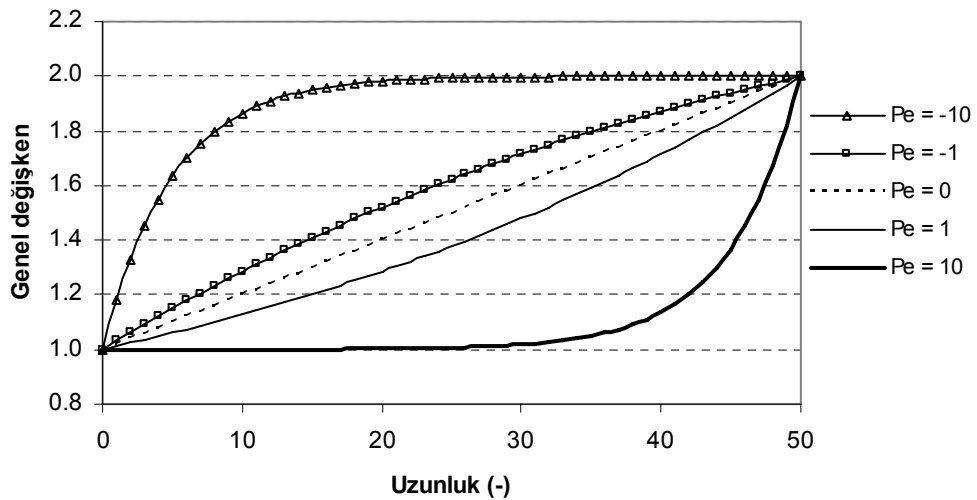
“upwind” şeması, bir boyutlu durum için analitik çözümün Peclet sayısına bağlı olarak elde edilmesi, analitik olarak elde edilen çözümü tam olarak yansıtacak olan eksponensiyel şema, Peclet sayısının mutlak değerinin ikiden küçük olması durumunda interpolasyon için merkezi farkları kullanan ama ikiden büyük Peclet sayısı değerleri için “upwind” şemasını kullanan hibrit şema ve son olarak hassasiyeti eksponensiyel şema ile oldukça benzer olan “power law” şeması ile ilgili detaylı bilgiler ilgili çalışmalarda bulunabilir [96, 97]. Doktora tez çalışması kapsamında sadece bu durumun temellerinin anlaşılabilmesi için, ϕ genel değişkeninin kontrol hacmi içerisindeki değişimi analitik çözüme göre elde edilerek Şekil 5.55’de sunulmuştur. Peclet sayısı

$$Pe = \frac{\rho u L}{\Gamma} = \frac{F}{D} \quad (5.95)$$

olmak üzere bir boyutlu durum için analitik çözüm

$$\frac{\phi - \phi_0}{\phi_L - \phi_0} = \frac{\exp(Pe x / L) - 1}{\exp(Pe) - 1} \quad (5.96)$$

eşitliği ile verilmiştir [96]. Şekil 5.55 incelenecek olursa, genel değişkenin eksen başlangıcındaki değeri 1, eksen sonundaki değeri ise 2 olarak alınmış ve farklı Pe sayıları için analitik çözüme dayanarak genel değişkenin dağılımı elde edilmiştir. Bu şekilden de görüleceği üzere, Pe sayısının sıfır olması durumunda akış olmadığı için yayılım-taşınım problemi sadece yayılım problemine indirgenmekte ve değişken dağılımı doğrusal olmaktadır. Akışın pozitif yönde olması durumunda kontrol hacmindeki genel değişkenin değeri akışın üst bölgesindeki değerden daha fazla etkilenmektedir.



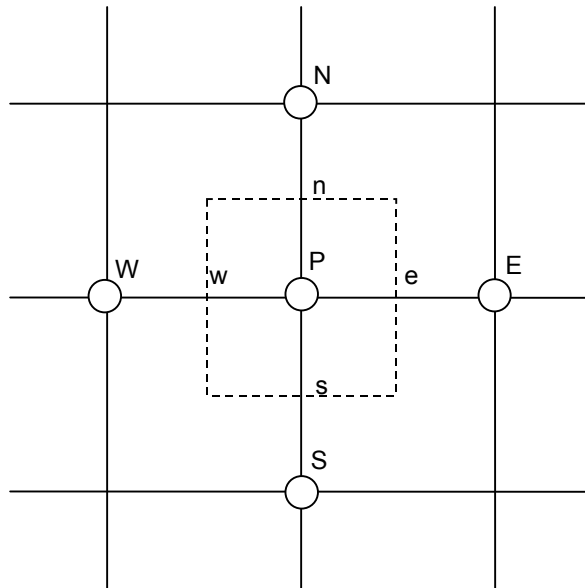
Şekil 5.55 Genel değişkenin farklı Pe sayıları için eksenel yöndeki değişimi

Küçük Pe sayıları haricinde değişim doğrusal olmaktan uzak olduğu için merkezi farklar yöntemindeki gibi doğrusal interpolasyon yapmak hatalı olmaktadır. “Upwind” şemasında akışın üst tarafındaki değer kullanılması iyi bir yaklaşım olmakla beraber küçük Pe sayıları için bu şema da hatalı olmaktadır [96]. Bu tür hataları önlemek ve aynı zamanda hesaplama zamanını çok fazla arttırmamak için önerilen “power law” şeması ile elde edilen denklem takımı şu şekilde verilmiştir [96]:

$$\begin{aligned}
 a_p \phi_p &= a_e \phi_e + a_w \phi_w \\
 a_e &= D_e A(P_e) + \|-F_e, 0\| \\
 a_w &= D_w A(P_w) + \|F_w, 0\| \\
 a_p &= a_e + a_w + (F_e - F_w) \\
 A(P) &= \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\|
 \end{aligned} \tag{5.97}$$

Bu denklem takımındaki çift çizgi ile belirtilen işlem, çift çizgiler arasında kalan iki değerden büyüğünün alınmasını tanımlamaktadır.

Bu formülasyonun iki boyutlu durumlar için elde edilmesi Şekil 5.56’da sunulan tanımlar üzerinden yürütülmüştür.



Şekil 5.56 İki boyutlu durumlar için taşınım-yayılım probleminin geometrisi

Formülasyonun detayları ilgili çalışmada [96] verilmiş olup, elde edilen cebrik denklem takımı (5.98-104) eşitlikleri ile sunulmuştur.

$$a_p \phi_p = a_e \phi_e + a_w \phi_w + a_n \phi_n + a_s \phi_s + b \tag{5.98}$$

$$a_e = D_e A(P_e) + \|-F_e, 0\| \tag{5.99}$$

$$a_w = D_w A(|Pe_w|) + \|F_w, 0\| \quad (5.100)$$

$$a_n = D_n A(|Pe_n|) + \|-F_n, 0\| \quad (5.101)$$

$$a_s = D_s A(|Pe_s|) + \|F_s, 0\| \quad (5.102)$$

$$a_p^0 = \frac{\rho_p^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t}, \quad b = S_C \Delta x \Delta y + a_p^0 \phi_p^0 \quad (5.103)$$

$$a_p = a_E + a_w + a_n + a_s + a_p^0 - S_p \Delta x \Delta y \quad (5.104)$$

Bu eşitliklerde:

S_C : Kaynak teriminin sabit kısmı,

S_p : Kaynak teriminin bağımlı değişkene bağlı kısmı

olarak tanımlanmıştır. Bu noktada belirtilmesi gereken önemli bir husus, tez çalışması kapsamında sürekli veya geçici rejim olarak yapılan tüm simülasyonlarda, (5.103) eşitliği ile sunulan zamana bağlı terimin kullanılmış olmasıdır. Geçici rejim simülasyonlarında uygun bir zaman adımı belirlenirken, sürekli rejim simülasyonlarında zaman adımı 1×10^6 gibi büyük değerlerde seçilerek zamana bağlı terimin düşürülmesi yöntemi tercih edilmiştir.

(5.99-102) denklemlerinde yer alan yayılım terimleri

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e}, \quad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w}, \quad D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n}, \quad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} \quad (5.105)$$

olarak tanımlanmakta ve akış terimleri

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y, \quad F_w = (\rho u)_w \Delta y, \quad F_n = (\rho v)_n \Delta x, \quad F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (5.106)$$

olmak üzere Pe sayıları

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e}, \quad Pe_w = \frac{F_w}{D_w}, \quad Pe_n = \frac{F_n}{D_n}, \quad Pe_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (5.107)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Bu şemanın uygulanması sırasında ortaya çıkan ilginç noktalardan birisi, akışın hesaplama alanını terkettiği çıkış kesitindeki sınır şartının belirlenmesidir. Gerçek şartlarda, örneğin sıcaklık alanının hesaplanmasında, çıkış kesitinde ne sıcaklık değerleri ne de ısı akısı bilinmektedir. Bununla beraber, Pe sayısının yeterince büyük olması durumunda zaten çıkış kesitinde yer alan kontrol hacimlerinin sağında kalan katsayılar sıfır olacağından, bu tür bir sınır şartına da

ihtiyaç duyulmamaktadır [96]. Akışın pozitif yönde olduğu düşünülürse, (5.99) eşitliği ile verilen a_E katsayısının gerçekten sıfır olabilmesi için:

$$A(Pe_e) = \left\| 0, (1 - 0.1|Pe_e|)^5 \right\| = 0 \quad (5.108)$$

eşitliğinin sağlanması gerekmektedir. Bu durumda:

$$(1 - 0.1|Pe_e|)^5 < 0 \Rightarrow 1 - 0.1|Pe_e| < 0 \Rightarrow 1 < 0.1|Pe_e| \quad (5.109)$$

eşitsizliği sağlanmalıdır. Bu eşitsizliğin bir miktar daha düzenlenmesi ile:

$$Pe_e > 10 \Rightarrow \frac{F_e}{D_e} > 10 \Rightarrow \frac{(\rho u)_e \Delta x}{\Gamma_e} > 10 \quad (5.110)$$

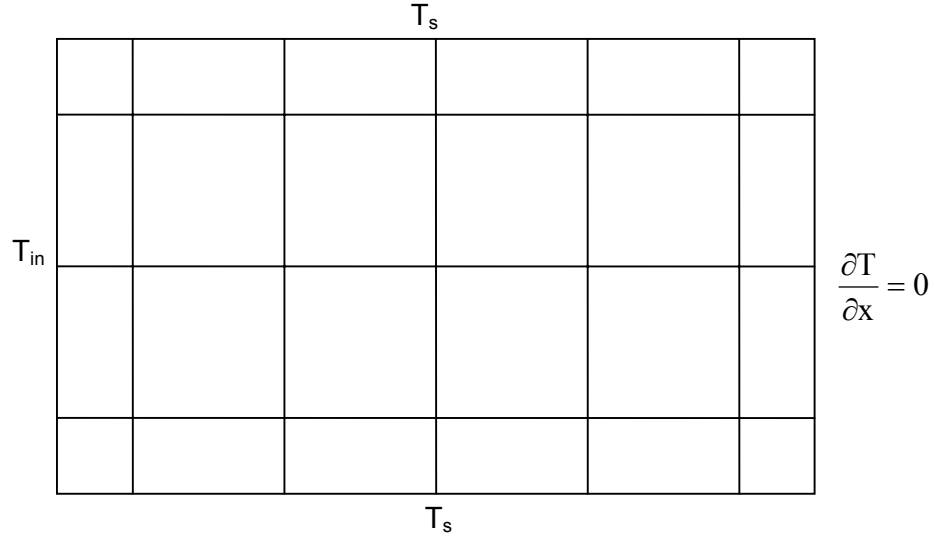
elde edilmiştir. Bu eşitsizliğin ilginç sonuçlarından birisi, hız değerleri cidarlara yaklaşıldıkça sıfıra doğru gittiği için denklemin sağlanmasının imkansız hale gelmesidir. Tez çalışmasının ilerleyen bölümlerinde sunulmuş olan simülasyon sonuçlarından görüleceği üzere; örneğin 0.6 m/s ortalama hız değeri ve 0.000625 m mertebesindeki kontrol hacmi boyutu için, R600a soğutkanının özelliklerinin kullanılması durumunda Pe sayısı 46.875 olarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda, hızın azalması durumunda Pe sayısının da kritik değer olarak gözüken on değerine doğru yaklaşacağı tespit edilmiştir.

Bu şemanın, birbirine paralel levhalardan oluşan kanal içerisindeki iki boyutlu akışta, hidrodinamik sınır tabakanın tam gelişmiş ve ısı sınır tabakanın ise gelişmekte olması durumu için uygulanması amacıyla oluşturulan çözüm algoritması, Şekil 5.57 yardımıyla açıklanmıştır. Şekilde görüleceği üzere düğüm noktaları, giriş ve çıkış kesitleri ile beraber, kanalı oluşturan katı cidarlara yerleştirilmiş ve böylelikle sınırlarda “yarım” ve köşelerde ise “çeyrek” kontrol hacimleri kullanılmıştır.

Bu tür bir ağ yapısında iç tarafta kalan düğüm noktaları için taşınım ve yayılım terimleri incelenecek olursa, tam gelişmiş hidrodinamik sınır tabaka nedeniyle düşey yöndeki hız bileşenleri sıfır olmaktadır. Yatay hız bileşenleri ise bilinen analitik çözüm ile hesaplanmıştır:

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y, \quad F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (5.111)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x = 0, \quad F_s = (\rho v)_s \Delta x = 0 \quad (5.112)$$



Şekil 5.57 Sıcaklık alanının hesaplanmasında kullanılan ağ yapısı ve sınır şartları

Sıcaklık alanının çözülmesi için enerji denkleminin bir yayılım-taşınım problemi olarak ele alınması durumunda yayılım katsayısı, ısı iletkenliğinin özgül ısıya oranı olarak tanımlanmış; iç tarafta yer alan kontrol hacimlerinin dört farklı sınırındaki yayılım terimleri şu şekilde hesaplanmıştır:

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} = \frac{k}{c_p} GR, \quad D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} = \frac{k}{c_p} GR \quad (5.113)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} = \frac{k}{c_p} \frac{1}{GR}, \quad D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} = \frac{k}{c_p} \frac{1}{GR} \quad (5.114)$$

Bu eşitliklerde yer alan GR terimi, kontrol hacimlerinin homojen olarak seçilen düşey yöndeki boyutunun yine homojen olarak seçilen yatay yöndeki boyutuna oranıdır:

$$GR = \frac{\Delta y}{\Delta x} \quad (5.115)$$

Tam gelişmiş hidrodinamik sınır tabaka sayesinde düşey yöndeki hız bileşenlerinin sıfır olması sonucunda, kontrol hacimlerinin üst ve altında kalan sınırlar için Pe sayıları da sıfır olmakta ve bu nedenle “power law” şemasında kullanılan fonksiyon bir değerini almaktadır. Yayılım ve taşınım katsayıları sayesinde Pe sayılarının hesaplanmasından sonra iç taraftaki düğüm noktaları için kontrol hacimlerine ait katsayılar şu şekilde hesaplanmıştır:

$$a_E = D_e A(Pe_e) + \parallel -F_e, 0 \parallel, \quad a_W = D_w A(Pe_w) + \parallel F_w, 0 \parallel \quad (5.116)$$

$$a_N = D_n A(Pe_n) + \parallel -F_n, 0 \parallel = D_n, \quad a_S = D_s A(Pe_s) + \parallel F_s, 0 \parallel = D_s \quad (5.117)$$

Bu eşitliklerden de görülebileceği üzere, hidrodinamik sınır tabakanın tam gelişmiş olması nedeniyle düşey yönde herhangi bir hız bileşeninin olmaması, bu yöndeki enerji akışının sadece yayılım yoluyla olmasını gerekli kılmıştır. Yatay yönde ise, kontrol hacimlerinin sol ve sağında yer alan sınırlardan hem taşınım hem yayılım yoluyla enerji geçişi olduğu görülmektedir.

(5.111-117) eşitlikleri ile sunulan katsayıların tüm kontrol hacimleri için hesaplanması ile, kanal içerisindeki tam gelişmiş akışlarda hız alanının bilinmesi durumunda sıcaklık alanının hesaplanabilmesi amacıyla bir cebrik denklem sistemi elde edilmiştir. Bu cebrik denklem sisteminin çözülebilmesi için TDMA yönteminden faydalanılmış ve düşey yönde bu algoritmanın uygulanması ile ikinci kesit alanından başlanılarak akış yönünde tüm kesitlerdeki sıcaklık dağılımı elde edildikten sonra iteratif olarak çözüm yoluna gidilmiştir. Hesaplama akış yönünde yapıldığı için herhangi bir kesitte TDMA yönteminin uygulanması sırasında bu kesitin solunda kalan sıcaklıklar aynı iterasyon içerisinde hesaplandığı için bu düğüm noktalarının yeni sıcaklık değerleri kullanılmış, sağ taraftaki düğüm noktaları içinse bir önceki iterasyonda belirlenen sıcaklık değeri kullanılarak bu terimler “kaynak” terimi içerisinde ele alınmıştır. Problemin sayısal olarak çözülmesi için hazırlanan hesaplama programının akış şeması genel hatları ile Şekil 5.58’de verilmiştir. Hazırlanan simülasyon programının doğrulanabilmesi amacıyla, yüksekliği 0.007 m ve uzunluğu 1 m olan bir kanal içerisinde hidrodinamik olarak gelişmiş akış durumundaki sıcaklık alanı, farklı ağ yapıları için incelenmiştir. Bilindiği üzere paralel levhalardan oluşan kanallarda hidrolik çap, H kanal yüksekliği olmak üzere:

$$d_h = 2H \quad (5.118)$$

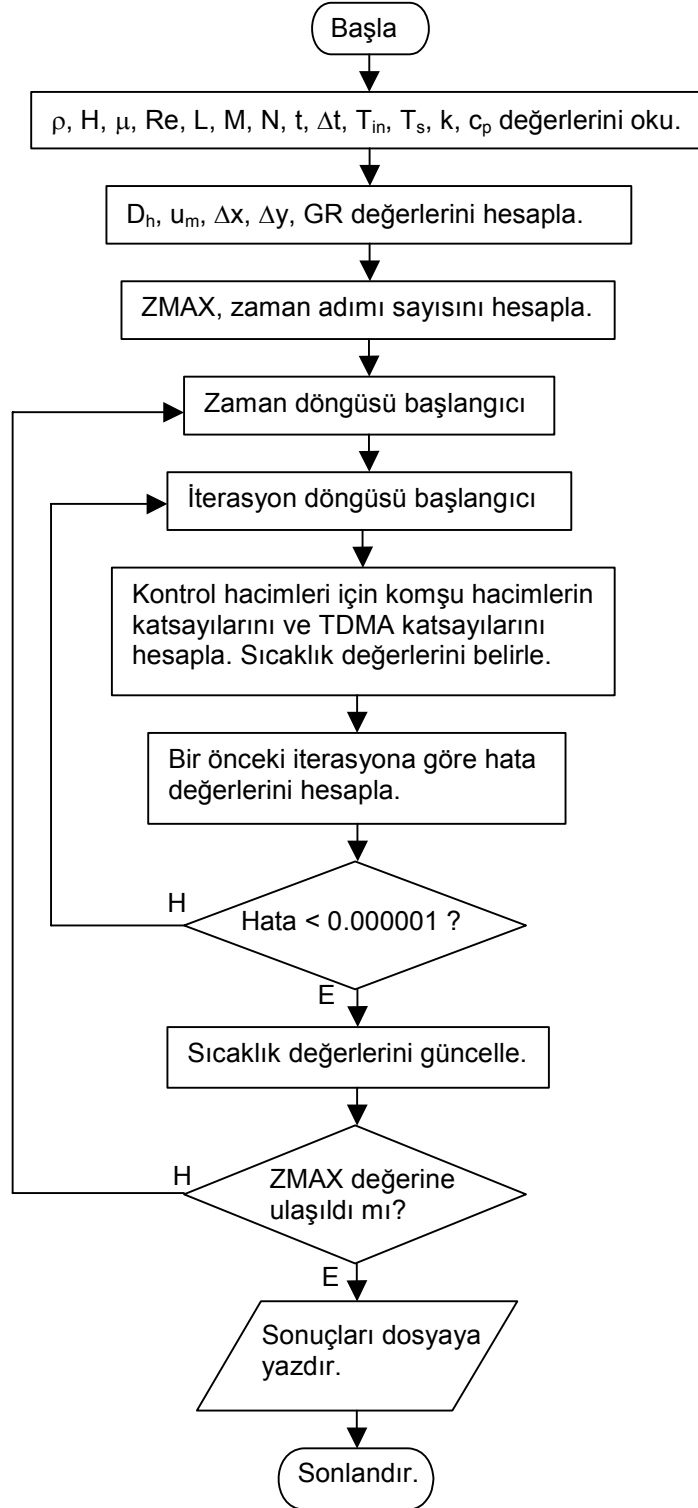
olarak hesaplanabilmektedir. Bu durumda giriş verisi olarak alınan Reynolds sayısının bilinen değeri için, kanal içerisindeki ortalama hız:

$$u_m = \frac{Re \mu}{\rho d_h} \quad (5.119)$$

denklemleri ile verilmektedir. Simülasyonlarda kullanılan ve sabit kabul edilen R600a özellikleri Tablo 5.11’de sunulmuştur. Ortalama hız değerinin (5.119) eşitliği ile hesaplanması durumunda, herhangi bir kesitteki hız dağılımı:

$$u = \frac{3}{2} u_m \left[1 - \left(\frac{y}{H/2} \right)^2 \right] \quad (5.120)$$

denklemleri ile hesaplanabilmektedir [35].



Şekil 5.58 İki boyutlu yayılım-taşıma probleminin sayısal çözümü için algoritma

Tablo 5.11 Akışkan özellikleri (R600a, 0.624 bar, 50°C)

Yoğunluk (kg/m ³)	1.367
Dinamik viskozite (Pa.s)	8.17×10^{-6}
Isıl iletkenlik (W/m.K)	0.0197
Özgül ısı (J/kg.K)	1798.6
Prandtl sayısı	0.746

Simülasyon sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı ve bilinen hız dağılımı yardımıyla, herhangi bir kesitteki ortalama sıcaklık, sabit özellikler kabulü ile şu şekilde hesaplanmıştır [98]:

$$T_m = \frac{\rho c_v \int_A u T dA_c}{\rho u_m H c_v} = \frac{\int_A u T dA_c}{u_m H} \quad (5.121)$$

Bu eşitlikte T_m herhangi bir kesitteki yığın sıcaklığı ve c_v ise sabit hacimdeki özgül ısıyı göstermektedir. Sayısal olarak elde edilen sıcaklık alanı kullanılarak herhangi bir kesitteki ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı ise şu eşitliklerle hesaplanmıştır:

$$h = \frac{-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_w}{(T_m - T_s)} \quad (5.122)$$

$$Nu_x = \frac{h_x d_h}{k} \quad (5.123)$$

Hazırlanan simülasyon programının doğrulanması amacıyla, 75°C sıcaklıkta olan paralel levhalar arasındaki laminar akışta, ısı olarak gelişmekte olan bölge Reynolds sayısının 2000 olması durumu için incelenmiştir. Bu tür akışlar için yerel Nusselt sayısının boyutsuz eksenel koordinat ile değişimi aşağıdaki eşitlikler ile Shah ve London tarafından sunulmuştur [37]:

$$Nu_x = \begin{cases} 1.233(\bar{x})^{-1/3} + 0.4 & \bar{x} \leq 0.001 \\ 7.541 + 6.874(10^3 \bar{x})^{-0.488} e^{-245 \bar{x}} & \bar{x} > 0.001 \end{cases} \quad (5.124)$$

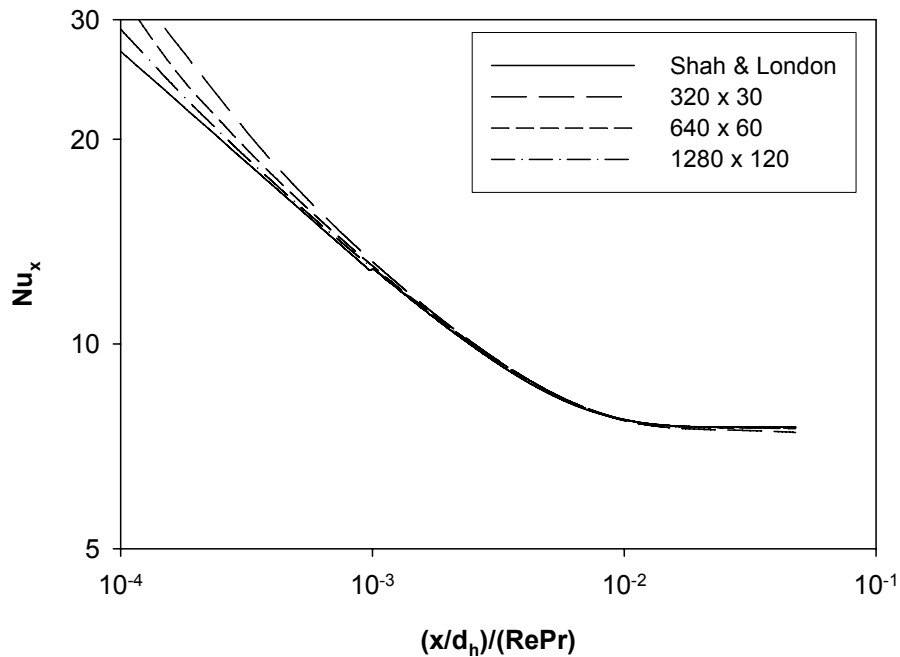
Bu eşitlikte yer alan ve boyutsuz eksenel koordinat terimini temsil eden Graetz sayısı şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\bar{x} = \text{Graetz} = \frac{x/d_h}{\text{Pe}} = \frac{x/d_h}{\text{Re Pr}} \quad (5.125)$$

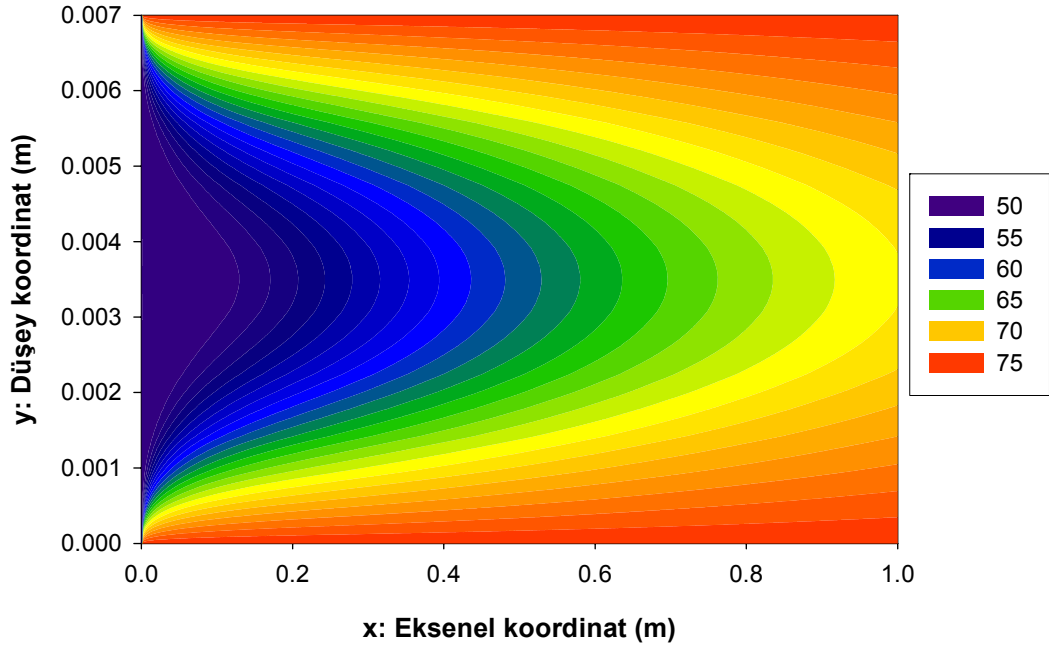
Farklı ağ yoğunluklarında elde edilen yerel Nusselt sayılarının literatürde sunulan değerlerle karşılaştırılması Şekil 5.59'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, Graetz sayısının 0.001'den büyük olması durumunda tüm ağ yapılarında oldukça hassas değerler elde edilmiştir. Kanalin girişinde ilk %1'lik dilimdeki yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında 1280×120 ağ yapısında dahi %7 mertebesinde hatalar olabilmektedir. Bununla beraber bu hataların ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi, çalışmanın ilerleyen kısımlarında görüleceği üzere ihmal edilebilir.

Kanal uzunluğunun 1 m alınması ile ısı olarak gelişmiş bölgenin de hesaplanması amaçlanmıştır; bu bağlamda 640×60 ağ yapısında elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.60'da görülebilir.

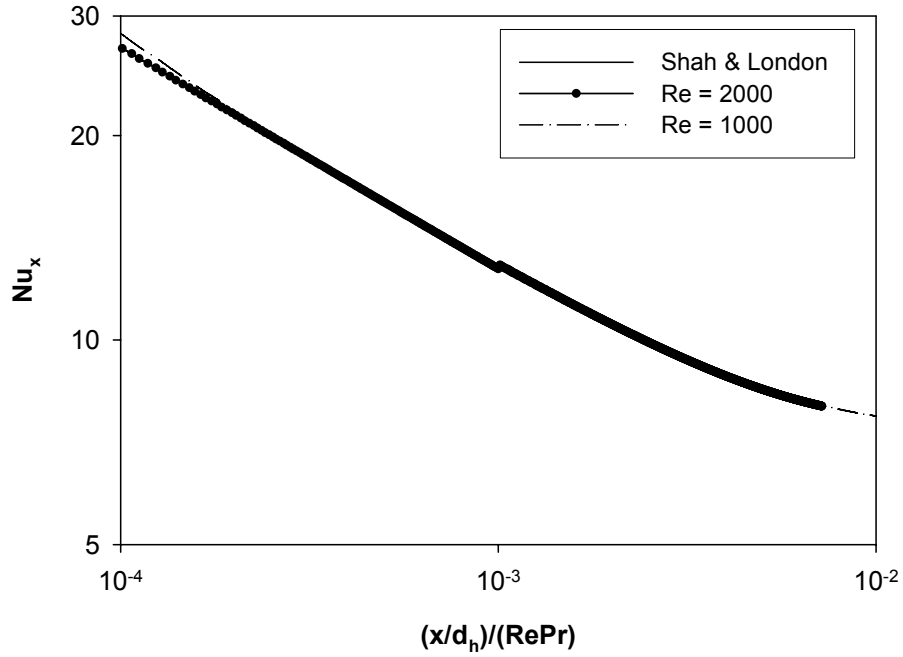
Doktora tez çalışması kapsamında incelenen akış hattının uzunluğu oldukça az olduğundan, benzer simülasyonlar 0.15 m uzunluğundaki bir kanal için de gerçekleştirilerek simülasyon programının stabilitesi incelenmiştir. 1000 ve 2000 olmak üzere iki farklı Reynolds sayısında gerçekleştirilen simülasyonlarda, 1280×60 ağ yoğunluğu kullanılmış olup Şekil 5.61'de görüleceği üzere, Reynolds sayısının 2000 olması durumunda oldukça iyi bir uyum elde edilmişken, Reynolds sayısının 1000 olması durumunda kanal girişinin oldukça küçük bir bölümünde %4.8 mertebesinde hatalar mevcuttur.



Şekil 5.59 Isıl olarak gelişmekte olan laminar akışlarda yerel Nu sayısı



Şekil 5.60 Kanal içerisindeki laminar akış için sıcaklık alanı ($^{\circ}\text{C}$), $\text{Re}=2000$, 640×60

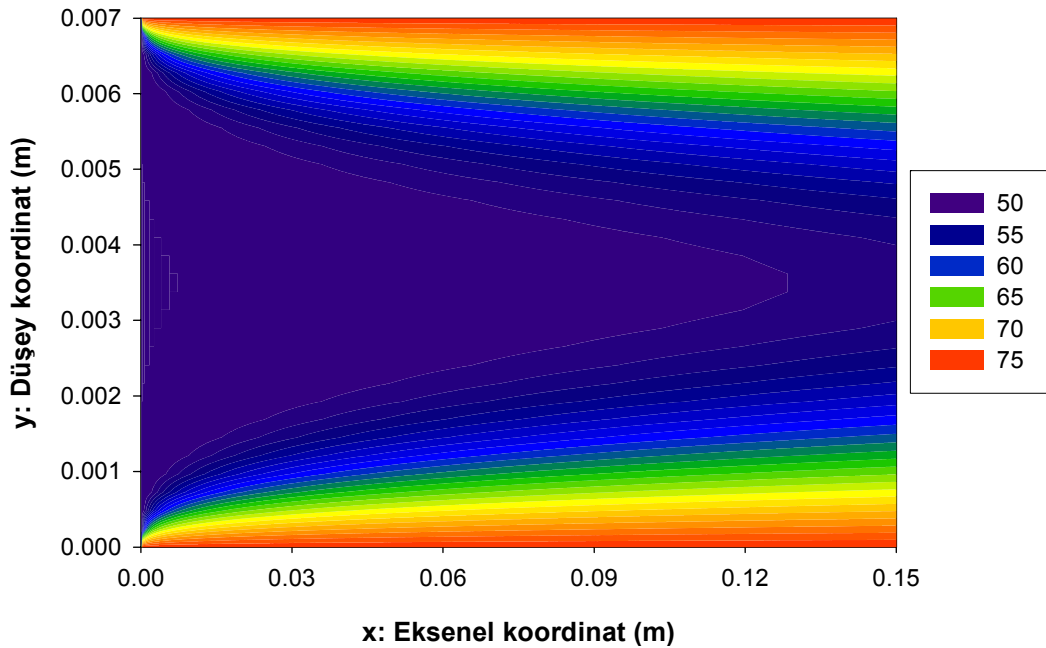


Şekil 5.61 Isıl olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı

Her ne kadar Şekil 5.61’de ilk düğüm noktalarındaki hata değerleri göreceli olarak yüksek olsa da, tüm kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayıları değerlendirilecek olursa, Shah ve London tarafından sunulan korelasyonla 9.101 değeri elde edilirken, gerçekleştirilen simülasyon ile alan integrali alınmış ortalama Nusselt sayısı % 0.65 hata ile 9.160 olarak elde edilmiştir. Uzunluğu 0.15 m olarak alınan bu kanaldaki ısıl sınır tabakanın tamamen gelişmiş olduğu düşünülerek yapılacak bir hesapta, bilindiği üzere Nusselt sayısının değeri 7.54 olacaktır. Isıl olarak gelişmekte olan

bölgenin dikkate alınması ile elde edilen Nusselt sayısı 9.160 olduğu için, Reynolds sayısının 1000 olması durumunda ısı transferinde %21.5 mertebesinde bir artış olduğu söylenebilir. Reynolds sayısının 2000 olması durumunda ise, literatürden alınan korelasyon ve mevcut sayısal simülasyon sonucunda elde edilen ortalama Nusselt sayıları sırasıyla 10.517 ve 10.563 olup aradaki fark %0.44'tür. Reynolds sayısının artması ısı olarak gelişmekte olan sınır tabakadaki ısı transferini tam gelişmiş duruma göre %40.1 arttırmaktadır.

Yapılan bu simülasyonlarda Reynolds sayısının 2000 olması durumu için kanal içerisinde elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 5.62'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, kanala 50°C sıcaklıkta giren akışın merkez kısmı, ısı olarak tam gelişmiş hale ulaşamadığı için sıcaklığını sadece 1°C değiştirerek kanaldan çıkmaktadır. Yapılan bu çalışmalar ile, iki boyutlu problemlerde taşınım-yayılım problemlerinin çözümü için hazırlanan kodun doğrulanması sağlanmıştır.



Şekil 5.62 Isıl olarak gelişmekte olan akış için sıcaklık dağılımı (°C), L=0.15 m, Re=2000

5.4.2.2. Laminer akış alanının çözülmesi

Paralel levhalardan oluşan kanal içerisinde gelişmekte olan laminer pulsatif akışların simülasyonu için yapılan çalışmanın üçüncü adımında, hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışların sayısal çözümü ele alınmıştır.

İki boyutlu problemler için momentum ve kütle korunumu denklemleri şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v u) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.126)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (5.127)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (5.128)$$

Her ne kadar momentum korunumu denklemlerinin temel yapısı, enerji korunumu denklemi ile benzer olsa da, hız alanının önceden bilinmemesi durumunda denklemlerde yer alan non-lineer terimler ve iki hız bileşeninin her üç denklemden bulunması ile beraber basınç için açık bir korunum denkleminin olmaması, Navier-Stokes denklemlerinin çözümündeki en önemli problemler olarak gözükmektedir [96, 97]. Bu problemlerin çözümü için öncelikli olarak momentum denklemleri genel bağımlı değişken için yayılım-taşınım problemi olarak ifade edilmektedir:

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho \phi \vec{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (5.129)$$

Bu eşitlikten görüleceği üzere, kaynak terimi içerisine dahil edilen basınç gradyeninin önceden biliniyor olması durumunda, Navier-Stokes denklemlerinin çözümü bir yayılım-taşınım problemine indirgenebilmekte ve bir önceki bölümde sunulan formülasyon hız alanının elde edilmesi için kullanılabilir. Bununla beraber, süreklilik denkleminin ayrıklaştırılmasında herhangi bir kontrol hacmi için doğrudan arayüzdeki hız değerlerinin kullanılabilmesi ve momentum denklemlerinin ayrıklaştırılmasında akışı oluşturan basınç gradyeninin doğrudan arayüz değerleri kullanılarak hesaplanabilmesi için, Şekil 5.63'de sunulan kaydırılmış ağ yapısının kullanılması önerilmiştir [96]. Bu ağ yapısı ile basınç ve sıcaklık gibi skaler büyüklükler birincil düğüm noktalarında, hız bileşenleri ise kaydırılmış düğüm noktalarında hesaplanmıştır. Böylelikle, herhangi bir birincil düğüm noktası için süreklilik denkleminin uygulanmasında, arayüzlerdeki hız bileşenleri doğrudan hesaplandığından herhangi bir interpolasyona ihtiyaç duyulmamaktadır. Benzer şekilde basınç terimi de, hız bileşenleri için oluşturulan kaydırılmış kontrol hacimlerinin arayüzünde hesaplandığı için, herhangi bir hücredeki akışı oluşturacak olan basınç gradyeni interpolasyona gerek duyulmadan elde edilebilmektedir [96]. Bu ağ yapısının uygulanması durumunda momentum denklemlerinin ayrıklaştırılmış hali şu eşitlikler ile verilmiştir [96]:

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (p_p - p_E) A_e \quad (5.130)$$

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (p_p - p_N) A_n \quad (5.131)$$

Bu eşitliklerde:

$a_{e,n}$: x veya y-momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasının katsayısı,

u_e, v_n : x veya y-momentum denkleminde ele alınan düğüm noktasındaki hız,

a_{nb} : Yayılım-taşınım problemlerinde komşu düğüm noktalarının katsayıları,

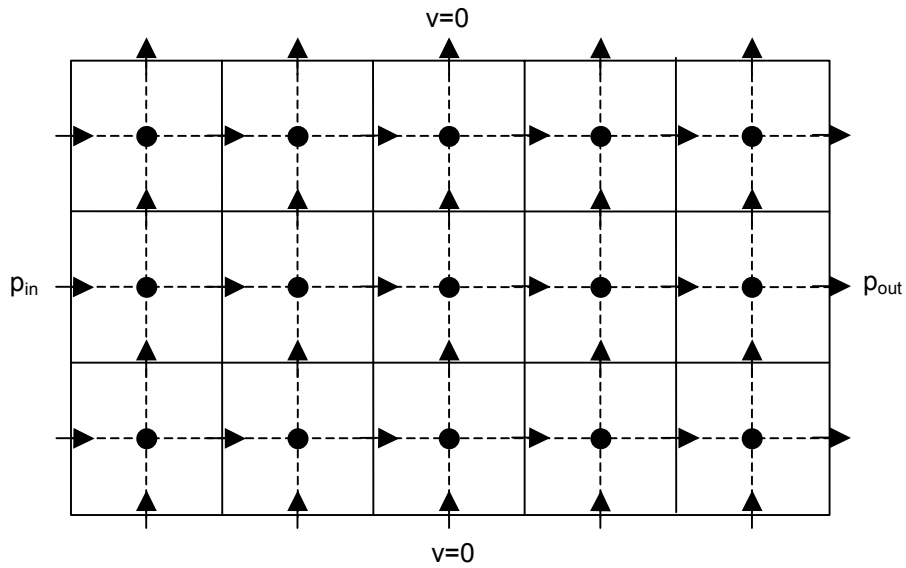
u_{nb}, v_{nb} : x veya y-momentum denkleminde komşu düğüm noktalarındaki hızlar,

b : Kaynak terimi,

$p_{P,E,N}$: Kontrol hacimlerindeki basınç değerleri,

$A_{e,n}$: Basınç gradyeninin etkidiği ilgili yüzey alanı

olarak tanımlanmıştır. Bu eşitliklerde verilen yayılım-taşınım problemlerindeki komşu düğüm noktalarının katsayıları, bir önceki bölümde sunulan denklemlerle hesaplanmaktadır.



Şekil 5.63 Akış alanının çözülmesinde kullanılan kaydırılmış ağ yapısı

Paralel levhalardan oluşan kanal içerisindeki akış alanının çözülmesi için Compaq Visual Fortran programı kullanılarak hazırlanan kod içerisinde, basınç ve hız terimlerinin akupile edilmesi için SIMPLER (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations – Revised) algoritması kullanılmış olup, tez çalışması içerisinde sadece genel hatları sunulmuş olan algoritmanın detaylarına ilgili çalışmalardan ulaşılabilir [96, 97].

SIMPLER algoritması içerisinde, tahmin edilen bir basınç alanı, p^* için, (5.130) ve (5.131) denklemleri kullanılarak tahmini hız alanları, u^* ve v^* hesaplanmaktadır:

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_p^* - p_E^*) A_e \quad (5.132)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_p^* - p_N^*) A_n \quad (5.133)$$

Tahmin edilen basınç alanının gerçek basınç alanına yaklaşması durumunda, (5.132) ve (5.133) eşitlikleri ile hesaplanan tahmini hız alanları da süreklilik denklemini sağlar hale gelecek ve çözüme ulaşılmış olacaktır. Bu bağlamda, tahmini değerler ile çözümü oluşturacak değerler arasındaki ilişki şu eşitlikler ile verilmiştir [96]:

$$p = p^* + p' \quad (5.134)$$

$$u = u^* + u' \quad (5.135)$$

$$v = v^* + v' \quad (5.136)$$

Bu eşitliklerde:

p' : Basınç için düzeltme terimi,

u' : Eksenel yöndeki hız için düzeltme terimi,

v' : Düşey yöndeki hız için düzeltme terimi

olarak tanımlanmıştır. (5.132) eşitliğinin (5.130) eşitliğinden çıkarılması ve bazı matematiksel işlemlerden sonra, ilgili çalışmada sunulan kabuller altında örneğin eksenel hız bileşeninin düzeltilmesi için gerekli eşitlikler şu şekilde elde edilmiştir [96]:

$$u_e' = d_e (p_p' - p_E') \quad (5.137)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad (5.138)$$

Basınç düzeltme terimi için bir eşitlik elde edilmesi amacıyla, süreklilik denklemi bir kontrol hacmi için integre edilmiş; elde edilen eşitlikte (5.137) denklemi ile sunulan hız düzeltme ifadelerinin kullanılması ile:

$$a_p p_p' = a_E p_E' + a_W p_W' + a_N p_N' + a_S p_S' + b \quad (5.139)$$

eşitliğine ulaşılmıştır [96]. Bu eşitlikteki katsayılar şu denklem takımı ile hesaplanmaktadır:

$$\begin{aligned}
a_E &= \rho_e d_e \Delta y \\
a_W &= \rho_w d_w \Delta y \\
a_N &= \rho_n d_n \Delta x \\
a_S &= \rho_s d_s \Delta x \\
a_P &= a_E + a_W + a_N + a_S \\
b &= \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x
\end{aligned} \tag{5.140}$$

Akış akanının çözülmesinde uygulanacak algoritmanın daha etkin hale getirilebilmesi için, basınç düzeltmesi teriminin sadece hız değerlerinin düzeltilmesinde kullanılması; daha doğru bir basınç alanı hesaplanabilmesi için ek bir basınç denkleminin çözülmesi önerilmiştir [96]. SIMPLER algoritmasının temelini oluşturan bu öneri ile, geçici hız değerleri şu eşitliklerle hesaplanmıştır [96]:

$$u_e^g = \frac{\sum a_{nb} u_{nb} + b}{a_e} \tag{5.141}$$

$$v_n^g = \frac{\sum a_{nb} v_{nb} + b}{a_n} \tag{5.142}$$

Bu eşitliklerde u^g ve v^g terimleri geçici olarak hesaplanan eksenel ve düşey yöndeki hızları göstermektedir. Bu durumda gerçek hız değerleri şu eşitliklerle tanımlanmıştır [96]:

$$u_e = u_e^g + d_e (p_P - p_E) \tag{5.143}$$

$$v_n = v_n^g + d_n (p_P - p_N) \tag{5.144}$$

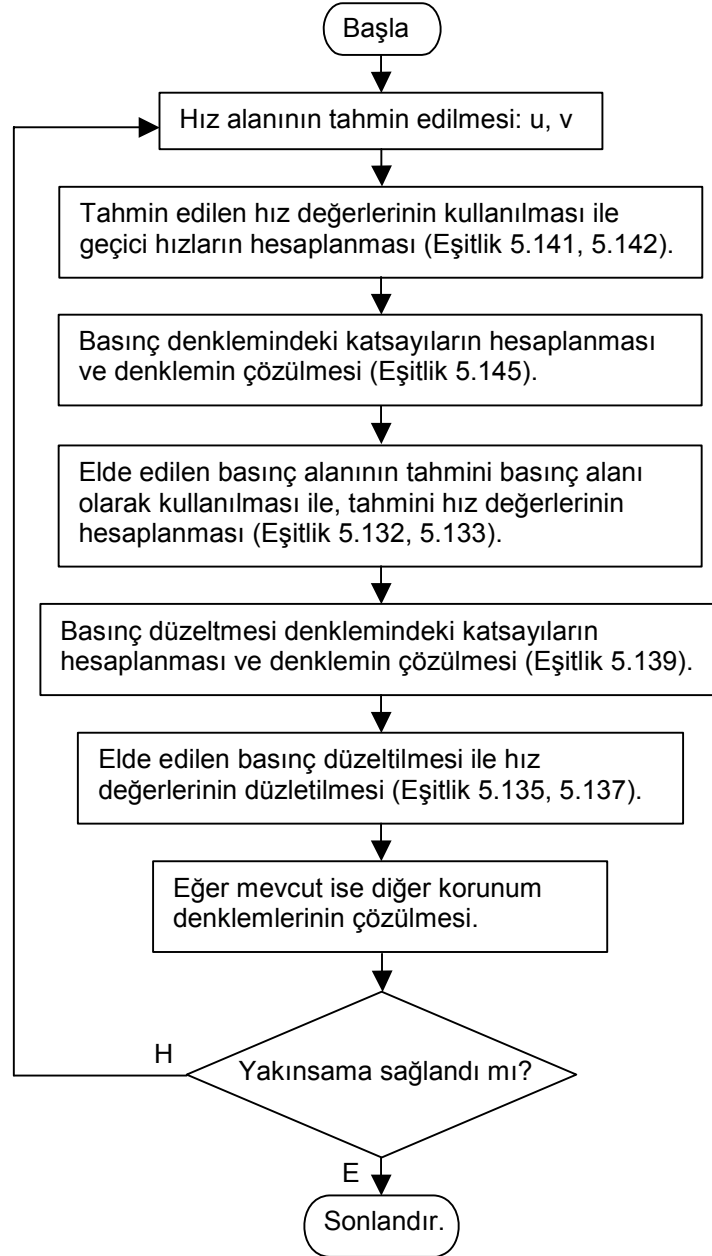
Basıncın çözülebilmesi için elde edilen eşitlik ise şu şekilde sunulmuştur [96]:

$$a_P p_P = a_E p_E + a_W p_W + a_N p_N + a_S p_S + b \tag{5.145}$$

Bu eşitlikte komşu hacimler ile ilgili katsayılar (5.140) denklem takımı ile hesaplanmış olup, sadece kaynak teriminin hesaplanmasında geçici hız değerlerini içeren aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [96]:

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^g)_w - (\rho u^g)_e] \Delta y + [(\rho v^g)_s - (\rho v^g)_n] \Delta x \tag{5.146}$$

Yayılm-taşınım problemlerinin çözümünde belirtildiği üzere, hem sürekli hem de geçici rejimdeki akışların çözülmesinde zamana bağlı formülasyon uygulanmış olup, sürekli rejimdeki problemlerde zaman adımının büyük seçilmesi ile zamana bağlı terimlerin düşürülmesi yöntemi tercih edilmiştir. Bu eşitliklere dayanan ve akış alanının çözülmesinde uygulanan SIMPLER algoritması Şekil 5.64’de sunulmuştur [96].



Şekil 5.64 Akış alanının çözülmesinde uygulanan SIMPLER algoritması [96, 97]

Tez çalışması kapsamında ele alınan problemde, Şekil 5.63’de sunulmuş olduğu üzere, basınç giriş-basınç çıkış sınır şartı uygulanmış ve kaydırılmış ağ yapısı nedeniyle, düşey hız bileşeninin katı cidarlarda sıfır olması sınır şartı uygulanabilirken, yatay hız bileşeni için:

$$S_p = -\frac{\mu}{(\Delta y/2)} \Delta x \quad (5.147)$$

ifadesi kaynak terimi olarak kullanılmıştır.

Hidrodinamik olarak gelişmiş laminar akışların simülasyonu için hazırlanan hesap kodunun doğrulanması için, daha önceki bölümde incelenen 0.007 m yüksekliğinde ve 0.15 m uzunluğundaki kanal için ortalama hız değeri:

$$u_m = \frac{H^2}{12\mu} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (5.148)$$

eşitliği ile hesaplandıktan sonra analitik Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho u_m d_h}{\mu} \quad (5.149)$$

ifadesi ile elde edilmiştir. Hesap kodunun doğrulanmasında kullanılan bir diğer parametre yüzey sürtünme katsayısı olup, paralel levhalardan oluşan kanallar için şu eşitlikler geçerlidir [36]:

$$f = \frac{\tau_w}{0.5 \rho u_m^2} \quad (5.150)$$

$$f = \frac{24}{Re} \quad (5.151)$$

Bu eşitliklerde :

f : Yüzey sürtünme katsayısı,

τ_w : Cidardaki kayma gerilmesi

olarak tanımlanmıştır. Hesap kodu ile hesaplanan hız gradyenleri kullanılarak cidardaki kayma gerilmeleri elde edilmiş ve (5.150) eşitliği ile sayısal sürtünme faktörü belirlenmiştir. Analitik sürtünme faktörünün belirlenmesinde ise (5.151) eşitliği ile sunulan ifade kullanılmıştır. Hazırlanan programın sınanması için başlangıç hız alanının tahmin edilmesinde kullanılan Reynolds sayısı, ağ yapısı ve hız alanının hesaplanmasında iki iterasyon arasında izin verilen hata terimi değiştirilerek farklı simülasyonlar yapılmış olup, bu simülasyonlarda elde edilen Reynolds sayıları Tablo 5.12’de sunulmuştur. Tabloda sunulan ilk üç durumdan görüleceği üzere, hata teriminin 1×10^{-7} ’den 1×10^{-8} ’e indirilmesi, sonuçlar üzerinde oldukça az etkilidir. Bu nedenle diğer simülasyonların hepsinde izin verilen hata

değeri 1×10^{-8} olarak alınmıştır. Hata teriminin belirlenmesinden sonra, ağ yapısı sıklaştırılarak simülasyonlara devam edilmiş ve hesaplanan Reynolds sayısındaki hata %1'in altına indiğinde, tahmin edilen Reynolds sayısı 1500 yerine 2300 alınarak simülasyon tekrarlanmıştır. 16 ve 17. durumlar için elde edilen sonuçlardan görüleceği üzere, başlangıç Reynolds sayısı sonuçlar üzerinde etkisizdir. Ağ yoğunluğunun 15×10 değerinden 240×160 değerine yükseltilmesi beklendiği üzere hesap hassasiyetini arttırmış ve en son yapılan analizde Reynolds sayısının hesap hatası %0.4 olarak gerçekleşmiştir.

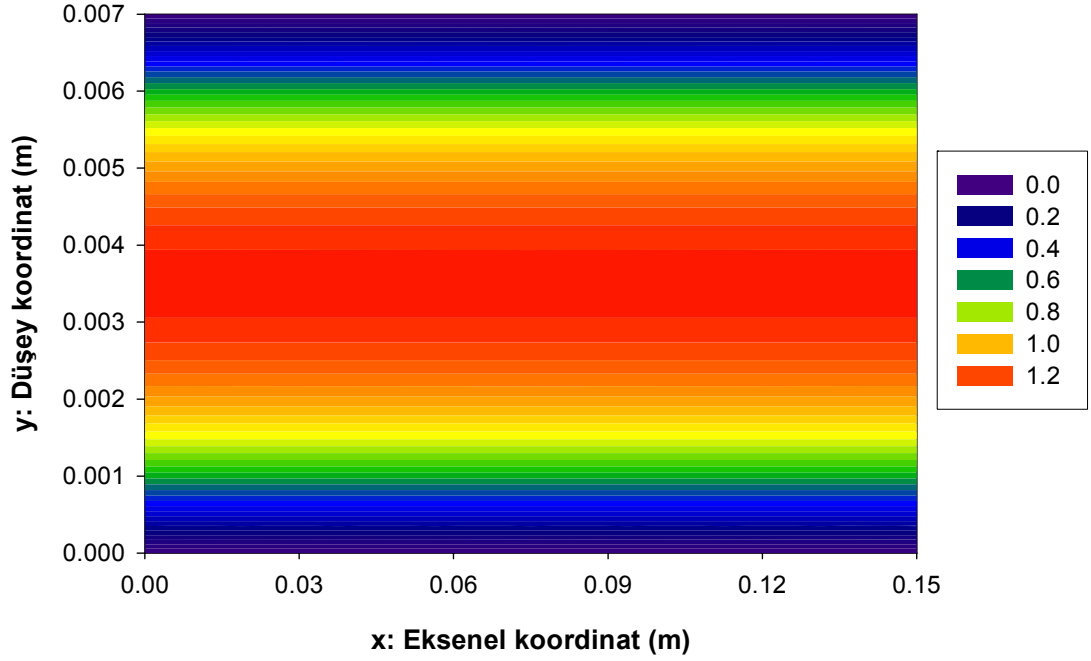
Her ne kadar 240×160 ağ yapısı ile gerçekleştirilen analizde hata oranı oldukça az olsa da, bu ağ yapısındaki çözüm 5 saat 44 dakika sürmüştür. Reynolds sayısının %0.9 hata ile hesaplandığı 120×80 ağ yapısındaki analiz ise sadece 27 dakika sürmüştür. Bu bölümdeki analizlerin tümü 512 MB RAM kapasitesine sahip Pentium® 4, 3.0 GHz işlemcili bir bilgisayarda gerçekleştirilmiştir.

Tablo 5.12 Ağ yapısı ve hata teriminin hesaplanan Reynolds sayısına etkisi

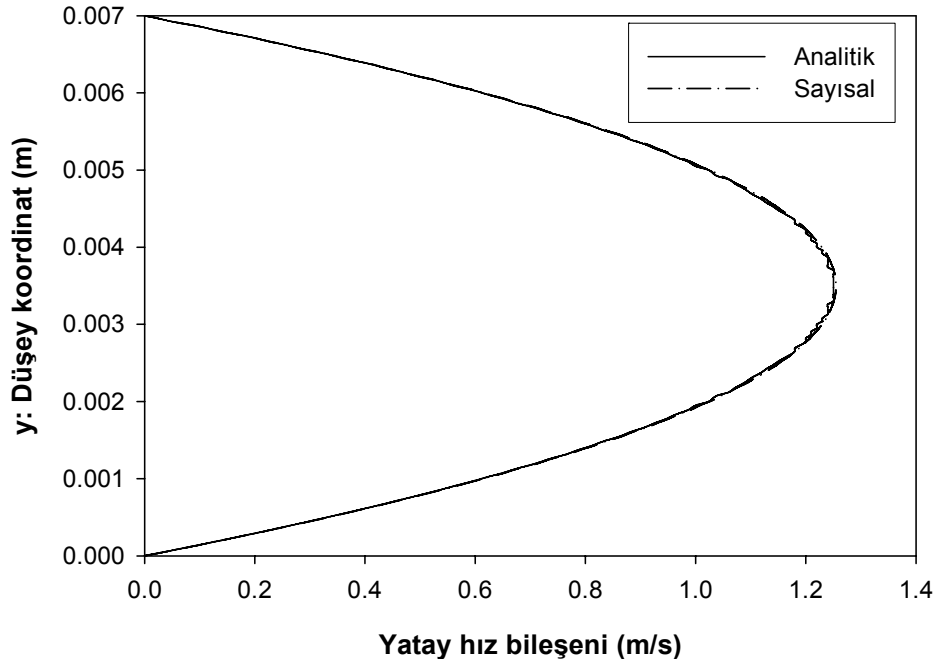
No:	Re _{Tahmini}	Ağ yapısı	Hata	Re _{Sayısal}	Re _{Analitik}	Hata (%)
11	1500	15×10	10^{-6}	2143.2	1951.3	9.8
12	1500	15×10	10^{-7}	2133.5		9.3
13	1500	15×10	10^{-8}	2132.6		9.3
14	1500	30×20	10^{-8}	2028.9		4.0
15	1500	60×40	10^{-8}	1987.2		1.8
16	1500	120×80	10^{-8}	1968.9		0.9
17	2300	120×80	10^{-8}	1968.8		0.9
18	1950	240×160	10^{-8}	1959.8		0.4

120×80 ağ yapısı için elde edilen yatay hız bileşeninin kanal içerisindeki dağılımı Şekil 5.65'de sunulmuştur. Şekilden görüleceği üzere, hidrodinamik olarak gelişmiş olan bu akıştaki yatay hız değerleri eksenel koordinattan bağımsız olarak hesaplanabilmektedir. 240×160 ağ yapısı için elde edilen hız profilinin analitik çözüm ile karşılaştırılması Şekil 5.66'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere sayısal çözüm

ile analitik çözüm arasındaki farklar oldukça küçük olup maksimum hata değeri %0.61 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.65 Kanal içerisinde tam gelişmiş hız dağılımı (m/s), Re=1951, 120x80



Şekil 5.66 Hidrodinamik olarak gelişmiş akış için hız profili, Re=1956

Hidrodinamik olarak gelişmiş akışın çözülmesinden sonra, sıcaklık alanının elde edilmesi bir yayılım-taşınım problemi olarak ele alınabileceğinden, bir önceki bölümde sunulan formülasyondan yararlanılmıştır. Bu hesapların doğrulanabilmesi için, Tablo 5.12'de sunulan durumlar için kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayıları

da hesaplanarak Tablo 5.13’de verilmiştir. Bir önceki bölümde sunulan eşitlikler ile hesaplanan hız ve sıcaklık alanları kullanılarak yerel Nusselt sayısının hesaplanmasından sonra, kanal içerisindeki ortalama değer şu eşitlik ile hesaplanmıştır:

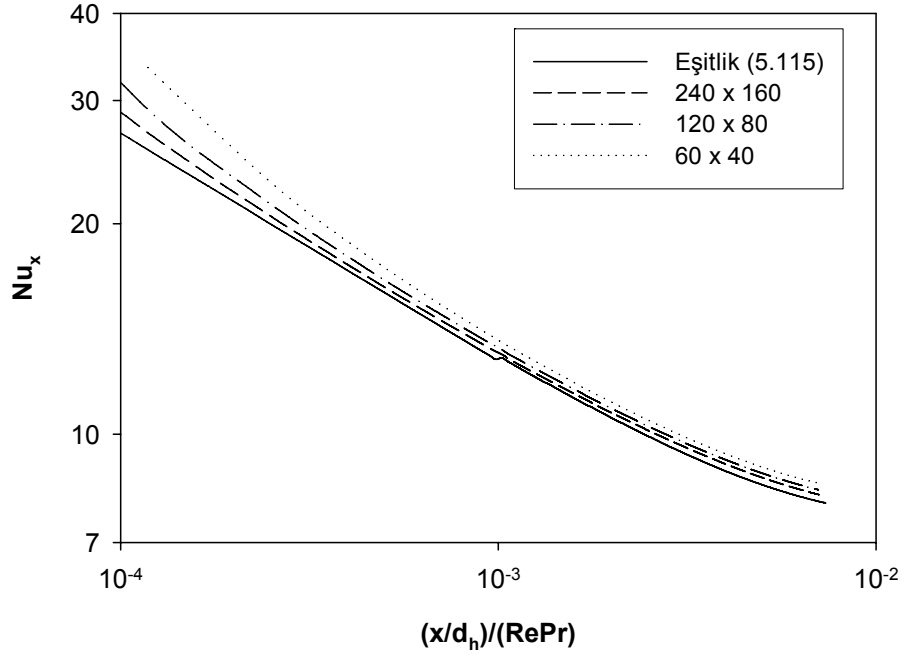
$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^L Nu_x dx}{L} \quad (5.152)$$

Bu eşitliğin sayısal olarak integre edilmesinde yerel Nusselt sayısının sonsuza ıraksadığı ilk düğüm noktası devre dışı bırakılarak integrasyon ikinci düğüm noktasından son düğüm noktasına kadar gerçekleştirilmiştir. Tablodan görüleceği üzere, ağ yapısının yoğunlaştırılması ortalama Nusselt sayısının literatürde sunulan değerlere yaklaşmasını sağlamaktadır. Bununla beraber, simülasyonlarda elde edilen yerel Nusselt sayısının genel olarak bir miktar daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durumun, akış alanının çözülmesinden ileri gelen hatadan kaynaklandığı düşünülmektedir. Hesaplanan yerel Nusselt sayılarının üç farklı ağ yoğunluğu için literatürle karşılaştırılması Şekil 5.67’de sunulmuştur.

Kanal içerisinde hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışların sürekli rejimde incelenmesi amacıyla yapılan bu çalışmalar dahilinde, hazırlanan simülasyon kodunun doğrulanması sağlanmıştır.

Tablo 5.13 Ağ yapısının ortalama Nusselt sayısına etkisi

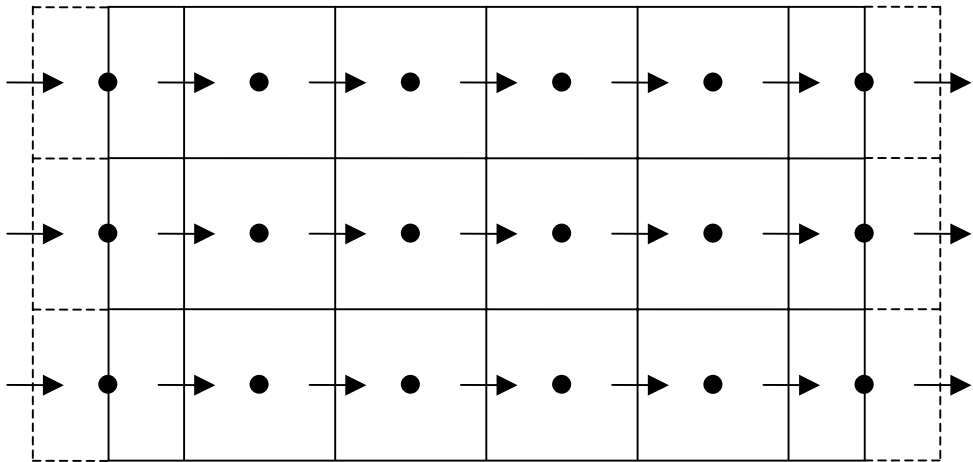
Durum	Ağ yapısı	$\overline{Nu}$	Eşitlik (5.100)	Hata (%)
11	15×10	9.567	10.324	-7.3
12	15×10	9.558		-7.4
13	15×10	9.557		-7.4
14	30×20	10.853		5.1
15	60×40	10.921		5.8
16	120×80	10.795		4.6
17	120×80	10.795		4.6
18	240×160	10.701		3.7



Şekil 5.67 Isıl olarak gelişmekte olan akışlarda yerel Nusselt sayısı

5.4.2.3. Hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akışlar

Kompresör emme hattındaki akışın tam gelişmiş olarak hesaplanmasının hatalı olacağı düşünülerek, akışın hem hidrodinamik hem de ısıl açıdan gelişmekte olduğu durum da incelenmiştir. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışların hesaplanabilmesi için ağırlıklı olarak homojen giriş hızı sınır şartı kullanılsa da, kompresörlerin emme hattındaki akış silindir-piston düzeneğinin yarattığı basınç farkı ile oluştuğu için, giriş ve çıkışta basınç sınır şartının verilmesi ve aynı zamanda giriş hızı profilinin homojen olması için Şekil 5.68’de sunulan ağ yapısı kullanılmıştır.



Şekil 5.68 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışların çözülmesinde kullanılan ağ yapısı

Şekilde görüleceği üzere, basınç düğüm noktaları kanal giriş ve çıkış kesitine denk gelecek şekilde yerleştirilmiş ve böylelikle kanal giriş ve çıkışında $\Delta x/2$ uzaklıkta

yatay hız için düğüm noktaları elde edilmiştir. Bilindiği üzere, giriş ve çıkışta basınç sınır şartının uygulanması durumunda, yatay hız bileşeninin çözümü, basınç düğüm noktaları arasında kalan alan için uygulanmakta ve bu alan dışında kalan ilk ve son yatay hız bileşenleri süreklilik denklemi kullanılarak elde edilmektedir [97]. Şekil 5.68’de sunulan geometride ise, yatay hız bileşeni için kanalın dışında kalan ilk kesitteki hız değerleri, kanal içerisindeki ilk değerlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Bu bağlamda, giriş ve çıkıştaki basınç sınır şartına ek olarak yatay hız bileşeni için:

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{-\Delta x/2} = 0 \quad (5.153)$$

olmak üzere ek bir sınır şartı kullanılmıştır. Bu bölümde sunulan simülasyonların bir önceki bölümden tek farkı, hidrodinamik olarak gelişmekte olan bölgenin hesaplanabilmesi için programa eklenen ve (5.153) eşitliği ile tanımlı sınır şartıdır.

Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışların incelenmesi için uygulanan bu yöntemin geçerliliğinin belirlenmesi için, kanal başlangıcından kanal içerisindeki herhangi bir noktaya kadar olan kısımdaki basınç düşümünü veren ortalama yüzey sürtünme katsayısı ifadesi kullanılmıştır:

$$\Delta p = \frac{4\bar{f} \rho u_m^2 L}{2 d_h} \quad (5.154)$$

Bu eşitlikte:

Δp : Kanal başlangıcından herhangi bir noktaya kadar olan basınç düşümü,

$\bar{f}$: Kanal başlangıcından herhangi bir noktaya kadar olan ortalama yüzey sürtünme faktörü

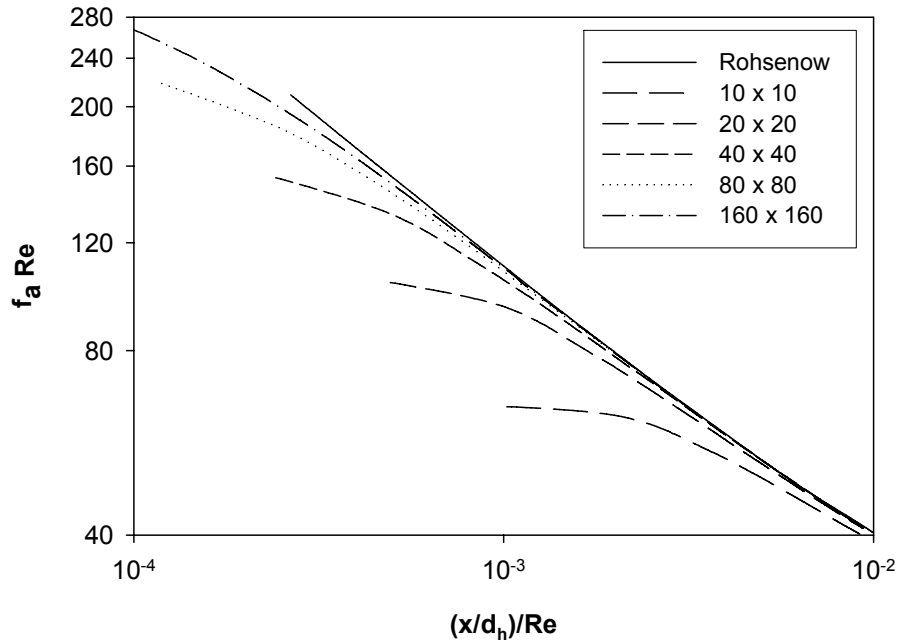
olarak tanımlanmıştır. Paralel levhalar arasında gelişmekte olan laminer hidrodinamik sınır tabaka için ortalama yüzey sürtünme faktörünün değerleri, Rohsenow ve diğerleri tarafından sunulmuş olup, simülasyon kodunun doğrulanmasında bu değerler kullanılmıştır [37]. Bir önceki bölümde ele alınan ve uzunluğu 0.15 m, yüksekliği 0.007 m olan bir kanal içerisinde hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akışlardaki ısı transferinin incelenmesi için farklı ağ yoğunluklarında gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları Tablo 5.14’de verilmiştir. Tabloda görüleceği üzere, 40×40 ağ yoğunluğundan 80×80 ağ yoğunluğuna geçilirken dahi hesaplanan Reynolds sayısındaki değişim sadece %0.05

mertebeinde olmaktadır. Ortalama Nusselt sayısının hesaplanmasında, ağ yapısının son iki kez değıştirilmesinde elde edilen farklar sırasıyla %1.0 ve %0.8'dir.

Tablo 5.14 Ağ yapısının Reynolds ve ortalama Nusselt sayısına etkisi

Durum	Ağ yapısı	Reynolds	$\overline{Nu}$	Süre
21	10×10	1166.4	8.446	6 dk
22	20×20	1142.0	10.048	10 dk
23	40×40	1137.5	10.247	39 dk
24	80×80	1136.9	10.148	2 s 32 dk
25	160×160	1138.6	10.062	16 s

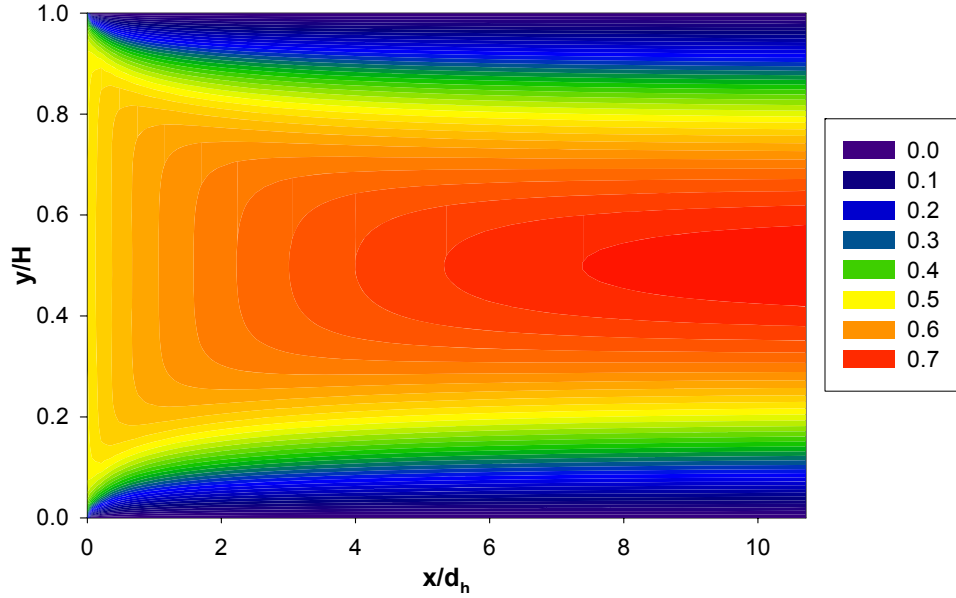
Farklı ağ yoğunluklarında elde edilen ortalama sürtünme katsayısı değeriinin kanal boyunca değışimi Şekil 5.69'da sunulmuştur. Şekilde görüleceğı üzere, 20×20 yoğunluğundaki bir ağ yapısı ile kanal sonuna doğru olan bölgede ortalama sürtünme katsayısı değeri hassas olarak hesaplanabilirken, kanal başlangıcında kalan ilk %5'lik dilim içerisindeki katsayıların hassas bir şekilde hesaplanabilmesi için, 160×160 ağ yoğunluğunun kullanılması gerekmektedir.



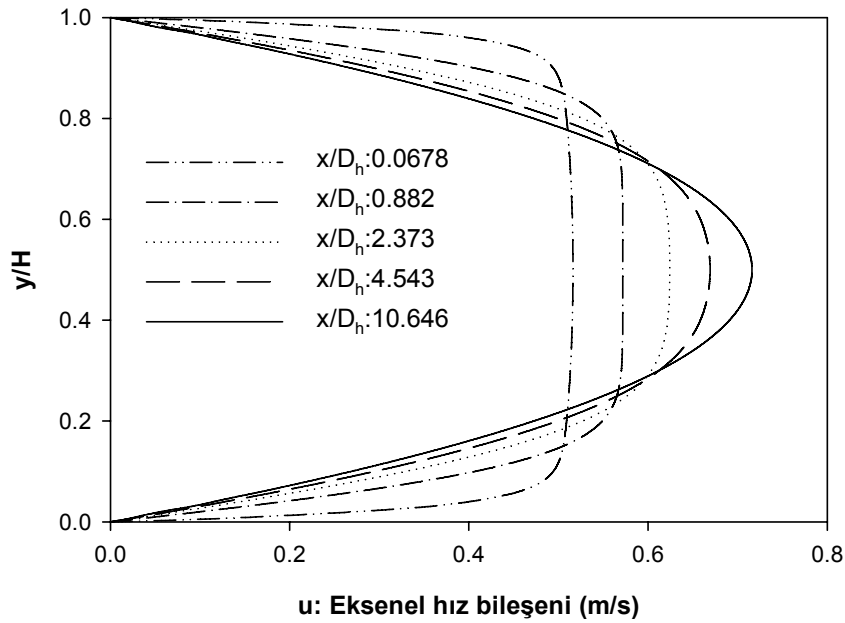
Şekil 5.69 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda ortalama sürtünme katsayısı

80×80 ağ yoğunluğu için elde edilen aksel hız alanı dağılımı Şekil 5.70'de verilmiştir. Şekilde görüleceğı üzere, kanal girişinde aksel hız bileşeni homojen

olarak hesaplanmıştır; hidrodinamik sınır tabakanın gelişmeye başlaması ile beraber cidarlara yakın yerlerde hız değerleri azalırken, akışın merkez kısmında yüksek bir ivmelenme görülmektedir. 80×80 ağ yapısı için farklı kesitlerde elde edilen hız profillerinin karşılaştırılması Şekil 5.71’de verilmiştir. Hız profilinin kanal boyunca olan gelişimi bu şekilde daha net görülebilmektedir.



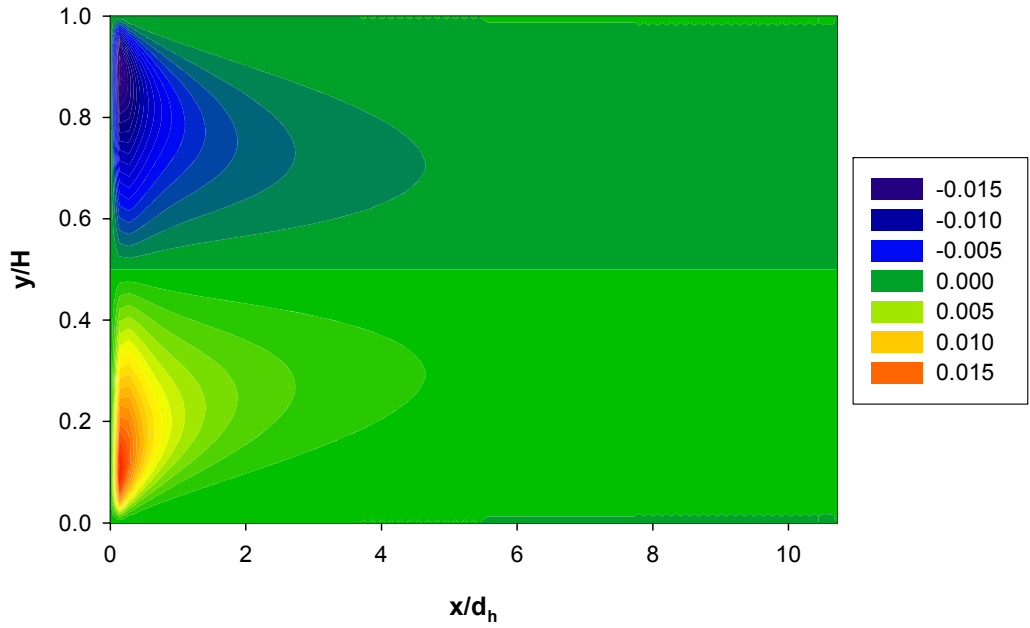
Şekil 5.70 Kanal içerisinde hidrodinamik olarak gelişmekte olan akış için eksenel hız alanı



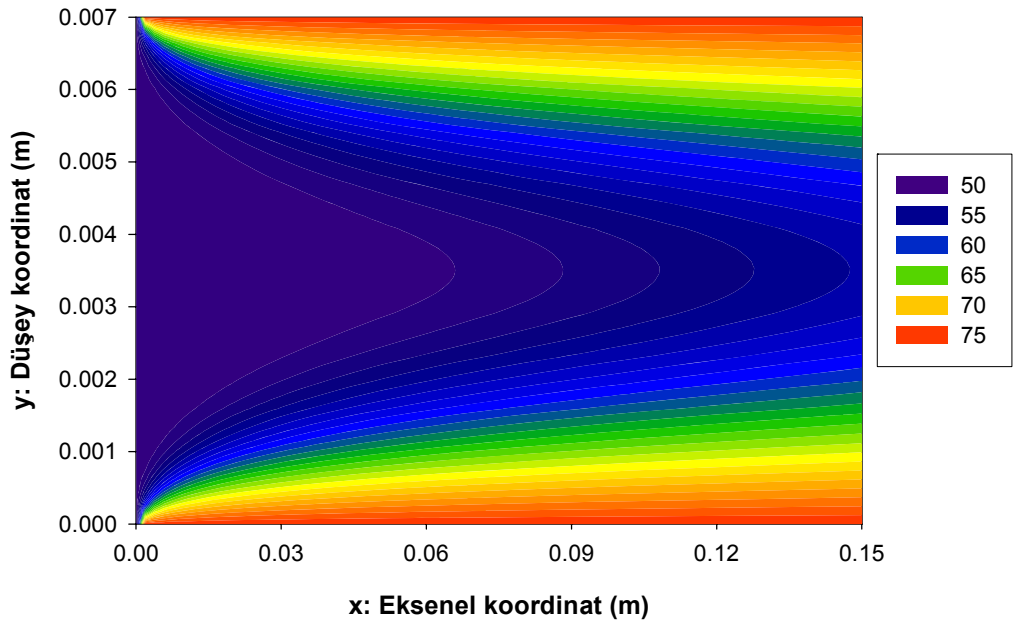
Şekil 5.71 Kanal içerisinde farklı kesitlerde eksenel hız bileşeni

Kanal içerisinde düşey hız alanı ise Şekil 5.72’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, kanal girişinde hidrodinamik sınır tabakanın gelişmeye başlaması ile beraber kanalın üst yarısında aşağı yönlü, kanalın alt yarısında ise yukarı yönlü düşey hız bileşenleri ortaya çıkmakta ve bu kütle akışı nedeniyle akışın merkez kısmının yatay

hız bileşeni hızla artmaktadır. Her ne kadar Şekil 5.72’de kanalın ikinci yarısında düşey hız bileşeni sıfır gibi gözükse de, bu kısımda hız değerleri ağ yapısına da bağlı olarak hızlı bir şekilde azaldığı için bu durum ortaya çıkmıştır. Bu bağlamda kanalın çıkış kesitinde dahi 2×10^{-4} m/s mertebesinde düşey hız bileşenleri mevcuttur. Hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan bu akış için elde edilen sıcaklık alanı Şekil 5.73’de, yerel Nusselt sayısının hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan akışlarla karşılaştırılması ise Şekil 5.74’de verilmiştir.



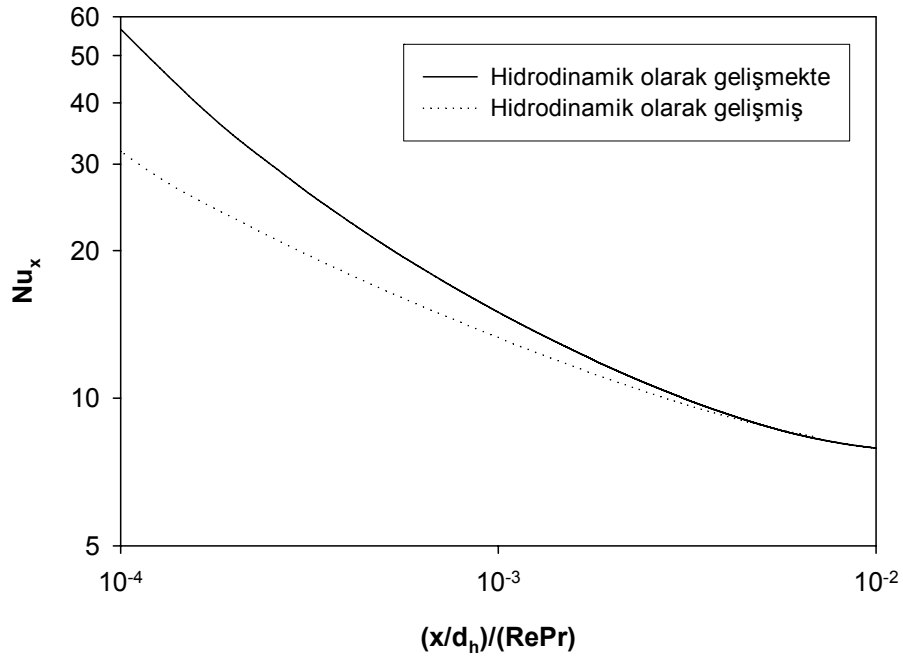
Şekil 5.72 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda düşey hız bileşeni (m/s)



Şekil 5.73 Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış için sıcaklık alanı

Şekil 5.74'de görüleceği üzere, ısı olarak gelişmekte olan bölgedeki yerel Nusselt sayısı, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda hidrodinamik olarak gelişmiş akışlara göre daha yüksektir. Bu durum, gelişmiş akışlarda ısı transferinin sadece iletim, gelişmekte olan akışlarda ise hem iletim hem de düşey hız bileşeni sayesinde taşınım ile gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır. Elde edilen bu sonuç Al-Bakhit ve Fakheri [41] tarafından yapılan çalışmada sunulan durum ile uyumludur.

Yapılan bu çalışma sonucunda, hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan laminar akışların çözülmesi için hazırlanan kodun doğrulanması sağlanmış olup, zamana bağlı akışlardaki durumun incelenmesi ile ilgili çalışmalar bir sonraki bölümde sunulmuştur.



Şekil 5.74 Isıl olarak gelişmekte olan bölge için farklı şartlarda yerel Nusselt sayısı

5.4.3. Salınımlı ve Pulsatif Akışların İncelenmesi

Sürekli rejimdeki akışların incelenmesinden sonra zamana bağlı akışlar, basınç salınımlarının belirli bir frekans ve genlik ile karakterize edilebildiği salınımlı akışlar ve periyodik olmakla beraber basınç salınımlarının belirli bir genlik ile karakterize edilemediği pulsatif akışlar olarak ele alınmıştır. Bu sınıflandırmaya ek olarak, salınımlı akışlarda hidrodinamik sınır tabakanın gelişmiş ve gelişmekte olması durumları da ayrı alt başlıklar ile incelenmiştir. Tez çalışması kapsamında daha önce de belirtildiği üzere, gerek akış ve gerekse sıcaklık alanının çözülmesinde, sürekli rejim problemlerinde de zamana bağlı formülasyon kullanılmıştır. Bu tür problemlerde zaman adımının yüksek seçilmesi ile zamana bağlı terimler düşürülmüş olup, bu bölüm içerisinde sunulan geçici rejim problemlerinde alt

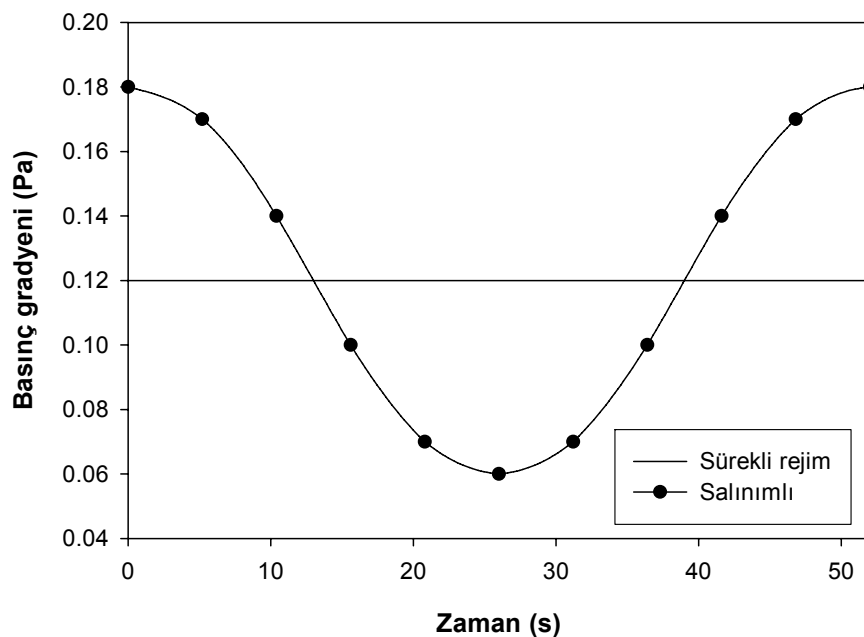
bölümlerde açıklanan zaman adımları ile bu terimler hesaba dahil edilmiştir. Bu bağlamda, uygulanan formülasyon açısından önceki bölümlerden herhangi bir fark mevcut değildir. Programın sınır şartlarında uygulanan tek fark ise, önceki bölümlerde sürekli rejimdeki akışlarda sabit olarak alınan basınç düşümünün, analitik bir fonksiyon ile veya doğrudan dosyadan okutularak zamana bağlı hale getirilmiş olmasıdır.

5.4.3.1. Hidrodinamik olarak gelişmiş salınımlı akışlar

Bu bölümde, hidrodinamik olarak gelişmiş olan salınımlı akışlardaki ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi ile ilgili çalışmalar sunulmuştur. Bu bölümdeki simülasyonlarda sınır şartı olarak kullanılan salınımlı akışlardaki basınç gradyeni:

$$\frac{dp}{dx} = A_0 + A_1 \cos(\omega t) \quad (5.155)$$

eşitliği ile sunulmuştur. Salınım periyodu 52 s olan bu tür bir basınç gradyeni için bir çevrim boyunca anlık değişim Şekil 5.75’de sunulmuştur. Hazırlanan kodun kontrol edilebilmesi için, öncelikli olarak sürekli rejimdeki akış durumu incelenmiş; ve ardından salınım genliği 1×10^{-15} mertebesinde tutularak problemin periyodik çözümü araştırılmıştır. Periyodik çözümün araştırılmasında, Reynolds ve Nusselt sayılarının çevrimsel ortalamasının bir önceki iterasyondaki değerlerinden farkının sırasıyla 1 ve 0.001 olması şartı yakınsama kriteri olarak kullanılmıştır. Mevcut Reynolds ve Nusselt sayıları göz önünde bulundurulduğunda, bu hata değerleri yaklaşık olarak %0.1 ve %0.01’e denk gelmektedir.



Şekil 5.75 Salınımlı basınç gradyeni örneği

Bu bölümde gerçekleştirilen simülasyonlarda 60×41 ağ yapısı kullanılmış olup, elde edilen ilk sonuçlar Tablo 5.15’de özetlenmiştir. Tablodan görüleceği üzere, bu şartlar altında gerçekleştirilen sürekli rejim simülasyonunda Reynolds sayısı %1.7 hata ile hesaplanmış ve algoritmadaki hata değerlerinden çok daha küçük bir basınç salınımı genliği kullanılarak yapılan periyodik çözüm simülasyonunda da hemen hemen aynı Reynolds sayısı elde edilebilmiştir.

Tablo 5.15 Sürekli rejimdeki akışın periyodik çözüm ile elde edilmesi

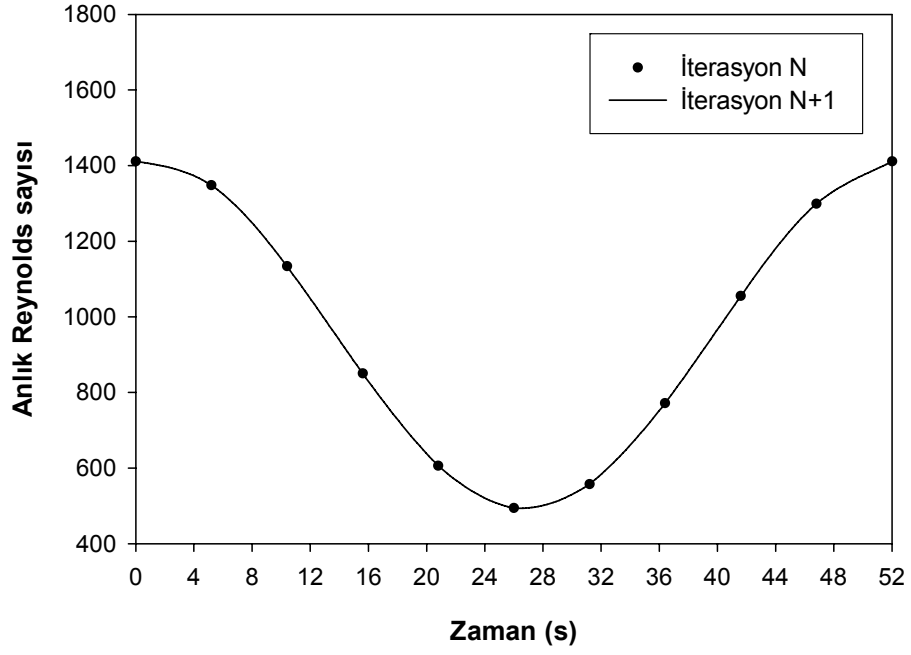
Durum	A_0 (Pa/m)	A_1 (Pa/m)	Re	Hata (%)
Analitik çözüm	0.80	-	936.6	-
Sürekli rejim simülasyonu	0.80	-	952.9	1.7
Periyodik çözüm simülasyonu	0.80	1×10^{-15}	952.8	1.7

Göreceli olarak düşük frekanstaki salınımlı akışların araştırılması için basınç salınımının genliği ortalama basınç gradyeninin yarısı olarak alınmış ve salınım periyodunun 52 saniye olması durumu için 10 zaman adımı kullanılarak bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. Salınım periyodunun bu değeri için Womersley sayısı 1 olmaktadır:

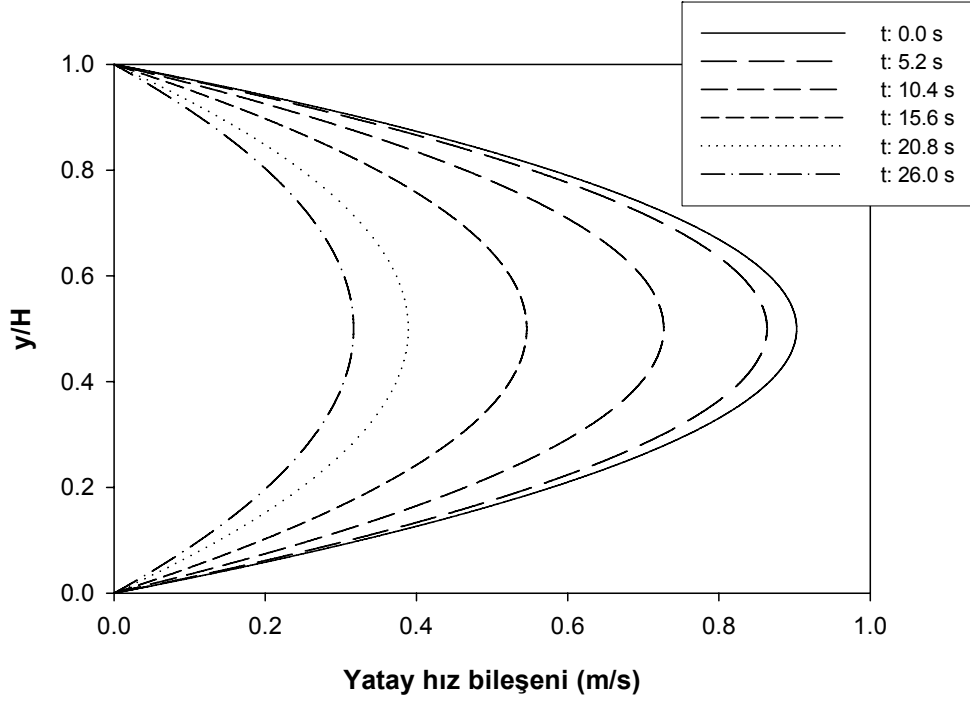
$$Wo = H \sqrt{\omega / \nu} \quad (5.156)$$

Womersley sayısının hesaplanmasında literatürdeki çalışmalara paralel olarak hirdolik çapın yarısı olan kanal yüksekliği kullanılmıştır. Düşük frekansta gerçekleştirilen bu simülasyonun son iki iterasyonunda elde edilen zamana bağlı Reynolds sayısı değerleri, yakınsama kriterinin uygunluğunu göstermesi açısından Şekil 5.76’da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere en son iterasyondan bir önceki iterasyonda hesaplanan Reynolds sayısının tüm anlık değerleri, yakınsamanın sağlandığı iterasyondaki değerler ile oldukça iyi bir uyum içerisinde. İki iterasyon arasında hesaplanan değerler arasındaki fark maksimum %0.07’dir.

Womersley sayısının 1 olması durumu için 10 zaman adımında gerçekleştirilen bu analizde elde edilen hız profillerinin değişimi Şekil 5.77’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, salınımlı hız profili, farklı anlarda farklı basınç gradyeni altındaki tam gelişmiş hız profillerine benzemektedir.

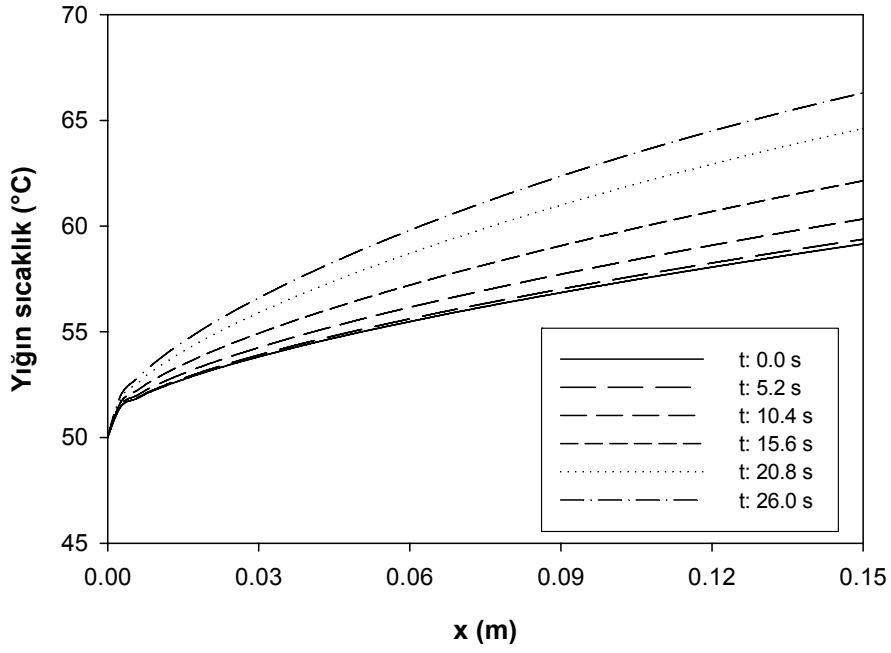


Şekil 5.76 Yakınsama kriterinin zamana bağlı Reynolds sayısına etkisi

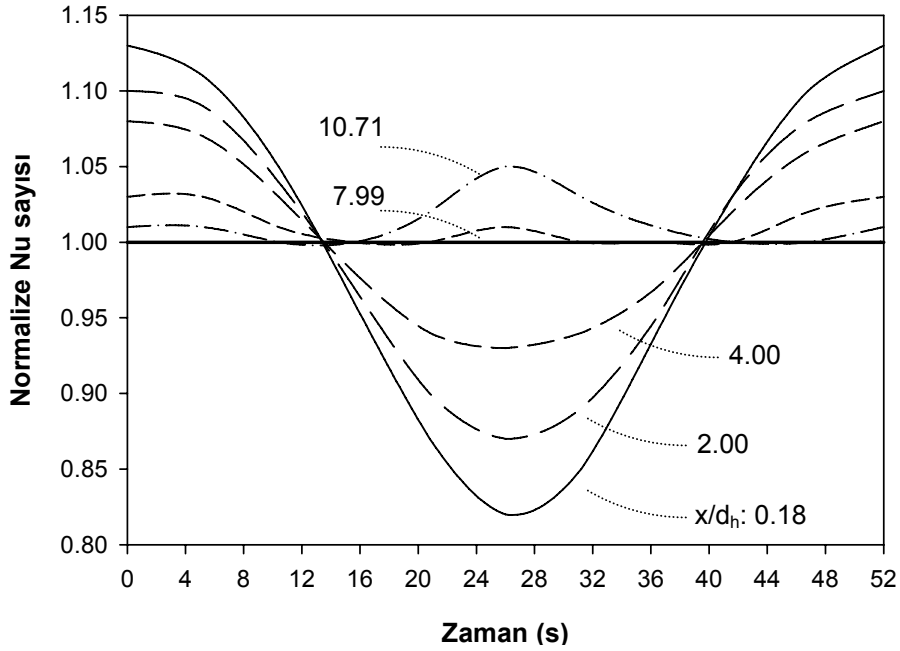


Şekil 5.77 Salınlı akışta hız profilinin değişimi (Wo:1)

Çevrim içerisinde farklı anlarda kanal boyunca hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri ise Şekil 5.78'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere göreceli olarak düşük frekanstaki bu akışta kanal çıkış sıcaklığı 59 ile 67°C arasında değişmektedir. Farklı kesitlerdeki Nusselt sayısının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 5.79'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, kanal girişine yakın bir noktada, $x/d_h:0.18$, yerel Nusselt sayısında anlık olarak +%15 ve -%20 mertebesinde değişimler olabilmektedir.



Şekil 5.78 Salınlımlı akışta ortalama sıcaklığın zamanla değişimi (Wo:1)



Şekil 5.79 Farklı kesitlerde Nusselt sayısının zamanla değişimi (Wo:1)

Şekil 5.79'da görüleceği üzere, kanal içerisinde ilerlendikçe değişimlerin genliği azalmakta ve belirli bir noktadan sonra Nusselt sayısını artırıcı etkiler gözlenmektedir. Bu durum şu şekilde yorumlanabilir: Salınlımlı akış nedeni ile ısı olarak gelişmekte olan bölgede Reynolds sayısının azalması, Nusselt sayısını hızlı bir şekilde azaltmakta ve bu nedenle kanal girişinde ağırlıklı olarak Nusselt sayısında azalma görülmektedir. Nusselt sayısındaki bu azalma nedeniyle akışkana aktarılan ısı enerjisi de azaldığı için, kanalın ilerleyen bölgelerinde sürekli rejim durumuna göre daha yüksek sıcaklık gradyanları oluşmakta ve bu durum ağırlıklı

olarak Nusselt sayısını arttırıcı yönde etki yapmaktadır. Her ne kadar salınımlı bir akışta yerel Nusselt sayısında anlık olarak %20 mertebesinde değişim olsa da, ilerleyen kısımlarda görüleceği üzere, çevrim ortalaması alınmış değerler sürekli rejim değerine yakınsamaktadır. Bu bağlamda, kanal uzunluğunun farklı değerleri için çevrim ortalaması alınmış Nusselt sayılarının da farklı olacağı söylenebilir.

Simülasyonda kullanılan zaman adımı sayısının ortalama sonuçlar üzerindeki etkisinin incelenmesi için, farklı zaman adımı sayılarında gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları Tablo 5.16'da sunulmuştur. Tabloda görüleceği üzere, zaman adımı sayısının dört katına çıkarılmasının etkisi bile ihmal edilebilecek mertebededir. Tablo 5.16'da sunulan zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısı şu şekilde hesaplanmıştır:

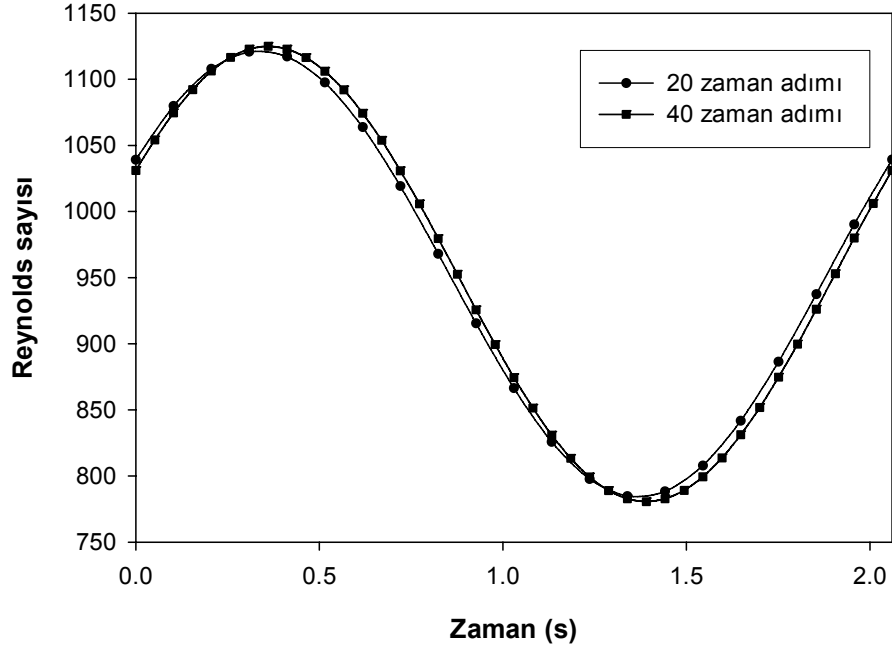
$$\overline{Re} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} Re dt \quad (5.157)$$

Tabloda sunulan Nusselt sayısı ise, ısı olarak gelişmekte olan akışlar ele alındığı için, hem konum hem zaman ortalaması alınmış değeri temsil etmekte olup, her bir zaman adımı için hesaplanan Nusselt sayıları (5.157) eşitliğinde sunulan yöntemle benzer biçimde değerlendirilmiştir.

Tablo 5.16 Zaman adımının simülasyon sonuçlarına etkisi

Zaman adımı sayısı	$\overline{Re}$	Fark (%)	$\overline{Nu}$	Fark (%)
10	952.6	-	9.527	-
20	952.8	0.02	9.528	0.01
40	952.7	0.01	9.529	0.02

Farklı frekans ve genliklerdeki salınımların etkisinin incelenmesinden önce, Womersley sayısının 5 olması durumu için 20 ve 40 zaman adımında gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları karşılaştırılarak ortalama değerlerden ziyade her bir zaman adımında hesaplanan Reynolds sayılarının hassasiyeti de kontrol edilmiştir. Şekil 5.80'de sunulan verilerden görüleceği üzere, zaman adımı sayısının iki katına çıkarılmasının anlık Reynolds sayıları üzerindeki etkisi de oldukça küçüktür.



Şekil 5.80 Zaman adımı sayısının anlık Reynolds sayısına etkisi (Wo:5)

Salınım genlik ve frekansının etkisinin incelenebilmesi amacıyla gerçekleştirilen simülasyonlarda elde edilen sonuçlar Tablo 5.17’de verilmiştir. Tabloda sunulan boyutsuz salınım genliği:

$$\beta = \frac{A_1}{A_0} \quad (5.158)$$

eşitliği ile tanımlanmıştır. Tablodaki ilk satır, ilgili parametrelerden de anlaşılacağı üzere, aynı ağ yoğunluğunda yapılan sürekli rejim simülasyonunun sonucudur. Farklı Womersley sayılarında yapılan simülasyonlarda kullanılan zaman adımı da artırılmış ve Womersley sayısının 50 olması durumunda zaman adımı sayısı 140 olarak belirlenmiştir. Bu durumda kullanılan zaman adımı 1.47×10^{-4} s olmaktadır. Tabloda görüleceği üzere, salınım genlik ve frekansının ortalama Reynolds ve Nusselt sayıları üzerindeki etkisi ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Bu bölümde ele alınan akış hidrodinamik olarak gelişmiş olduğu için, ortalama Reynolds sayılarındaki farkın sayısal hatalardan kaynaklandığı düşünülmektedir. Sinusoidal olarak değişmekte olan bir basınç gradyeni altındaki gelişmiş akış yapısı için ortalama Reynolds sayısının değişmemesi gerekmektedir. Nusselt sayısında ise, daha önce belirtildiği üzere belirli kesitlerde anlık olarak $\pm$ %20 mertebesinde değişimler olsa da, bu değişimler nedeniyle alt akış bölgesinde Nusselt sayısı artmakta ve ortalamada elde edilen farklar yine ihmal edilebilir mertebede olmaktadır.

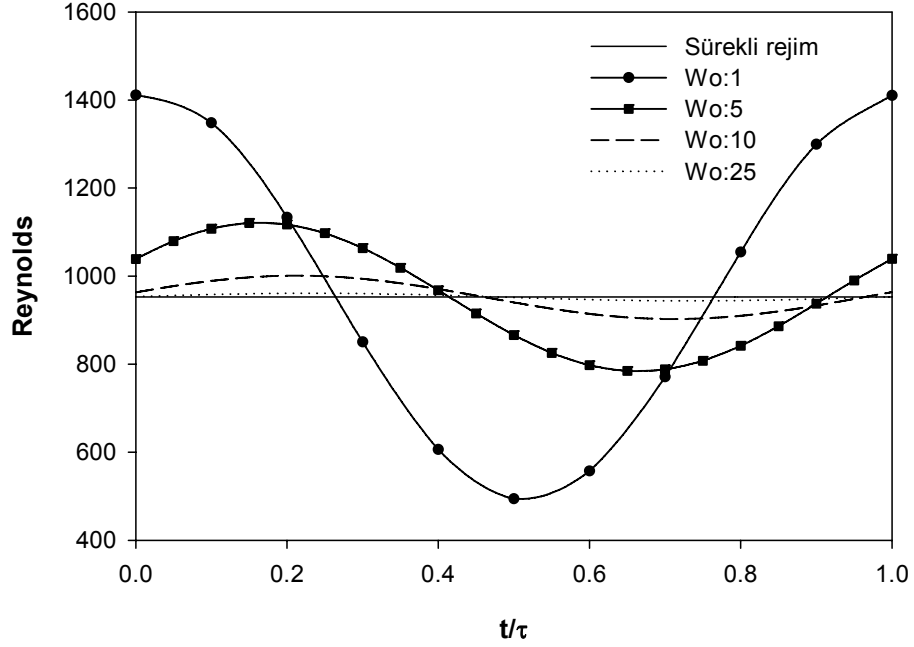
Tablo 5.17 Hidrodinamik olarak gelişmiş akışlarda salınım genlik ve frekansının akış ve ısı transferine etkisi

β	Wo	$\overline{Re}$	Fark (%)	$\overline{Nu}$	Fark (%)
0.0	0.0	952.9	-	9.509	-
0.5	1.0	952.8	-0.01	9.528	0.20
0.5	5.0	952.7	-0.02	9.509	0.00
0.5	10.0	951.8	-0.09	9.507	-0.02
0.5	25.0	952.5	-0.04	9.508	-0.01
0.5	50.0	952.9	0.00	9.509	0.00
1.0	10.0	952.0	-0.09	9.507	-0.02
1.5	10.0	952.2	-0.07	9.507	-0.02
2.0	10.0	952.0	-0.09	9.504	-0.05
2.5	10.0	951.8	-0.09	9.501	-0.08

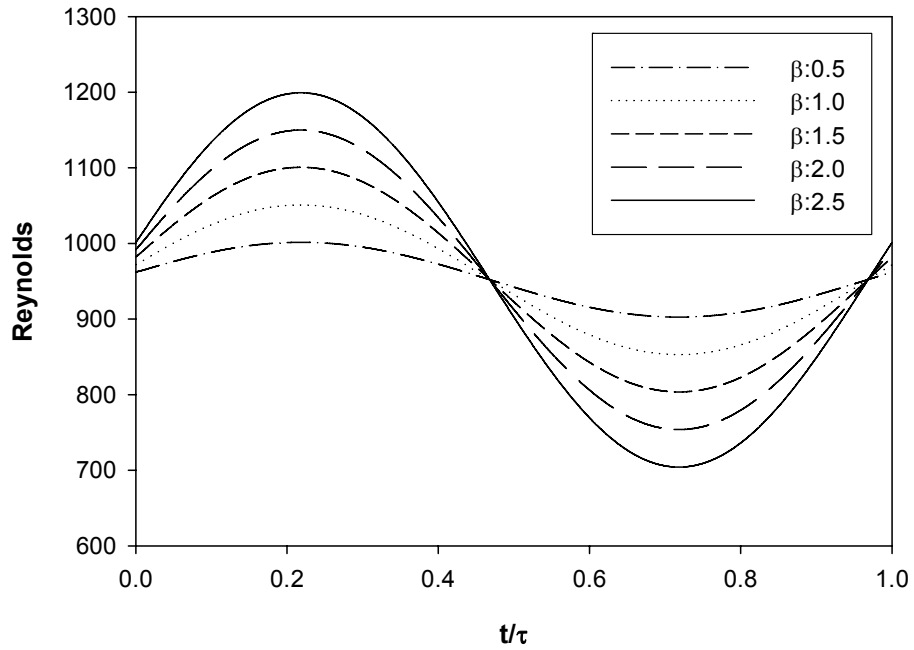
Salınım genliğinin belirli bir değeri için farklı frekanslarda elde edilen zamana bağlı Reynolds sayılarının bir çevrim boyunca değişimi Şekil 5.81’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, göreceli olarak düşük salınım frekanslarında Reynolds sayısında basınç salınımına paralel olarak %50 mertebesinde değişimler olurken, frekansın artması ile birlikte Reynolds sayısındaki değişimler azalmakta ve Womersley sayısının 25 değeri için salınımlar $\pm$ %1 aralığı içerisinde kalmaktadır. Şekil 5.81’de gözlenebilecek bir diğer olgu, salınım frekansının artması ile basınç ve hız salınımları arasında bir faz farkının oluşmasıdır. Düşük frekanslarda hız salınımları basınç salınımını takip edebilirken, yüksek frekanslarda hız salınımı bir miktar geride kalmaktadır.

Belirli bir salınım genliği için farklı frekanslarda gerçekleştirilen bu analizlere benzer olarak, belirli bir salınım frekansı için farklı genliklerde gerçekleştirilen analizlerde elde edilen anlık Reynolds sayıları da Şekil 5.82’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, sabit bir salınım frekansı için salınım genliğinin arttırılması Reynolds sayısındaki salınımın genliğini de arttırmaktadır. Bununla beraber, akışın ataleti nedeniyle, boyutsuz salınım genliğinin bir olması durumunda anlık olarak basınç farkı sıfır olurken, Reynolds sayısı sıfır olmamaktadır. Boyutsuz salınım genliğinin

2.5 olması durumunda ortalama basınç farkının 1.5 katı mertebesinde ters basınç gradyanları oluşsa da, Reynolds sayısındaki azalma %26 mertebesinde olmaktadır. Bu durumun kompresörlerde emme valf yaprağının hareketi nedeniyle oluşan basınç salınımlarında önemli olacağı düşünülmektedir.



Şekil 5.81 Salınım frekansının anlık Reynolds sayısına etkisi, $\beta:0.5$

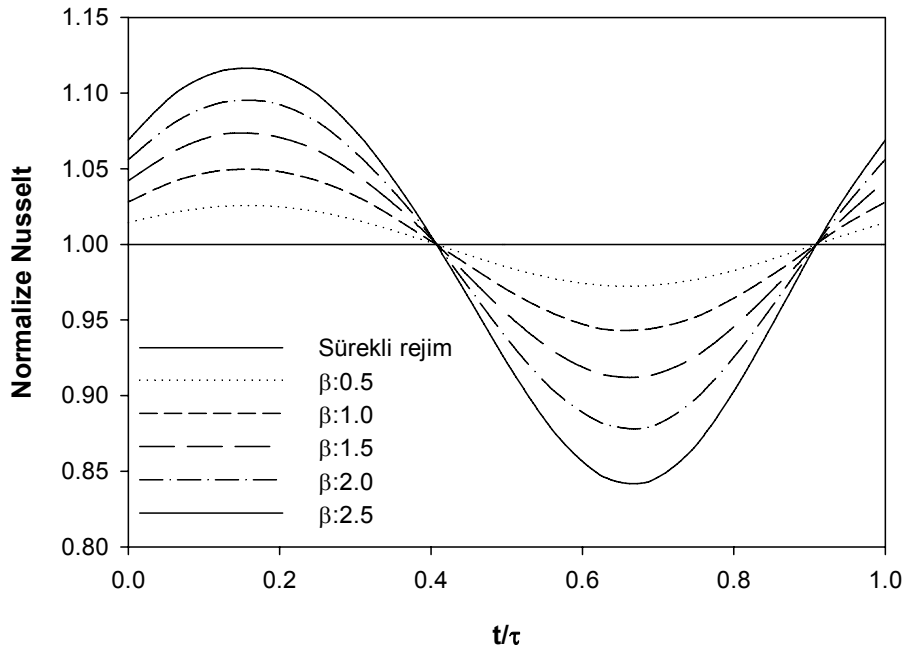


Şekil 5.82 Salınım genliğinin anlık Reynolds sayısına etkisi, $Wo:10$

Aynı basınç salınımı genlik değerleri için kanal girişindeki bir kesitte zamana bağlı olarak değişen Nusselt sayısı değerleri ise Şekil 5.83'de sunulmuştur. Şekilden görüleceği üzere, basınç salınımı genliğinin Reynolds sayısında yarattığı

değişimlere bağlı olarak yerel Nusselt sayısı da sürekli rejimdeki değerine göre salınım yapmakta ve daha önce bahsedilen nedenlerden dolayı bu etki ağırlıklı olarak Nusselt sayısını azaltıcı yönde rol oynamaktadır. Şekilde sunulan Nusselt sayıları, bu kesitte sürekli rejim için hesaplanan 26.984 değeri ile normalize edilmiştir. Boyutsuz basınç salınımı genliğinin 2.5 değeri için zaman integrali alınmış ortalama Nusselt sayısı bu kesit için 26.693 olarak elde edilmiş olup bu değer sürekli rejimdeki değerden % 1.08 daha düşüktür. Alt akış bölgesinde bu fark pozitif yöne döndüğü için, tüm kanalda zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısının sürekli rejimdeki değerden farkı yalnızca % 0.08 olmaktadır.

Bu bölümde yapılan simülasyonlarla, paralel levhalardan oluşan kanal içerisinde, hidrodinamik olarak gelişmiş ısıl olarak gelişmekte olan laminar salınımlı akışlar incelenmiştir. Yapılan incelemeler ışığında, ele alınan salınım genlik ve frekansları dahilinde salınımlı akışlardaki zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısının, sürekli rejimdeki değer ile aynı olduğu sonucuna varılmıştır. Akıştaki salınımlar belirli kesitlerde yerel Nusselt sayısında $\pm$ % 20 mertebesinde anlık değişimler yaratabilse de, hem zaman hem konum ortalaması alınmış Nusselt sayıları da sürekli rejim değerine yakınsamaktadır.



Şekil 5.83 Kanal girişinde yerel Nusselt sayısının zamanla değişimi, $x/d_h:0.18$, $Wo:10$

5.4.3.2. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınımlı akışlar

Bir önceki bölümde sunulan analizlere benzer olarak, hem hidrodinamik hem ısıl olarak gelişmekte olan akışlarda salınımlı bir basınç gradyeni olması durumu da farklı salınım frekans ve genlikleri için incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Tablo

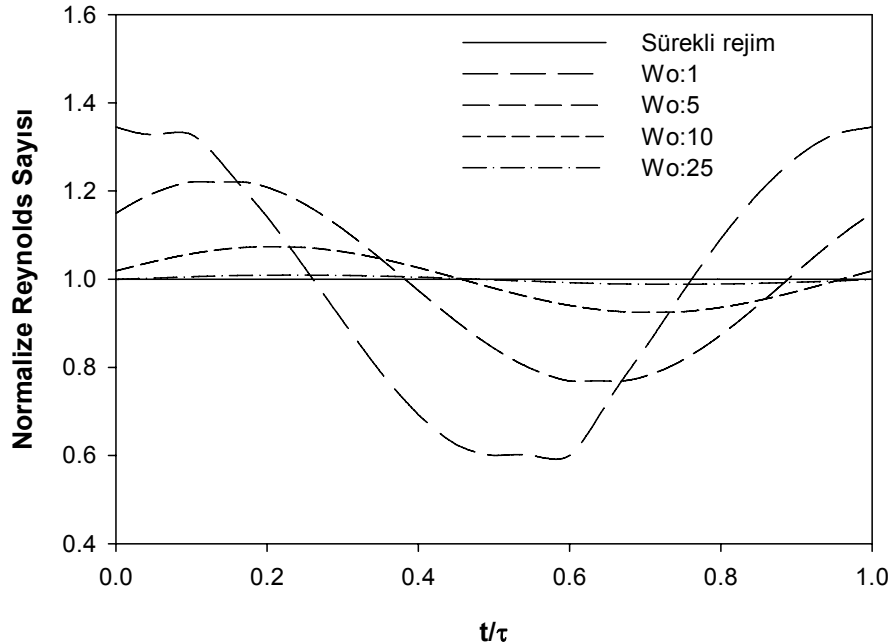
5.18'de özetlenmiştir. Bu simülasyonlarda 80×81 ağ yapısı kullanılmış olup, zaman adımı sayısı 20 ile 100 arasında değişmektedir. Tablodan görüleceği üzere, aynı basınç gradyeninin kullanılması durumunda sürekli rejimdeki bir akış için hidrodinamik olarak gelişmekte olan sınır tabakanın dikkate alınması durumunda, Reynolds sayısı 656.3 olarak hesaplanmıştır. Aynı şartlarda hidrodinamik olarak gelişmiş akıştaki Reynolds sayısının 952.9 olarak bulunduğu hatırlanacak olursa, akışın gelişmeye başladığı bölgedeki yüksek hız gradyenleri nedeniyle kütsel debinin %31.1 azaldığı söylenebilir. Tablodan görülebilecek bir diğer ilginç sonuç, belirli bir salınım genliği değeri için salınım frekansının azaltılmasının Reynolds sayısını azalttığıdır. Womersley sayısının 50 değeri için sürekli rejim durumuna göre Reynolds sayısı ihmal edilebilecek mertebede değişirken; aynı salınım genliğinde Womersley sayısının 1 olması durumunda Reynolds sayısı %1.8 azalmaktadır. Göreceli olarak düşük salınım genliği için gerçekleştirilen bu analizlerde, zaman ve konum ortalaması alınmış Nusselt sayılarında herhangi bir değişim olmamıştır. Womersley sayısının 10 olması durumunda farklı salınım genliklerinde gerçekleştirilen analizlerde ise, salınım genliğinin artırılmasının hem ortalama Reynolds hem de ortalama Nusselt sayısını azalttığı belirlenmiştir.

Tablo 5.18 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda salınım genlik ve frekansının akış ve ısı transferine etkisi

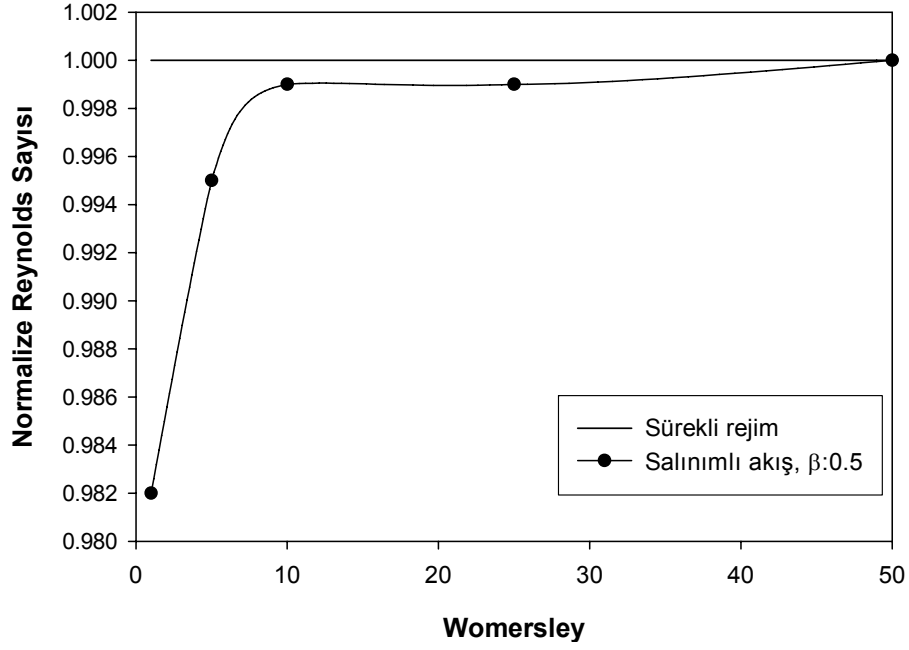
β	W_o	$\overline{Re}$	Fark (%)	$\overline{Nu}$	Fark (%)
0.0	0.0	656.3	-	9.205	-
0.5	1.0	644.5	-1.80	9.204	-0.01
0.5	5.0	652.9	-0.52	9.204	-0.01
0.5	10.0	655.7	-0.09	9.203	-0.02
0.5	25.0	655.5	-0.12	9.203	-0.02
0.5	50.0	656.2	-0.02	9.204	-0.01
1.0	10.0	654.7	-0.24	9.200	-0.05
1.5	10.0	653.6	-0.41	9.194	-0.12
2.0	10.0	651.6	-0.72	9.185	-0.22
2.5	10.0	649.2	-1.08	9.173	-0.35

Şekil 5.69'dan hatırlanacak olursa, belirli bir kanal geometrisi için Reynolds sayısının azalması, Reynolds sayısı ile ortalama sürtünme faktörünün çarpımını azaltmakla beraber, bu değişim logaritmik olduğu için gerçekte ortalama sürtünme katsayısı hızla artmaktadır. Bu durumda, basınç gradyeninin azaltılmasının, akışın gelişmesini geciktirmesi nedeniyle Reynolds sayısını önemli oranda azaltacağı ve Şekil 5.69'da verilen karakter gereği, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda, salınım genliğinin artırılmasının veya frekansın azaltılmasının zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısında da bir azalmaya neden olacağı sonucuna ulaşılabilir.

Boyutsuz salınım genliğinin 0.5 olması durumu için farklı frekanslarda elde edilen zamana bağlı Reynolds sayıları Şekil 5.84'de, ortalama Reynolds sayısının frekans ile değişimi ise Şekil 5.85'de sunulmuştur. Reynolds sayısının, sürekli rejim değeri ile normalize edilerek sunulduğu Şekil 5.84'den görüleceği üzere, boyutsuz salınım genliğinin 0.5 olması durumunda göreceli olarak düşük frekanslarda anlık Reynolds sayısı sürekli rejim değerine göre %35-40 mertebesinde değişebilmektedir. Basınç salınımı frekansının artırılması beklendiği üzere Reynolds sayısındaki salınımların genliğini azaltırken, aynı zamanda basınç ve hız salınımları arasında bir faz farkı oluşmaktadır. Şekil 5.85'den görüleceği üzere, zaman ortalaması alınmış Reynolds sayısı salınım frekansının azaltılması ile hızla azalmaktadır.



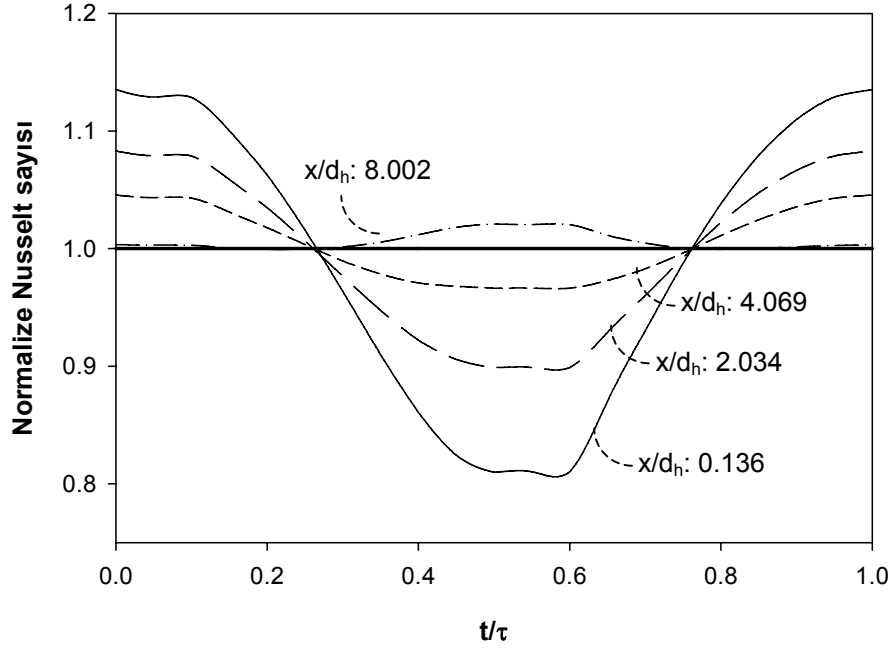
Şekil 5.84 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınımlı akışlar için anlık Reynolds sayısının salınım frekansı ile değişimi, $\beta:0.5$



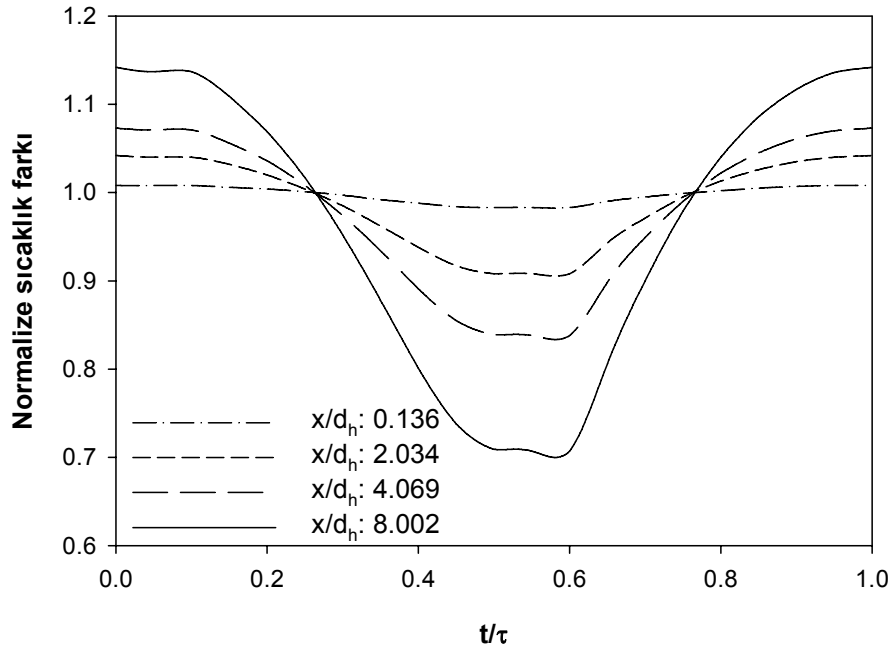
Şekil 5.85 Hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınımlı akışlarda ortalama Reynolds sayısının salınım frekansı ile değişimi, $\beta:0.5$

Hidrodinamik olarak gelişmiş akışlar için yapılan analizlere benzer olarak, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için de farklı kesitlerde elde edilen yerel Nusselt sayısının bir çevrim boyunca değişimi Şekil 5.86'da sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere çevrimin belirli safhalarında Nusselt sayısı %15 mertebesinde daha yüksek olabilirken, Reynolds sayısındaki azalmaya bağlı olarak çevrimin bazı safhalarında %20 mertebesinde azalmalar görülebilmektedir. Kanal içerisinde belirli bir noktadan sonra yerel Nusselt sayısındaki değişimler sadece pozitif yönde olmaktadır. Kanal boyunca Nusselt sayısını etkileyen faktörlerin daha detaylı incelenebilmesi için, Nusselt sayısının tanımını oluşturan sıcaklık farkları üzerinde durulmasının yararlı olacağı düşünülmüştür. Şekil 5.86'da sunulan kesitlerde, sınır şartı olarak kullanılan cidar sıcaklığı ile yığın sıcaklık arasındaki farkın anlık değerinin, sürekli rejimdeki farka oranını gösteren normalize sıcaklık farkı değerleri Şekil 5.87'de sunulmuştur. Şekil 5.86 ve 5.87 karşılaştırılacak olursa, oldukça ilginç bir durum ortaya çıkmaktadır. Nusselt sayısındaki değişim kanal girişinde çok daha baskın iken, bu lokasyonda cidar sıcaklığı ile yığın sıcaklık arasındaki fark sürekli rejim durumuna göre önemli miktarda değişmemektedir. Bu bağlamda, kanal girişinde sınır tabakanın gelişmeye başladığı bölgede kanal yüksekliğince akışkanla meydana gelen sıcaklık gradyeninin Nusselt sayısındaki değişimlerde etkili olduğu söylenebilir. Kanal boyunca ilerledikçe, Nusselt sayısındaki değişimler azalsa da, Şekil 5.87'den görüleceği üzere, cidar sıcaklığı ile yığın sıcaklık arasındaki farkın sürekli rejimdeki duruma oranı önemli oranda artmaktadır. Bu sıcaklık farkı artmasına rağmen Nusselt sayısındaki anlık değişimlerin azalmasının tek nedeni,

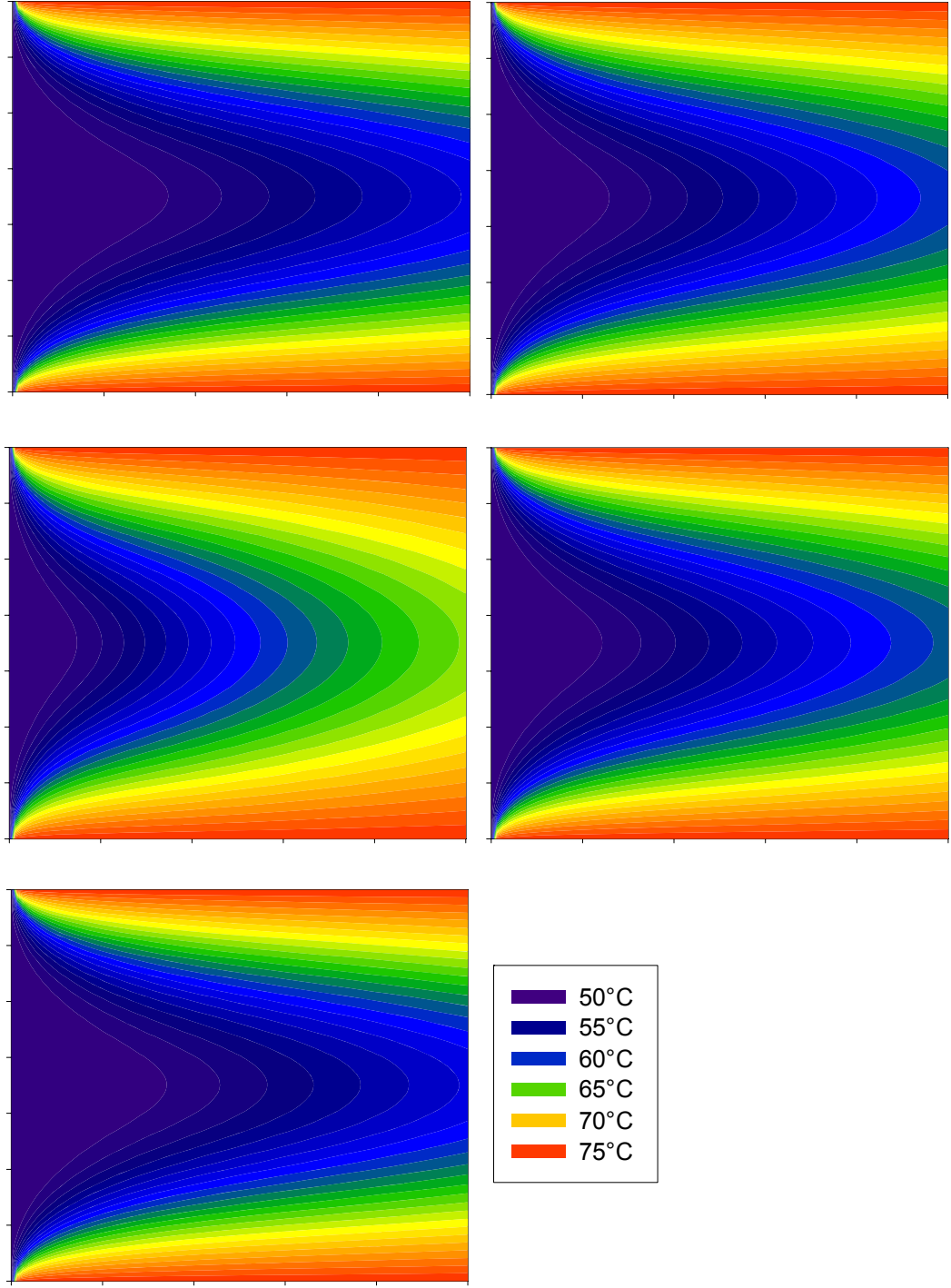
kanal yüksekliğince akışkanda meydana gelen sıcaklık gradyeninin de sürekli rejimdeki duruma oranla aynı mertebede artması ile açıklanabilir. Boyutsuz salınım genliğinin 0.5 ve Womersley sayısının 1 değeri için çevrim boyunca farklı anlarda elde edilen sıcaklık alanı Şekil 5.88’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, kanal boyunca cidardaki sıcaklık gradyeni önemli oranda değişmektedir.



Şekil 5.86 Yerel Nusselt sayısının farklı kesitlerde çevrim boyunca değişimi, $Wo:1$, $\beta:0.5$



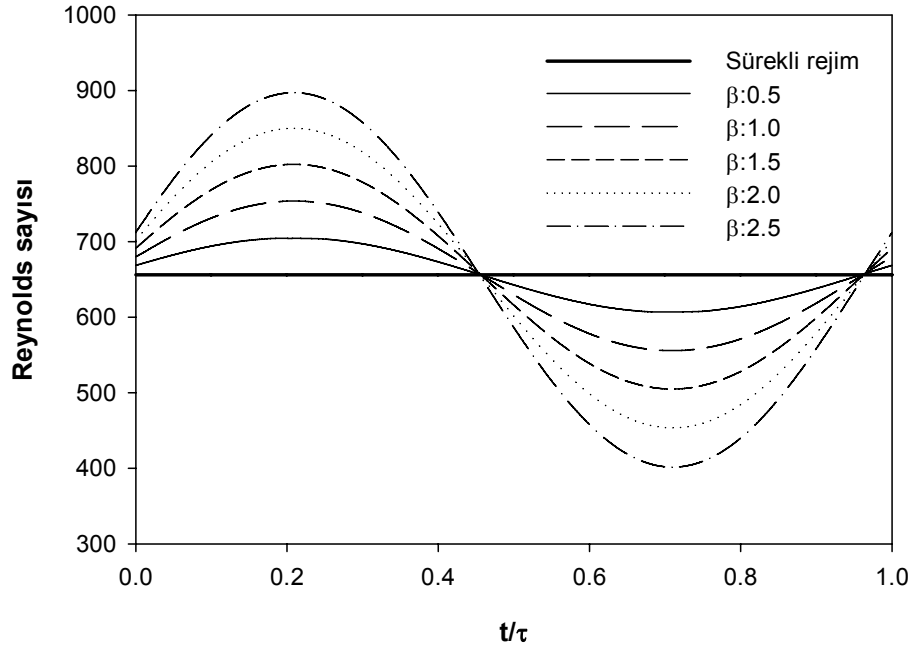
Şekil 5.87 Cidar ile yığın sıcaklık arasındaki boyutsuz sıcaklık farkının farklı kesitlerde çevrim boyunca değişimi, $Wo:1$, $\beta:0.5$



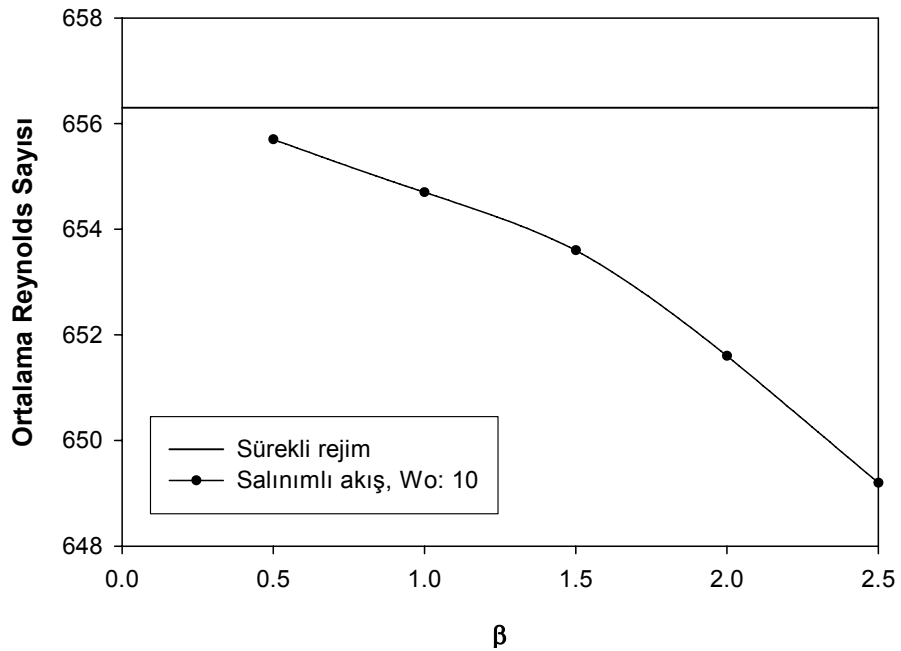
Şekil 5.88 Çevrimin farklı anlarında kanal içerisinde sıcaklık dağılımı a) 0, b) $\pi/2$, c) π , d) $3\pi/2$, e) 2π , $Wo:1$, $\beta:0.5$

Hidrodinamik olarak gelişmiş salınlı akışlardakine benzer olarak, hidrodinamik olarak gelişmekte olan salınlı akışlar için de salınım genliğinin artırılmasının etkisi incelenmiş ve elde edilen sayısal değerler daha önce Tablo 5.18’de özetlenmiştir. Bu tabloda sunulan değerlere göre, boyutsuz salınım genliğinin ortalama Reynolds sayısı üzerindeki etkisi Şekil 5.89’da sunulmuştur. Womersley sayısının 10 olması durumu için elde edilen bu sonuçlardan görüleceği üzere, hız salınımları ile basınç

salınımı arasında bir faz farkı bulunmaktadır. Boyutsuz salınım genliğinin artırılması ise beklendiği üzere Reynolds sayısındaki salınımların genliğini arttırmaktadır. Bu parametrenin ortalama Reynolds sayısına etkisi ise Şekil 5.90'da verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere, salınım genliğinin artırılması ortalama Reynolds sayısını ve kütesel debiyi azaltıcı yönde etki göstermektedir. Her ne kadar bu simülasyonlarda ortalama Nusselt sayısında da bir düşüş elde edilse de, uygulanan en yüksek salınım genliği için bu düşüş % 0.35 ile sınırlı kalmıştır.



Şekil 5.89 Boyutsuz salınım genliğinin anlık Reynolds sayısına etkisi, $Wo:10$

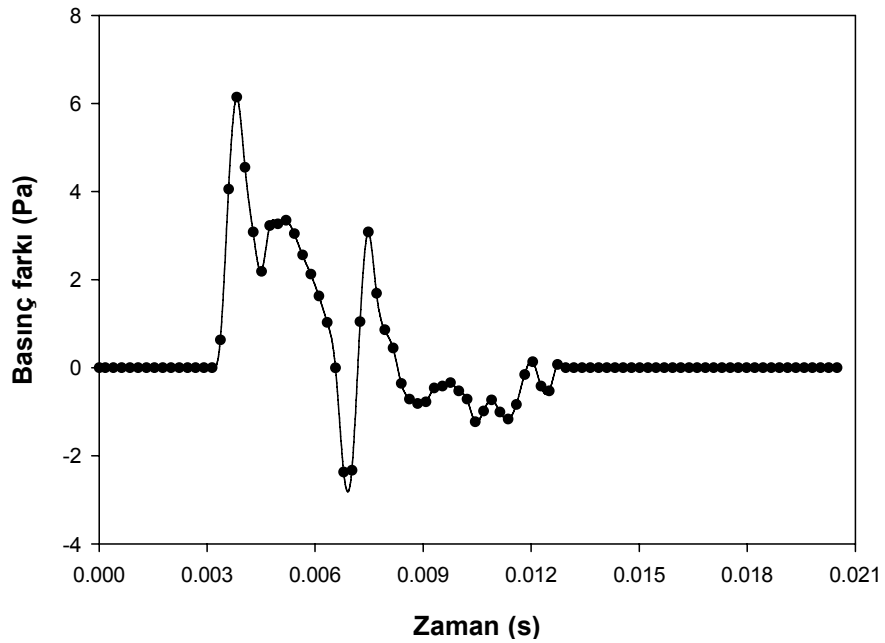


Şekil 5.90 Boyutsuz salınım genliğinin ortalama Reynolds sayısına etkisi, $Wo:10$

5.4.3.3. Hidrodinamik olarak gelişmekte olan pulsatif akışlar

Hidrodinamik olarak gelişmiş ve gelişmekte olan salınlı akışların incelenmesinden sonra, tez çalışması kapsamında ele alınan kompresör modeline özgü pulsatif akış karakterinin, akış ve ısı transferi üzerindeki etkilerinin incelenmesi ile ilgili çalışmalar bu bölümde sunulmuştur.

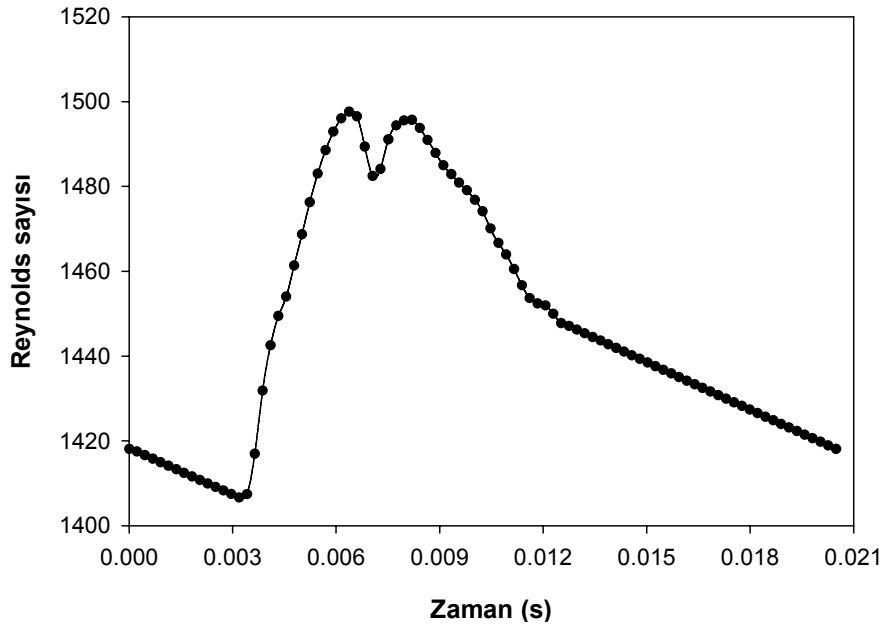
Daha önceki bölümlerden hatırlanacağı üzere, kompresör emme hattındaki basınç farkı deneysel olarak elde edilerek Şekil 4.19'da sunulmuştur. Bu tür bir zamana bağlı basınç gradyeninin paralel levhalardan oluşan kanal içerisindeki pulsatif akışa uyarlanması, basınç gradyeninin genliği belirli bir değer ile küçültülerek akışın laminar bölgede kalması sağlanmıştır. Bu bölümde sınır şartı olarak uygulanan zamana bağlı basınç gradyeni Şekil 5.91'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, kompresör emme safhasını simüle edecek şekilde çevrimin sadece belirli bir kısmında pozitif basınç gradyeni mevcut olup çevrimin geri kalan kısmında herhangi bir basınç farkı yoktur. Emme valf yaprağı hareketi nedeniyle oluşan anlık ters basınç gradyenleri de şekilde görülebilmektedir.



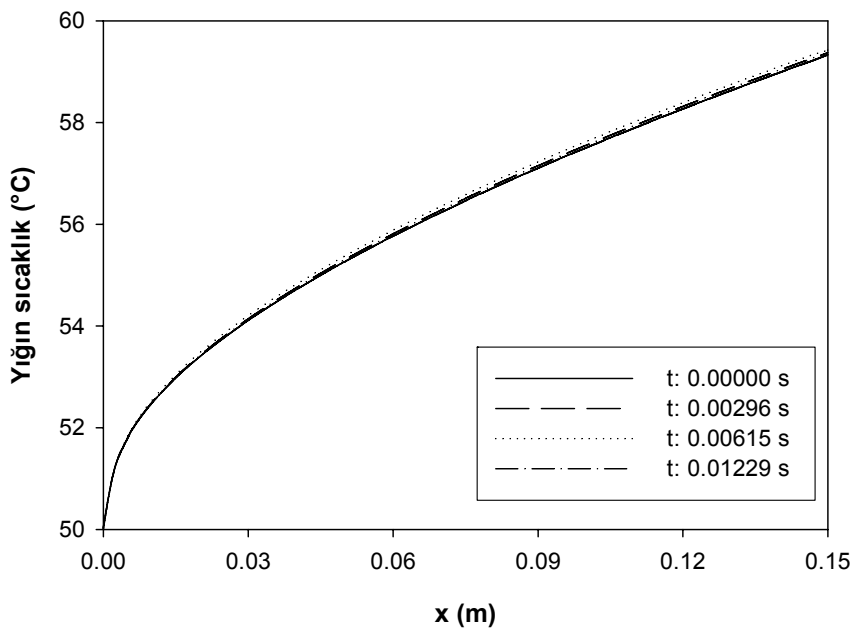
Şekil 5.91 Pulsatif akış simülasyonunda kullanılan zamana bağlı basınç gradyeni

Basınç giriş – basınç çıkış sınır şartı ve hidrodinamik olarak gelişmekte olan akış kabulü ile gerçekleştirilen simülasyon sonucunda elde edilen zamana bağlı Reynolds sayısı değerleri Şekil 5.92'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, basınç gradyeninin sıfır olduğu ilk kısımda akış yavaşlamakta; bu safhanın hemen ardından gradyenin hızlı bir şekilde artması ile akış hızı da artmaktadır. 0.007 s civarında ters basınç gradyeni oluşsa da, bu gradyen sadece akışı yavaşlatmakta,

akışın momentumu nedeniyle herhangi bir ters akış söz konusu olmamaktadır. Bu safhadan sonra basınç gradyeninin tekrar sıfırlanması akış hızını azaltmakta ve bir çevrim bu şekilde tamamlanmaktadır. Şekil 5.92’de sunulan zamana bağlı Reynolds sayısının zaman integrali alınmış çevrimsel ortalaması 1447 olarak belirlenmiştir. Bu akışı sağlayan basınç gradyeninin zaman ortalaması ise 0.349 Pa’dır. Pulsatif akışta farklı anlarda kanal boyunca yığın sıcaklığın değişimi Şekil 5.93’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, anlık olarak oldukça yüksek basınç gradyenlerinin mevcut olduğu bu akışta, yığın sıcaklık çevrimin farklı safhalarında önemli oranda değişmemektedir.

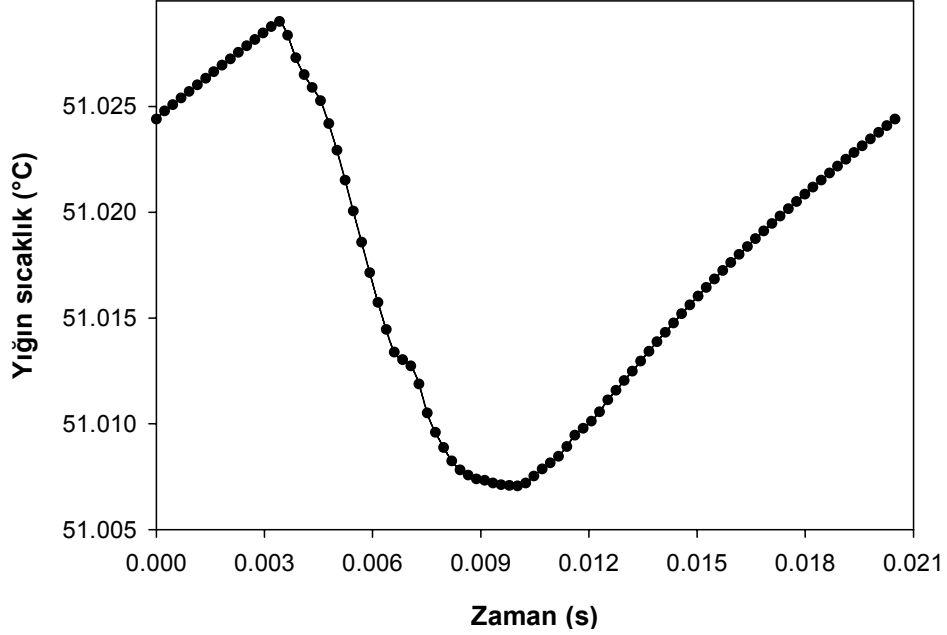


Şekil 5.92 Pulsatif akış için zamana bağlı Reynolds sayısı



Şekil 5.93 Pulsatif akışta farklı anlarda yığın sıcaklığın değişimi

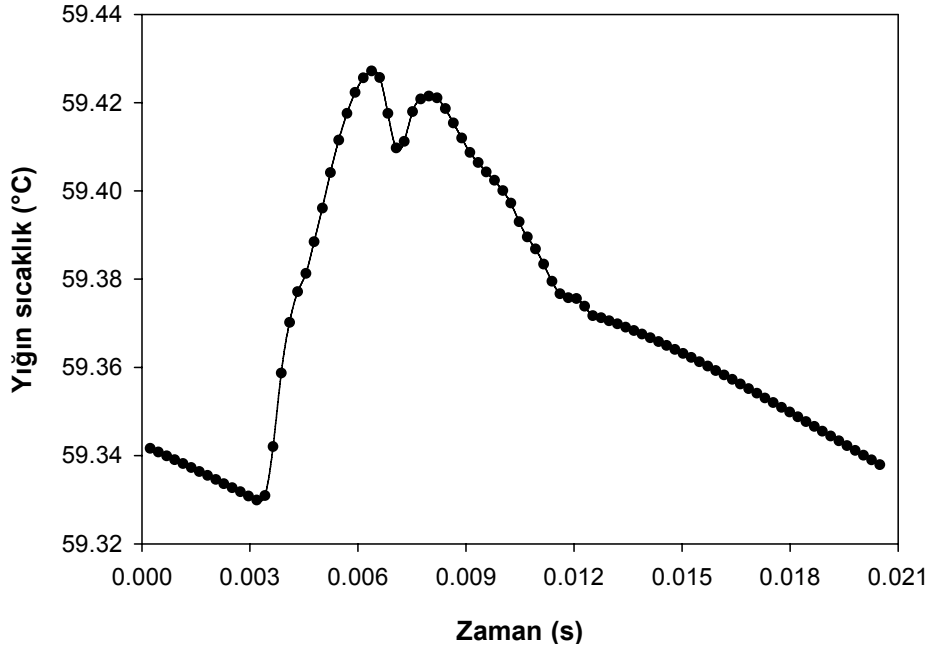
Kanal içerisindeki ilk düğüm noktası için yığın sıcaklığın zamanla değişimi ise Şekil 5.94'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, basınç gradyeninin artması ve akışın hızlanmaya başlaması ile beraber daha düşük sıcaklıktaki gaz akışı arttığı için yığın sıcaklık hızla azalmakta; çevrimin ikinci yarısında basınç gradyeni ve akışın azalması nedeniyle yığın sıcaklık artmaktadır.



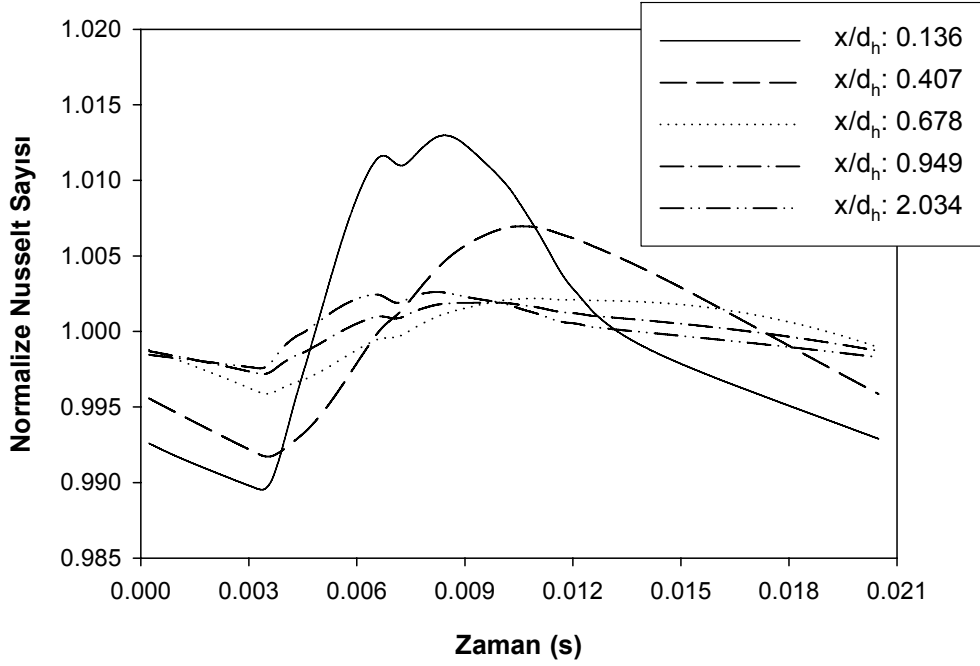
Şekil 5.94 Yığın sıcaklığının çevrim içerisinde zamanla değişimi (x/d_h : 0.136)

Kanal çıkışındaki yığın sıcaklığının bir çevrim için zamanla değişimi ise Şekil 5.95'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, kanal girişinden oldukça farklı olarak, kanal çıkış kesitindeki yığın sıcaklık profili Reynolds sayısı profiline benzemekte ve akışın hızlandığı safhada yığın sıcaklık da artmaktadır.

Bu durumun açıklanabilmesi için, farklı kesitlerdeki anlık Nusselt sayıları, ilgili kesite ait zaman integrali alınmış ortalama Nusselt sayısı ile normalize edilerek Şekil 5.96'da sunulmuştur. Bu şekilde sunulan Nusselt sayısı değişimlerinden görüleceği üzere, kanal içerisinde ilerledikçe Nusselt sayısındaki değişimlerin genliği azalmaktadır. Bu durum, şu şekilde açıklanabilmektedir: Basınç gradyeninin artması ve akışın hızlanması ile beraber daha fazla miktarda düşük sıcaklıktaki gazın kanala alınması, bu safha için Nusselt sayısını arttırmaktadır. Nusselt sayısının yerel olarak artması, gazın daha fazla ısınmasına neden olduğu için kanalın ilerleyen bölgelerinde sıcaklık gradyenleri ve buna bağlı olarak ısı taşınım katsayısı da azalmakta ve bu etki yaklaşık olarak hidrolik çapın iki katı mesafede Nusselt sayısındaki değişimlerin ihmal edilebilir mertebeye düşmesine neden olmaktadır.



Şekil 5.95 Yığın sıcaklığın çevrim içerisinde zamanla değişimi (x/d_h : 10.714)



Şekil 5.96 Farklı kesitlerde Nusselt sayısının zamanla değişimi

Bu bölümde, tez çalışması kapsamında incelenen kompresör modeli emme hattı için deneysel olarak elde edilen zamana bağlı basınç gradyeni karakteri kullanılarak, bu tür bir gradyenin hem akış hem de ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, zaman integrali alınmış ortalama basınç gradyeninin 0.349 Pa olması durumunda, ortalama Reynolds ve Nusselt sayılarının sırasıyla 1447 ve 10.779 olduğu tespit edilmiş ve zamana bağlı ısı transferi etkileri irdelenmiştir. Bu değerler ele alınan kompresör modeline özgü olmakla beraber, bu

tür bir akış için literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmadığından, pulsatif akışların incelenmesine de katkıda bulunulmuştur.

5.5. Zamana Bağlı Akış ve Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisi

Bu bölümde, paralel levhalardan oluşan kanal olarak idealize edilerek genelleştirilmeye çalışılan kompresör emme hattındaki pulsatif akışın, kompresör performansına olan etkisi irdelenmiştir. Tez çalışması kapsamında ele alınan 0.15 m uzunluğundaki kanal içerisinde farklı şartlardaki akış için gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları Tablo 5.19'da sunulmuştur.

Tablo 5.19 Zamana bağlı akış ve ısı transferinin etkisi

Akış rejimi	Hid. sınır tab.	Isıl sınır tab.	$\overline{\Delta p}$ (Pa)	$\overline{Re}$	$\overline{Nu}$	$\overline{T_m}$ (°C)
Sürekli	Gelişmiş	Gelişmiş	0.185	1447	7.54	56.27
Sürekli	Gelişmiş	Gelişmekte	0.185	1447	10.09	58.49
Sürekli	Gelişmekte	Gelişmekte	0.349	1447	10.76	59.36
Pulsatif	Gelişmekte	Gelişmekte	0.349	1447	10.78	59.37

Bu tablonun hazırlanmasında, hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan pulsatif akış durumu için bir önceki bölümde elde edilen ortalama Reynolds sayısı baz alınmıştır. Bu tablodan şu sonuçlar çıkarılabilir:

i-) Hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan laminar akışlarda, pulsatif akış durumundaki çevrim ortalaması alınmış basınç gradyeninin sürekli rejimdeki bir akışa uygulanması, çevrim ortalaması alınmış Reynolds sayısı ile aynı değeri vermektedir. Nusselt sayıları incelendiğinde ise, sayısal hatalardan kaynaklanabileceği düşünülen % 0.2 mertebesinde bir fark oluşmuştur. Bu bağlamda, daha önce belirtilen sınır şartları dahilinde, akışın sürekli rejimde veya pulsatif olması durumları arasında bir fark yoktur.

ii-) Isıl olarak gelişmekte olan, bununla beraber hidrodinamik olarak gelişmiş ve gelişmekte olan sürekli rejimdeki akışların karşılaştırılması durumunda, aynı Reynolds sayısının elde edilebilmesi için hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlarda basınç gradyeninin % 88.6 daha yüksek olması gerekmektedir. Bu bağlamda, kompresör emme hattında kanal girişinde gelişmekte olan kısmın göz ardı edilmesi basınç kayıplarının ve dolayısıyla çevrim performansının hatalı

değerlendirilmesine neden olacaktır. Aynı Reynolds sayısı için hidrodinamik sınır tabakanın gelişmekte olması, kanal girişindeki düşey hız bileşenleri nedeniyle Nusselt sayısını % 6.6 mertebesinde arttırmakta; bu durum mevcut sınır şartları dahilinde akışkanın sıcaklığının yaklaşık 0.9°C daha yüksek olmasına neden olmaktadır.

iii-) Hidrodinamik olarak gelişmiş sürekli rejimdeki akışlar için, ısıl sınır tabakanın gelişmiş ve gelişmekte olması durumları için Nusselt sayısındaki artış % 33.8 mertebesinde dir. Bu durum akışkan sıcaklığının yaklaşık olarak 2.2°C daha yüksek olmasına neden olmaktadır.

iv-) Literatürdeki kompresör simülasyon programlarında olduğu gibi hem hidrodinamik hem ısıl sınır tabakanın gelişmiş olması kabulü, pulsatif akış durumu ile karşılaştırıldığında basınç düşümünün % 88.6, ısı transferinin ise % 43 farklı hesaplanmasına neden olmaktadır.

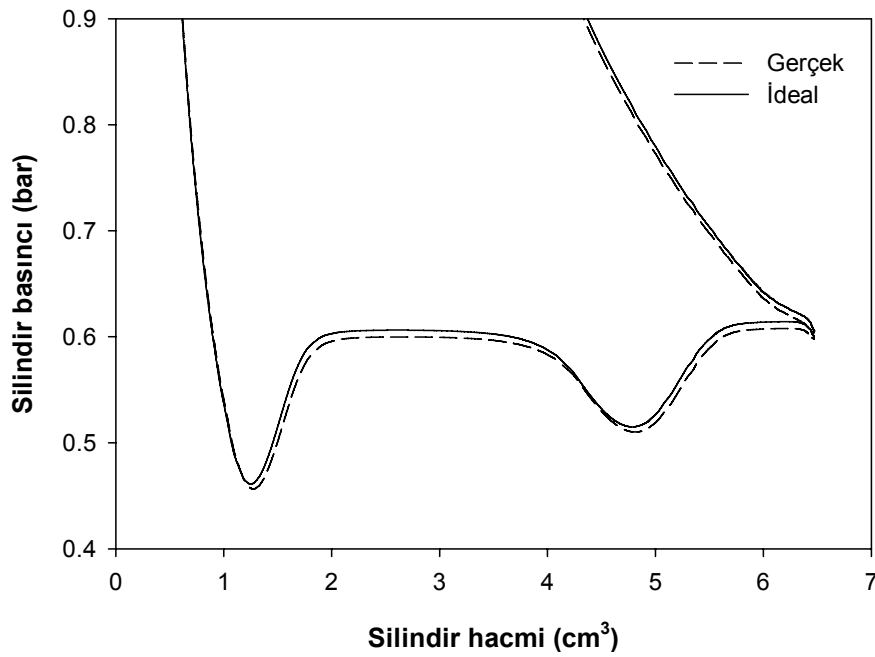
Her ne kadar bu analizlerde gerçek emme hattı geometrisi kullanılmamış olsa da, elde edilen bu sonuçların kompresör performansına etkisinin görülebilmesi için, önceki bölümlerde sunulan kompresör çevrim simülasyonundaki ilgili parametreler revize edilerek çevrim simülasyonu tekrarlanmıştır. Bu amaçla, orijinal simülasyonda kullanılan ortalama emme hattı basınç düşümü değeri sürekli rejim durumunu simüle edecek şekilde % 47 azaltılmış, emme gazı sıcaklığı ise hidrodinamik ve ısıl sınır tabakanın gelişmiş olması durumunu simüle edecek şekilde 2.2°C azaltılmıştır. Bu simülasyonlar ile elde edilen sonuçlar Tablo 5.20’de sunulmuştur. Tabloda görüleceği üzere, gerçek durumdan ziyade ideal olarak akışın sürekli rejimde ve gelişmiş olması durumu kapasiteyi % 1.9 mertebesinde arttırırken soğutma etkinlik katsayısında da % 1.4 artış sağlamaktadır. Her ne kadar bu artış oldukça az gözükse de, tüm dünyada kullanılmakta olan pistonlu kompresörlerin enerji tüketimi değeri düşünüldüğünde, % 1.4’lük bir iyileşme enerji tasarrufu açısından önemli bir değer olarak düşünülebilir.

Tablo 5.20 Gelişmekte olan pulsatif akışın kompresör performansına etkisi

Parametre	Gelişmekte olan pulsatif akış	Sürekli rejimde gelişmiş akış	Fark (%)
Soğutma kapasitesi (W)	101.3	103.2	1.9
Giriş gücü (W)	69.3	69.7	0.6
SEK	1.46	1.48	1.4

Gelişmekte olan pulsatif akışlar için yapılan analiz “gerçek”, sürekli rejimdeki gelişmiş akışlar ise “ideal” olarak adlandırılmış ve bu iki simülasyonda elde edilen silindir basıncının emme safhasındaki değişimi Şekil 5.97’de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere, ideal durumda emme hattı girişindeki etkilerin olmaması, emme safhasındaki silindir basıncının daha yüksek bir seviyede seyretmesini ve böylelikle sıkıştırma işinin azalmasını sağlamaktadır.

Bu bölümde yapılan çalışmalarla, kompresör emme hattında gerçekleşebilecek pulsatif akışların, hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte ve gelişmiş olması durumları detaylı olarak incelenmiş ve bu proseslerin kompresör performansına olan etkisi irdelenerek literatüre katkıda bulunulmuştur.



Şekil 5.97 Pulsatif ve gelişmekte olan akışın emme safhasında silindir basıncına etkisi

5.6. Sayısal Çalışma Sonuçları

Doktora tez çalışması kapsamında yürütülen sayısal çalışmalar iki ana başlık altında ele alınmıştır. Birinci ana başlığı oluşturan kompresör çevrim simülasyonu çalışmaları dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Kompresör silindirinde gerçekleşen proseslerin Prakash ve Singh [5] ve Longo ve Gasparella [6] tarafından yapılan çalışmalarda olduğu gibi Termodinamiğin birinci kanunu ile modellenmesi, port ve valf yaprağında gerçekleşen akışın ise bu çalışmalara ek olarak Zhou ve diğerleri [8], Srinivas ve Padmanabhan [9] ve Yu ve diğerleri [10] tarafından da kullanılan efektif akış alanı kavramı ile modellenmesi sonucunda, literatürde bulunan simülasyon programlarına benzer

bir program oluşturularak farklı katsayıların simülasyon sonuçlarına etkisi irdelenmiş ve programın doğrulanması sağlanmıştır. Bu bağlamda, tez çalışmasının amaçlarından birisi olan emme ve egzoz port ve valf yapraklarının yarattığı basınç düşümünü hesaplayabilen bir kompresör simülasyon programı elde edilmiştir.

- Valf yapraklarının katı cisim modelinde, Prakash ve Singh [5] ve Zhou ve diğerleri [8] tarafından uygulanan tek serbestlik dereceli kütle-yay-sönüm modelinden ve Longo ve Gasparella [6] ve Serrano [11] tarafından uygulanan sonlu elemanlar analizinden farklı olarak, sürekli sistemlerin titreşim denklemi sonlu farklar yöntemi ile ayrıklaştırılarak simülasyon programına entegre edilmiştir. Bu tür bir yaklaşım, Yılmaz [30] tarafından da uygulanmış olsa da, sınır şartlarının uygulanmasında izlenen yöntemlerin farklı olması nedeniyle nihai cebirsel denklemler de farklılık göstermektedir.
- Hidrodinamik olarak gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olan salınımlı akışların simülasyonu için bir kod geliştirilmiş ve farklı salınım genlik ve frekansları için yapılan simülasyonlarla bu tür akışların ısı transferi üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, ortalama değerler üzerinden değerlendirildiğinde, bu tür akışların ısı transferi üzerinde etkili olmadığını göstermektedir. Bu bağlamda, Moschandreu ve Zamir [42], Guo ve Sung [43] ve Hemida ve diğerleri [45] tarafından yapılan çalışmalardan ziyade, Yu ve diğerleri [46] tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçları destekler nitelikte bulgulara ulaşılmıştır.
- Hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan salınımlı akışlar için yapılan simülasyon çalışmalarına göre, salınım genliğinin artırılması veya salınım frekansının azaltılması durumunda, ortalama Reynolds ve Nusselt sayılarının sürekli rejim durumuna göre azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Literatürde bu konuda herhangi bir çalışmaya rastlanmadığı için, bu simülasyonlarla literatüre katkıda bulunulmuştur.
- Tez çalışmasının amacına yönelik olarak, hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan pulsatif akışlar ve bu akışlardaki basınç düşümü ve ısı transferinin kompresör performansına olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Ele alınan kompresör modeline özgü karakteristiklere ve yapılan kabullere bağlı olmak üzere, bu tür bir akışın sürekli rejimdeki gelişmiş akışlara göre kompresör soğutma etkinlik katsayısını % 1.4 mertebesinde etkileyebileceği tespit edilmiştir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tez çalışmasında, zamana bağlı akış ve ısı transferinin, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinin performansına olan etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmında, iki farklı kompresör modeli üzerinde performansı belirlemeye yönelik olarak farklı çalışma şartlarında testler gerçekleştirilmiştir. Detaylı olarak incelenen kompresörün indikatör diyagramı deneysel olarak elde edilmiş; buna ek olarak valf yaprağı titreşim hareketinin kompresör krank açısına bağlı olarak ölçülebilmesi için bir yöntem geliştirilmiştir.

Tez çalışmasının sayısal kısmı iki ana başlık altında yürütülmüştür. Pistonlu kompresörlerin performansının hesaplanabilmesi için kompresör çevrim simülasyonu yapabilecek bir model geliştirilmiş ve deneysel verilerle doğrulanmıştır. Sayısal çalışmaların ikinci kısmında ise, kompresör emme hattı paralel levhalardan oluşan bir kanal olarak idealize edilerek farklı şartlarda hız ve sıcaklık alanları elde edilmiştir. Hidrodinamik ve ısıl sınır tabakanın gelişmekte ve gelişmiş olması durumları için yapılan simülasyonların yanısıra, belirli bir genlik ve frekans ile karakterize edilebilen salınımlı akışlar ve belirli bir frekansta olmakla beraber tek bir genlik değeri ile karakterize edilemeyen pulsatif akışlar da incelenerek bu tür akışların kompresör performansına etkileri irdelenmiştir.

Yapılan bu doktora tez çalışması dahilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

i-) İncelenen kompresör modelinin indikatör diyagramı deneysel olarak elde edilmiş ve literatürde bulunan simülasyon programlarına benzer bir kod hazırlanarak kodun doğrulanması sağlanmıştır. Bu tür bir kod ile kompresör içerisindeki farklı bileşenlerin performansa olan etkisi araştırılabilecektir.

ii-) Kompresör emme valf yaprağının yüksek frekanslı titreşim hareketinin krank açısına bağlı olarak elde edilebilmesi için, literatürde sunulan çalışmalardan farklı olarak deneysel bir yöntem geliştirilmiş ve ele alınan kompresör modeline uygulanmıştır. Bu yöntem ile valf yaprağının bir çevrim içerisinde kaç kere açılıp kapandığı ve açılma ve kapanma anları belirlenebilmektedir.

iii-) Kompresör emme hattının idealize edilmesi ile oluşturulan paralel levhalardan oluşan kanal içerisindeki akış ve ısı transferinin incelenmesi için ayrı bir kod geliştirilmiştir. Bu kodun doğrulanabilmesi için, hidrodinamik olarak gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan laminar akışlar, Graetz problemi, ele alınarak kodun doğrulanması sağlanmıştır. Bu çalışmaya ek olarak, hidrodinamik olarak gelişmekte olan akışlar için de doğrulama çalışmaları yürütülerek kodun literatür ile uyumlu sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

iv-) Tez çalışması kapsamında hazırlanan kod ile, hidrodinamik olarak gelişmiş ısı olarak gelişmekte olan salınlı akışlar sabit sıcaklık sınır şartı için çözülerek literatürdeki mevcut çelişki giderilmiştir. Bu tür akışlar için salınım frekans ve genliğine bağlı olarak zaman ortalaması alınmış Nusselt sayısında herhangi bir değişim olmadığı teyit edilmiştir.

v-) Literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanmayan hem hidrodinamik hem ısı olarak gelişmekte olan salınlı laminar akışlar için farklı simülasyonlar yapılmış; salınım genliğinin artması veya salınım frekansının azalması durumunda, ortalama Reynolds ve Nusselt sayılarının sürekli rejimdeki duruma göre azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

vi-) Tez çalışmasının amacına yönelik olarak, hem hidrodinamik hem de ısı olarak gelişmekte olan pulsatif akışlar ve bu akışlardaki basınç düşümü ve ısı transferinin kompresör performansına olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Ele alınan kompresör modeline özgü karakteristiklere ve yapılan kabullere bağlı olmak üzere, bu tür bir akışın sürekli rejimdeki gelişmiş akışlara göre kompresör soğutma etkinlik katsayısını % 1.4 mertebesinde etkileyebileceği tespit edilmiştir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olacağı düşünülmektedir:

i-) Akış alanının çözülmesinde sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmış olup özellikle anlık olarak yüksek basınç gradyanlarının ve hız değerlerinin oluşması nedeniyle konunun sıkıştırılabilir akış olarak incelenmesi faydalı olacaktır.

ii-) Tez çalışmasının kapsamına bağlı olarak bu tür akışlar laminar olarak ele alınsa da, özellikle geçiş bölgesinin ve türbülansın modellenmesi daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır.

iii-) Tez çalışması kapsamında genelleştirilebilir sonuçlara ulaşabilmek için paralel levhalardan oluşan kanal geometrisi ele alınmış olsa da, kompresörlere özel olarak genişleme hacmi veya Helmholtz rezonatörü geometrilerinin ele alınması yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **ASHRAE**, 1983. Handbook: Equipment, USA
- [2] **Stouffs, P., Tazerout, M. and Wauters, P.**, 2001. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors, *Int. Journal of Thermal Sciences*, **40**, 52-66
- [3] **Winandy, E., Claudio Saavedra, O. and Lebrun, J.**, 2002. Simplified modeling of an open type reciprocating compressor, *Int. Journal of Thermal Sciences*, **41**, 183-192
- [4] **Porkhial, S., Khastoo, B., and Modarres Razavi, M.R.**, 2002. Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1391-1402
- [5] **Prakash, R. and Singh, R.**, 1974. Mathematical modeling and simulation of refrigerating compressors, *Proceedings of the 2nd Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1974, 274-285
- [6] **Longo, G.A. and Gasparella, A.**, 2003. Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor, *Int. Journal of Refrigeration*, **26**, 681-689
- [7] **Adair, R.P., Qvale, E.P. and Pearson, J.T.**, 1972. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors, *Proceedings of the 1st Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1972, 521-526
- [8] **Zhou, W., Kim, J. and Soedel, W.**, 2001. New iterative scheme in computer simulation of positive displacement compressors considering the effect of gas pulsations, *Journal of Mechanical Design Transactions of the ASME*, **123**, 282-288
- [9] **Srinivas, M.N. and Padmanabhan, C.**, 2002. Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics, *Int. Journal of Refrigeration*, **25**, 1083-1092
- [10] **Yu, P.Y., Hsiao, T.L., Cheng, Y.C., Chang, Y.C.**, 2004. Performance Estimation of Hermetic Reciprocating Compressor with Computer Model, *17th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, July 12-15
- [11] **Serrano, J.R.**, 2002. Numerical Simulation and Experimental Validation of Hermetic Reciprocating Compressors. Integration in Vapor Compression Refrigerating Systems, *PhD Thesis*, Universitat Politècnica de Catalunya, Catalunya, Spain
- [12] **Rigola, J., Perez-Segarra, C.D. and Oliva, A.**, 2005. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors, *Int. Journal of Refrigeration*, **28**, 253-266

- [13] **Perez-Segarra, C.D., Rigola, J and Oliva, A.**, 2003. Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors – part 1: Theoretical basis, *HVAC&R Research*, **9**, 215-235
- [14] **Rigola, J., Perez-Segarra, C.D., Oliva, A.**, 2003. Modeling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors – part 2: Experimental investigation, *HVAC&R Research*, **9**, 237-249
- [15] **Peskin, A.P.**, 1999. The effect of different property models in a computational fluid dynamics simulation of a reciprocating compressor, *Int. Journal of Thermophysics*, **20**, 175-185
- [16] **Recktenwald, G.W., Ramsey, J.W. and Patankar, S.V.**, 1986. Predictions of heat transfer in compressor cylinders, *Proceedings of the 8th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, August 1986, 159-174
- [17] **Keribar, R. and Morel, T.**, 1988. Heat transfer and component temperature prediction in reciprocating compressors, *Proceedings of the 9th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1988, 454-463
- [18] **Fagotti, F. and Prata, A.T.**, 1998. A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressors, *Proceedings of the 1998 Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1998, 871-876
- [19] **Hsieh, W.H. and Wu, T.T.**, 1996. Experimental investigation of heat transfer in a high pressure reciprocating gas compressor, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **13**, 44-54
- [20] **Soedel, W.**, 1984. Design and Mechanics of Compressor Valves, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette
- [21] **Wark, C.E. and Foss, J.F.**, 1984. Forces caused by the radial out-flow between parallel disks, *Journal of Fluids Engineering Transactions of the ASME*, **106**, 292-297
- [22] **Ferreira, R.T.S., Deschamps, C.J. and Prata, A.T.**, 1989. Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **2**, 201-207
- [23] **Prata, A.T., Pilichi, C.D.M. and Ferreira, R.T.S.**, 1995. Local heat transfer in axially feeding radial flow between parallel disks, *Journal of Heat Transfer Transactions of the ASME*, **117**, 47-53
- [24] **Possamai, F.C., Ferreira, R.T.S. and Prata, A.T.**, 2001. Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, **22**, 440-449
- [25] **Matos, F.F.S., Prata, A.T. and Deschamps, C.J.**, 2002. Numerical simulation of the dynamics of reed type valves, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [26] **Kato, M., Kurohashi, M. and Aoshima, M.**, 1993. Dynamic behaviour of valves with pneumatic chambers for reciprocating compressors, *Journal of Vibration and Acoustics Transactions of the ASME*, **115**, 371-376

- [27] **Courtois, S., Arnoult, E., Wagstaff, P. and Gavric, L.**, 2002. On finite element modeling of valve dynamics: Impacts, oil stiction, gas flow, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [28] **Buligan, G., Paone, N., Revel, G.M. and Tomasini, E.P.**, 2002. Valve lift measurement by optical techniques in compressors, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [29] **Machu, G., Albrecht, M., Bielmeier, O., Daxner, T. and Steinrück, P.**, 2004. A universal simulation tool for reed valve dynamics, *17th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, July 12-15
- [30] **Yılmaz, F.**, 2005. Hermetik pistonlu kompresörlerde valf mekaniği, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [31] **Singh, R. and Soedel, W.**, 1974. A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research Part I – Pulsation effects and muffler criteria, *Proceedings of the 2nd Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1974, 102-111
- [32] **Singh, R. and Soedel, W.**, 1974. A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research Part II – Analysis of pulsating flows, *Proceedings of the 2nd Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1974, 112-123
- [33] **An, K.H., Lee, J.H., Lee, I.W., Lee, I.S. and Park, S.C.**, 2002. Performance Prediction of Reciprocating Compressors, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [34] **Deschamps, C.J., Possamai, F.C. and Pereira, E.L.L.**, 2002. Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [35] **White, F.M.**, 1991. *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, Boston
- [36] **Bejan, A.**, 1984. *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., New York
- [37] **Kays, W.M. and Perkins, H.C.**, 1985. Forced convection, internal flow in ducts, in *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, pp.7-1–7.180, Eds. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. and Ganic, E.N., McGraw-Hill, New York
- [38] **Singh, Y. H.**, 2002. Numerical investigation of the Graetz problem for newtonian and non newtonian flows in circular segment ducts, *MSc Thesis*, University of Cincinnati, Department of Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering, Cincinnati
- [39] **Zueco, J., Alhama, F. and Gonzalez Fernandez, C.F.**, 2004. Analysis of laminar forced convection with network simulation in thermal entrance region of ducts, *Int. Journal of Thermal Sciences*, **43**, 443-451
- [40] **Sahu, K.C.**, 2003. Numerical computation of spatially developing flows by full multigrid technique, *MSc Thesis*, Jawaharlal Nehru Centre for Advanced Scientific Research, Engineering Mechanics Unit, Bangalore

- [41] **Al-Bakhit, H. and Fakheri, A.**, 2006. Numerical simulation of heat transfer in simultaneously developing flows in parallel rectangular ducts, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 596-603
- [42] **Moschandreou, T. and Zamir, M.**, 1997. Heat transfer in a tube with pulsating flow and constant heat flux, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 2461-2466
- [43] **Guo, Z. and Sung, H.J.**, 1997. Analysis of the Nusselt number in pulsating pipe flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 2486-2489
- [44] **Al-Zaharnah, I., Yilbas, B.S., and Hashmi, M.S.J.**, 2001. Pulsating flow in circular pipes – the analysis of thermal stresses, *Int. Journal of Pressure Vessels and Piping*, **78**, 567-579
- [45] **Hemida, H.N., Sabry, M.N., Abdel-Rahim, A. and Mansour, H.**, 2002. Theoretical analysis of heat transfer in laminar pulsating flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 1767-1780
- [46] **Yu, J.C., Li, Z.X. and Zhao, T.S.**, 2004. An analytical study of pulsating laminar heat convection in a circular tube with constant heat flux, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 5297-5301
- [47] **Zhang, Y.L., Reese, J.M. and Gorman, D.G.**, 2003. An experimental study of the effects of pulsating and steady internal fluid flow on an elastic tube subjected to external vibration, *Journal of Sound and Vibration*, **266**, 355-367
- [48] **Letelier, M.F., Siginer, D.A. and Caceres, C.**, 2002. Pulsating flow of viscoelastic fluids in straight tubes of arbitrary cross-section – Part I: Longitudinal field, *Int. Journal of Non-Linear Mechanics*, **37**, 369-393
- [49] **Siginer, D.A. and Letelier, M.F.**, 2002. Pulsating flow of viscoelastic fluids in straight tubes of arbitrary cross-section – Part II: Secondary flows, *Int. Journal of Non-Linear Mechanics*, **37**, 395-407
- [50] **Thomas, A.M. and Narayanan, R.**, 2002. A comparison between the enhanced mass transfer in boundary and pressure driven oscillatory flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 4057-4062
- [51] **Hommema, S.E., Temple, K.A., Jones, J.D. and Goldschmidt, V.W.**, 2002. Heat transfer in condensing pulsating flows, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 57-65
- [52] **Straatman, A.G., Khayat, R.E., Haj-Qasem, E. and Steinman, D.A.**, 2002. On the hydrodynamic stability of pulsatile flow in a plane channel, *Physics of Fluids*, **14**, 1938-1944
- [53] **Scotti, A. and Piomelli, U.**, 2001. Numerical simulation of pulsating turbulent channel flow, *Physics of Fluids*, **13**, 1367-1384
- [54] **Thyageswaran, S.**, 2004. Numerical modeling of pulse combustor tail pipe heat transfer, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 2637-2651
- [55] **Perez-Herranz, V., Garcia-Anton, J. and Guinon, J. L.**, 1997. Velocity profiles and limiting current in an annular electro dialysis cell in pulsed flow, *Chemical Engineering Science*, **52**, 843-851
- [56] **Huteau, F., Lee, T. and Mateescu, D.**, 2000. Flow past a 2-D backward-facing step with an oscillating wall, *Journal of Fluids and Structures*, **14**, 691-696

- [57] **Kim, S.Y., Kang, B.H. and Hyun, J.M.**, 1998. Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**, 625-634
- [58] **Paek, J.W., Kang, B.H. and Hyun, J.M.**, 1999. Transient cool-down of a porous medium in pulsating flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**, 3523-3527
- [59] **Zhang, Y. and Faghri, A.**, 2002. Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 755-764
- [60] **Chang, S.W. and Su, L.M.**, 2001. Heat transfer of reciprocating helical tube fitted with full circumferential ribs, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3025-3042
- [61] **Guo, L.J., Feng, Z.P. and Chen, X.J.**, 2001. Pressure drop oscillation of steam-water two-phase flow in a helically coiled tube, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 1555-1564
- [62] **Guo, Z., Kim, S.Y. and Sung, H.J.**, 1997. Pulsating flow and heat transfer in a pipe partially filled with a porous medium, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, 4209-4218
- [63] **Misra, J.C., Pal, B., Pal, A. and Gupta, A.S.**, 2001. Oscillatory entry flow in a plane channel with pulsating walls, *Int. Journal of Non-Linear Mechanics*, **36**, 731-741
- [64] **Hwang, K.S., Sung, H.J. and Hyun, J.M.**, 1998. Flow and mass transfer measurements for a flat plate of finite thickness in pulsating flow, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **41**, 2827-2836
- [65] **Sailor, D.J., Rohli, D.J., and Fu, Q.**, 1999. Effect of variable duty cycle flow pulsations on heat transfer enhancement for an impinging air jet, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, **20**, 574-580
- [66] **Marzouk, S., Mhiri, H., El Golli, S., Le Palec, G. and Bournot, P.**, 2003. Numerical study of momentum and heat transfer in a pulsed plane laminar jet, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **46**, 4319-4334
- [67] **Konstantinidis, E., Balabani, S. and Yianneskis, M.**, 2002. A study of vortex shedding in a staggered tube array for steady and pulsating cross-flow, *Journal of Fluids Engineering Transactions of the ASME*, **124**, 737-746
- [68] **Zhao, J.B., Shi, Y.B., Yeo, T.J. and Hwang, N.H.**, 2001. Digital particle image velocimetry investigation of the pulsating flow around a simplified 2D model of a bileaflet heart valve, *Journal of Heart Valve Dis.*, **10**, 239-253
- [69] **Moskal, A. and Grado, L.**, 2002. Temporary and spatial deposition of aerosol particles in the upper human airways during breathing cycle, *Journal of Aerosol Science*, **33**, 1525-1539
- [70] **Engelbrecht, H., Steinmann, C.M. and Pretorius, L.**, 1998. Numerical simulation of pulsating flow in the aortic arch, *South African Medical Journal*, **Supplement 1**, C40-3
- [71] **Ishikawa, T., Oshima, S. and Yamane, R.**, 2000. Vortex enhancement in blood flow through stenosed and locally expanded tubes, *Fluid Dynamics Research*, **26**, 35-52

- [72] **Hammad, K.J. and Vradis, G.C.**, 1996. Viscous dissipation and heat transfer in pulsatile flows of a yield-stress fluid, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, **23**, 599-612
- [73] **Mai, T.Z. and Davis, A.M.J.**, 1996. Laminar pulsatile two-phase non-Newtonian flow through a pipe, *Computers & Fluids*, **25**, 77-93
- [74] **Khabakhpasheva, E.M., Popov, V.I., Kekalov, A.N. and Mikhailova, E.S.**, 1989. Pulsating flow of viscoelastic fluids in tubes, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, **33**, 289-304
- [75] **Phan-Thien, N.**, 1978. On pulsating flow of polymeric fluids, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, **4**, 167-176
- [76] **Zbicinski, I.**, 2002. Equipment, technology, perspectives and modeling of pulse combustion drying, *Chemical Engineering Journal*, **86**, 33-46
- [77] **Zbicinski, I., Strumillo, C., Kwapinska, M. and Smucrowicz, I.**, 2001. Calculations of the pulse combustion drying system, *Energy Conversion and Management*, **42**, 1909-1918
- [78] **Strumillo, C., Zbicinski, I., Smucrowicz, I. and Crowe, C.**, 1999. An analysis of a pulse combustion drying system, *Chemical Engineering and Processing*, **38**, 593-600
- [79] **Fraenkel, S.L., Nogueir J.A.H., Carvalho, J.A. and Costa, F.S.**, 1998. Heat transfer coefficients for drying in pulsating flows, *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, **25**, 471-480
- [80] **Higashiyama, J. and Iwamoto, J.**, 1999. Experimental study of exhaust noise generated by pulsating flow downstream of pipe end, *JSAE Review*, **20**, 73-79
- [81] **Endo, M., Futagami, Y. and Iwamoto, J.**, 2000. Relation between the flow pattern downstream of duct and the noise, *JSAE Review*, **21**, 125-132
- [82] **Bartlett, H. and Whalley, R.**, 1998. Modelling and analysis of variable geometry exhaust gas systems, *Applied Mathematical Modelling*, **22**, 545-567
- [83] **Bauer, W.D., Wenisch, J., and Heywood, J.B.**, 1998. Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, **19**, 1-9
- [84] **Benjamin, S.F. and Roberts, C.A.**, 2000. Warm up of an automotive catalyst substrate by pulsating flow: a single channel modeling approach, *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, **21**, 717-726
- [85] **Benjamin, S.F., Roberts, C.A., and Wollin, J.**, 2002. A study of pulsating flow in automotive catalyst systems, *Experiments in Fluids*, **33**, 629-639
- [86] **Benjamin, S.F., Liu, Z. and Roberts, C.A.**, 2004. Automotive catalyst design for uniform conversion efficiency, *Applied Mathematical Modelling*, **28**, 559-572
- [87] **ASHRAE**, 1993. Standard : Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units, Atlanta
- [88] **Cinisli, F.**, 2003. Hermetik kompresörlerde soğutucu akışkanların indikatör diyagramına etkisinin deneysel olarak incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [89] **Scancon**, Encoder Type 2RM Ürün Kataloğu

- [90] **Moran, M. J. and Shapiro, H. N.**, 2000. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, Inc., New York
- [91] **McLinden, M. O., Klein, S. A. and Lemmon, E. W.**, 1998. REFPROP: Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, *NIST Standard Reference*, Database 23
- [92] **Lenz, J. R.**, 2002. Polytropic exponents for common refrigerants, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [93] **Perez-Segarra, C. D., Rigola, J. and Oliva, A.**, 2002. Thermal and fluid dynamic characterization of hermetic reciprocating compressors, *16th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, August 16-19
- [94] **Calm, J. M. and Hourahan, G. C.**, 2001. Refrigerant data summary, *Engineered Systems*, **18** (11), 74-88
- [95] **Gürgöze, M.**, 1984, Analitik Metotlarla Titreşimlerin Etüdü, İ.T.Ü. Elektrik-Elektronik Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul, Sayfa 120-132
- [96] **Patankar, S.V.**, 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp, McGraw Hill Book Company, Washington DC
- [97] **Versteeg, H.K. and Malalasekera, W.**, 1995. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, Harlow
- [98] **Incropera, F.P. and DeWitt, D.P.**, 2002. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New Jersey
- [99] **Shao, S., Shi, W., Li, X. and Chen, H.**, 2004. Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data, *Int. J. of Refrigeration*, **27**, 805-815
- [100] **Ooi, K.T.**, 2004. Simulation of a piezo-compressor, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 549-562
- [101] **Birari, Y. V., Gosavi, S.S. and Jorwekar, P.P.**, 2006. Use of CFD in design and development of R404A reciprocating compressor, *18th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, July 17-20
- [102] **Almbauer, R. A., Burgstaller, A., Abidin, Z. and Nagy, D.**, 2006. 3 Dimensional simulation for obtaining the heat transfer correlations of a thermal network calculation for a hermetic reciprocating compressor, *18th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana, USA, July 17-20

ÖZGEÇMİŞ

Emre Oğuz, 1977 yılında İstanbul'da doğdu. Orta öğrenimini 1994 yılında İzmir Bornova Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra, aynı yıl İ.T.Ü. Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne girdi. 1998 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlayan Emre Oğuz, 2000 yılında bölümünü bitirdikten sonra aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora programına başladı.

1998-2000 yılları arasında, Üniversite-Sanayi İşbirliği Projesi kapsamında Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi'nde, serbest piston Stirling soğutucularının incelenmesi konusunda proje yardımcısı olarak görev alan Oğuz, 2000 yılından bu yana Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Grubu'nda Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır.