

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**JOULE-THOMSON TİPİ KRİYOJENİK SOĞUTUCULARDA  
AKIŞ KONTROL BİRİMİNİN TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Fatih CAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**

**MART 2018**



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....  
**Prof. Dr. Osman EROĞUL**  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans/Doktora derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....  
**Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**  
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511024 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Fatih CAN**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**JOULE-THOMSON TİPİ KRİYOJENİK SOĞUTUCULARDA AKIŞ KONTROL BİRİMİNİN TASARIMI**" başlıklı tezi **05.03.2018** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ** .....  
TOBB Ekonomive Teknoloji Üniversitesi

**Eş Danışman :** **Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Erdem ACAR** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Doç. Dr. Tuba OKUTUCU ÖZYURT** .....  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi



## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Fatih CAN



## ÖZET

Yüksek Lisans

### JOULE-THOMSON TİPİ KRİYOJENİK SOĞUTUCULARDA AKIŞ KONTROL BİRİMİNİN TASARIMI

Fatih CAN

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ  
Tarih: MART 2018

Joule-Thomson tipi soğutucular reküperatif olup giriş ve çıkış taraflarında aynı akışkan bulunur. Çıkış tarafında bulunan düşük sıcaklıktaki akışkanın giriş tarafındaki akışkandan ısı çekmesiyle ön soğutma sağlanır. Asıl sıcaklık düşüşü ön soğutma sonrasında sıkıştırılabilir gerçek gazların ani genişlemesi sebebiyle oluşan Joule-Thomson etkisinden kaynaklanmaktadır. Hızlı soğuma, yüksek debili soğutucu akışkanın kullanılması ile gerçekleşmektedir. İstenilen sıcaklığa ulaşıldıktan sonra gaz tüketimini azaltmak için bir akış kontrol biriminin kullanılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada öncelikle Joule-Thomson tipi soğutucularda kullanılan akış kontrol yapıları araştırılmış, ancak sadece körük tipi akış kontrol birimini içeren Joule-Thomson soğutucular üzerinde çalışılmıştır. Körükler akış kontrol birimi için yaygın olarak kullanılan bir çözümdür. Oda şartlarındaki gaz ile basınçlandırılan körüğün içindeki gazın sıcaklığı, soğutucudan geçen gazın sıcaklığının kriyojenik sıcaklıklara ulaşmasıyla birlikte azalacaktır. Dolayısıyla körük içerisindeki gazın basıncı da azalarak, körük büzölmeye başlayacaktır. Körük üzerinde debiyi ayarlamak için bir iğne yapısı bulunmaktadır. Körüğün büzölmesiyle oluşacak yer değiştirmeye bağlı olarak iğne de körük ile birlikte harekete eder. Sıcaklık düştükçe, iğne orifis alanını daraltır. Temel olarak körük tipi akış kontrol yapılarının çalışma prensibi bu

şekilde ifade edilebilir. Bu çalışma, Joule-Thomson tipi soğutucularda bulunan körük tipi akış kontrol biriminin tasarımına etki eden parametrelerin incelenmesi amacıyla yapılmıştır. Çalışmada ihtiyaç duyulan hareket miktarına bağlı olarak körüğün boyutlarını belirlemek için bir yaklaşım geliştirilmiştir. Farklı boyutlardaki körükler literatürde yer alan ve boyutları bilinen bir J-T soğutucu içerisine yerleştirilmiş ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla ilk etapta literatürde yer alan yöntemler kullanılarak J-T soğutucu üzerinde kararlı hal durumundaki sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Yüksek basınçla giren akışkan ve düşük basınçla çıkan akışkan için literatürde ortaya konulmuş olan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri tek boyutta sonlu farklar metodu kullanılarak “MATLAB” yazılımı ile çözülmüştür. Soğutucu akışkan olarak argon gazı kullanılmıştır. Termofiziksel özellikler MBWR hal denklemi kullanılarak elde edilmiştir. Soğutucu üzerindeki sıcaklık dağılımı, körük üzerindeki sıcaklık dağılımının ve içerisinde bulunan gazın kararlı hal durumundaki basıncının hesaplanması için sınır şartı olarak belirlenmiştir. Bu hesaplama da ANSYS ticari yazılımı (sonlu elemanlar modeli) kullanılmıştır. Gazların ısı iletkenlik katsayı değerleri sıcaklığa ve son basınçlarına bağlı olarak hesaba katılmıştır. Kararlı hal durumunda körük içerisindeki son basıncın bulunmasının ardından körüğün başlangıç durumuna göre ne kadar büzüldüğü hesaplanmıştır. Bu hesaplama da ANSYS ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Problem iki boyutta eksenel simetrik olarak modellenmiştir. Büzülme miktarı “gerçek birim uzama” yaklaşımı kullanılarak lineer olmayan denklemlerin çözülmesiyle bulunmuştur. Körüğe ait temel boyutların (Dış çap, iç çap, cidar kalınlığı, körük adımı iç çapı) basınç üzerindeki etkisini anlayabilmek için boyutlar parametrik biçimde tanımlanmıştır. Dolayısıyla farklı boyutlardaki 108 körük için büzülme miktarı ve başlangıç durumunda içerisindeki yüksek basınçlı gaz sebebiyle oluşacak maksimum gerilme miktarları bulunmuştur. Maksimum gerilme miktarları körüğün yüksek basınçlara dayanımının tespit edilmesi açısından önemlidir. İncelenen 108 farklı körükten güvenli olarak maksimum büzülmenin elde edileceği konfigürasyonlar bulunmuştur. Körük dış çapı büyüdükçe, iç çap, cidar kalınlığı ve körük adımı iç çapı küçüldükçe körüğün büzülme miktarının artacağı tespit edilmiştir. Bunun yanında soğutucunun giriş basıncının körüğün büzülmesi üzerinde çok etkisi olmadığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Joule-Thomson etkisi, J-T soğutucu, Akış kontrolü, Körük tasarımı, MBWR hal denklemi, Sonlu elemanlar metodu, Sonlu farklar metodu



## **ABSTRACT**

Master of Science

**FLOW CONTROLLER DESIGN FOR JOULE-THOMSON TYPE CRYCOOLER**

Fatih CAN

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Date: MARCH 2018

Joule-Thomson coolers are recuperative coolers in which the same fluid is used on the inlet and outlet sides. Fluid entering to JT cooler is pre-cooled by lower temperature fluid flows on the outlet side. The actual temperature drop occurs as a result of Joule-Thomson effect in the rapid expansion of compressible real gases after pre-cooling. A flow control unit is required to reduce gas consumption when the desired temperature is achieved. Various flow control units used in Joule-Thomson coolers were researched at the beginning of this study. However, only Joule Thomson coolers having bellow type flow control units have been studied. Pressurized bellows are common devices in order to perform flow control. The temperature of the gas inside the bellow is at room conditions in the beginning. However, it decreases as the temperature of the refrigerant flowing in the cooler reaches to the cryogenic temperatures. Therefore, the pressure of the gas in a bellow will decrease and consequently it begins to contract. There is a needle structure assembling to the bellow to adjust the flow rate. The needle moves with the bellows, thereby depending on the displacement caused by the contraction of the bellow. As the temperature drops, the needle will reduce the flow area in the orifice where the Joule-Thomson effect occurs. Essentially, the working principle of bellow type flow control units can be expressed in this way. This study was carried out to investigate the parameters that affect the design of bellows. At the end of the study, a unique approach has been developed to determine the dimensions of the bellow

provide with required displacement. The bellows of different sizes were placed in a J-T cooler in literature which is known dimensions and they are examined. The first analysis in this thesis is calculation of temperature distribution on the J-T cooler in steady-state condition by using the methods in literature. For this aim, governing equations (for continuity, momentum and energy balance) derived in literature for inlet side (high-pressure) fluid and outlet side (low-pressure) fluid are solved by finite difference method in MATLAB software. Argon gas are used as a refrigerant. In addition, the thermophysical properties of this refrigerant are calculated by MBWR state equation solved with another inhouse code. The temperature distribution on the cooler is used as a new boundary condition to calculate the temperature distribution on the bellow and pressure inside the bellows in the steady-state condition. ANSYS commercial software (finite element model) is used in the calculations of whole JT cooler model. The heat transfer coefficients of the gases are calculated according to the temperature and the final pressures. Final pressure inside a bellow is found and contraction rate of the bellow is calculated according to the initial condition. This calculation was also accomplished by using ANSYS commercial software. The problem was modeled as 2-D axisymmetric. The rate of contraction was found by solving non-linear equations using the "log-strain" approach. Dimensions of bellow (Inner and outer diameter of bellow, Wall thickness, gap diameter) are defined parametrically in order to determine the effect of the basic dimensions of a bellow on the pressure. For this reason, the contraction rate for 108 different bellows and the maximum stress that caused by the high-pressure gas in the initial stage are calculated. The maximum amount of stress is important in the determination of the strength of the bellow at high pressures. Safe configurations were found among 108 different bellows that maximum contraction are obtained. It has been determined that as the bellows outer diameter increases and as the inner diameter, wall thickness and gap diameter decreases, the amount of bellow contraction increases. However, it has been observed that the inlet pressure in cryocooler are not effective so much on the contraction of bellow.

**Keywords:** Cryocoolers, Joule-Thomson effect, Joule-Thomson cooler, Flow control, Bellows design, MBWR state equation, Finite element method, Finite difference method

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş'a ve Prof. Dr. Mehmet Ali Güler'e, her zaman yanımda olan, değerli bilgilerinden faydalandığım, Dr. Abdullah Berkan Erdoğmuş'a, yine bu çalışmada yardımlarını esirgemeyen diğer bir mesai arkadaőım Murat Baki'ye, destekleriyle her zaman yanımda olan değerli eőim Ezgi Can'a ve annem Rukiye Can'a teşekkür ederim. Bu çalışma, ASELSAN tarafından yürütölmekte olan ve TÜBİTAK 1501 programı ile TÜBİTAK tarafından desteklenen Joule-Thomson Kriyojenik Soğutucu Geliştirme Projesi kapsamında yapılmıştır. Bu tez çalışması yukarıda belirtilen proje ile ilgili olduğundan ASELSAN'da bulunan ticari yazılımlar çalışma esnasında kullanılmıştır. Yazılımların kullanılması ve yurtdıőı kongreye katılım sağlanması konularında destek veren ASELSAN ve TÜBİTAK kurumlarına, yüksek lisans boyunca araőtırma bursu ile eğitim aldığım TOBB ETÜ'ye ayrıca teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	vi
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	viii
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	ix
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	xi
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	xiii
<b>KISALTMALAR</b> .....	xv
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	xvi
<b>1. J-T TİPİ SOĞUTUCULAR VE AKIŞ KONTROL YAPILARI</b> .....	1
1.1 Joule-Thomson Tipi Soğutucuların Çalışma Prensibi.....	4
1.2 Joule-Thomson Tipi Soğutucularda Kullanılan Akış Kontrol Sistemleri ve Literatürdeki Örnekleri.....	7
<b>2. LİTERATÜRDEKİ DENEYSEL VE TEORİK ÇALIŞMALAR</b> .....	27
2.1 Akış kontrol Birimine Sahip J-T Soğutucular Üzerine Yapılan Çalışmalar ....	27
2.2 Akış Kontrol Birimine Sahip Olmayan J-T Soğutucular Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	32
2.3 Sadece Minyatür Kırıklar Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	37
<b>3. PROBLEMİN TANIMI VE SINIR KOŞULLARININ BELİRLENMESİ</b> ....	41
3.1 Probleme Genel Bakış .....	41
3.2 MBWR Metodu ile Termofiziksel Özelliklerin Hesaplanması.....	43
3.3 Sınır Şartları için Geometrik Büyüklüklerin Hesaplanması.....	44
3.4 Temel Denklemler .....	49
3.4.1 Kütle korunumu denklemi .....	49
3.4.2 Momentum denklemi .....	49
3.4.3 Enerji denklemi .....	50
3.4.3.1 Yüksek basınçlı akışkan tarafında enerji denklemi.....	51
3.4.3.2 Düşük basınçlı akışkan tarafında enerji denklemi .....	51
3.4.3.3 Kılcal boru için enerji denklemi.....	51
3.4.3.4 Mandrel için enerji denklemi .....	52
3.4.3.5 Yalıtkan boru için enerji denklemi.....	52
3.5 Sürtünme ve Taşınım Katsayıları Hesapları.....	52
3.6 J-T Soğutucu için Sınır Koşulları .....	53
3.7 Sınır Şartları Hesabı için Geliştirilen Modelin Literatürdeki Çalışmalarla Doğrulanması .....	53
3.7.1 Gaz modelinin literatür ile karşılaştırılması.....	53
3.7.2 Tek boyutlu analizlerin literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması .....	58
<b>4. KARARLI HALDE KÖRÜK İÇİ BASINCI HESAPLANMASI</b> .....	65
4.1 Geometri.....	65
4.2 Çözüm Ağı Yapısı .....	67
4.3 Sınır Koşulları .....	68
4.4 Malzeme Özellikleri .....	70
4.5 Analiz ve Kabuller .....	71

4.6 Optimum Sonlu Eleman Boyutunun Belirlenmesi .....	72
4.7 Sonuçlar .....	74
<b>5. KÖRÜK TASARIMI İÇİN YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ.....</b>	<b>77</b>
5.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Temel Yaklaşımlar .....	77
5.2 Geometri .....	79
5.3 Çözüm Ağı Yapısı .....	80
5.4 Malzeme Özellikleri .....	81
5.5 Sınır Şartları.....	81
5.6 Analiz Tipi.....	82
5.7 Optimum Sonlu Eleman Boyutunun Belirlenmesi .....	83
5.8 SEM ile Elde Edilen Sonuçların Literatürdeki Çalışmalarla Karşılaştırılması	84
5.9 Sonuçlar .....	85
<b>6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>87</b>
<b>7. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>95</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>97</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>101</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>127</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Kriyojenik soğutucuların sınıflandırılması. ....	2
Şekil 1.2: Basınç- Sıcaklık grafiği üzerinde J-T etkisi ve bazı temel tanımlar. ....	3
Şekil 1.3: J-T Soğutucu Geometrisi eksenel kesiti ve alt bileşenleri. ....	5
Şekil 1.4: Joule-Thomson tipi Soğutucularda T-S diyagramı üzerinde soğuma çevrimi. ....	6
Şekil 1.5: Akış kontrol sistemlerinin sınıflandırılması. ....	8
Şekil 1.6: Bir akış kontrol yapısının şematiği [5]. ....	9
Şekil 1.7: J-T soğutucularda kullanılan farklı körük tipleri ve körüklerin soğutucu içindeki yerleştirilme şekilleri. ....	9
Şekil 1.8: Sabit yoğunlukta argonun Sıcaklık-Basınç grafiği. ....	12
Şekil 1.9: İğne yapısı üzerinde bulunan mikroskobik delikli akış kontrol birimi [9].	13
Şekil 1.10: Mangano vd. tarafından tasarlanan akış kontrol birimi [9].	14
Şekil 1.11: J-T soğutucularda ısıl genleşme ile akış kontrolünü sağlayan sistemler ve soğutucu içerisine yerleşme şekilleri [2]. ....	15
Şekil 1.12: Walker vd. tarafından tasarlanan akış kontrol birimi [22].	17
Şekil 1.13: Walker vd. tarafından geliştirilen yeni nesil akış kontrol birimi [22]. ....	18
Şekil 1.14: Boney tarafından geliştirilen yeni nesil akış kontrol birimi [27].	20
Şekil 1.15: Albagnac tarafından geliştirilen akış kontrol birimleri [28].	21
Şekil 1.16: Albagnac tarafından geliştirilen akış kontrol birimi kesiti [28].	22
Şekil 1.17: Albagnac tarafından geliştirilen ikinci nesil akış kontrol birimi [29].	22
Şekil 1.18: Arbusova ve ekibi tarafından geliştirilen akış kontrol birimi [31].	24
Şekil 1.19: Feger tarafından geliştirilen akış kontrol yapısı [33].	25
Şekil 3.1: Körüklü akış kontrol birimine sahip bir J-T soğutucu kesiti. ....	42
Şekil 3.2: Probleminin çözüm adımlarına ait akış şeması. ....	42
Şekil 3.3: Bir J-T soğutucu kesitinde temel boyutlar. ....	45
Şekil 3.4: Bir J-T soğutucunun eksenel yöndeki görünüşünde temel boyutlar. ....	46
Şekil 3.5: Bir J-T soğutucunun eksenel kesitindeki düşük basınçlı akışkana ait ıslak kesit alanı a) 3 boyutlu model b) teknik resim kesiti. ....	47
Şekil 3.6: a) Bir J-T soğutucunun boyuna kesiti. b) Tek boyutlu model yaklaşımına ait görünüş. c) Tek boyutlu model için kontrol hacmi. ....	50
Şekil 3.7: Farklı sıcaklıklarda argona ait basınç-yoğunluk grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması. ....	55
Şekil 3.8: Doymuş sıvı için argona ait sıcaklık- özgül ısı (sabit hacim) grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması. ....	55
Şekil 3.9: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık- özgül ısı (sabit basınç) grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması. ....	56
Şekil 3.10: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık- viskozite grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması. ....	57
Şekil 3.11: 273.15 K sıcaklıkta argona ait sıcaklık- ısı iletkenlik katsayısı grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması. ....	57

Şekil 3.12: Argon gazı kullanılan soğutucuda yüksek ve düşük basınçlı gazların sıcaklık dağılımının Hong vd.'nin çalışması ile karşılaştırılması [43].	60
Şekil 3.13: Argon gazı kullanılan soğutucuda yüksek ve düşük basınçlı gazların basınç düşüş miktarının Hong vd.'nin çalışması ile karşılaştırılması [43].	60
Şekil 3.14: Ardhapurkar vd.'nin kullandığı sürtünme faktörü hesabı kullanılarak elde edilen sonuçların, Ardhapurkar vd.'nin sonuçları ile karşılaştırılması [45].	62
Şekil 3.15: Doğru sürtünme faktörü hesabı kullanılarak elde edilen sonuçların, Ardhapurkar vd.'nin sonuçları ile karşılaştırılması [45].	62
Şekil 3.16: Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı.	63
Şekil 4.1: İki boyutlu ısı analizde kullanılan soğutucuya ait geometri.	65
Şekil 4.2: Bir körük kesiti üzerinde temel boyutların gösterimi.	66
Şekil 4.3: Kullanılan körüğün soğutucu içerisindeki yerleşim detaylarını gösteren ölçüler.	66
Şekil 4.4: PLANE77 elemana ait ağ yapısı [62].	67
Şekil 4.5: PLANE77 elemanı kullanarak oluşturulan çözüm ağı.	67
Şekil 4.6: İki boyutlu ısı analizde sınır şartı olarak kullanılan Mandrel üzerindeki yuvarlatılmış sıcaklık dağılımı.	68
Şekil 4.7: Isı iletim probleminde sınır şartlarının geometri üzerinde gösterimi.	69
Şekil 4.8: Belirlenen körük ve eleman boyutlarına körük üzerindeki sıcaklık dağılımı.	74
Şekil 5.1: Lee vd.'nin çalışmalarında kullandığı körük geometrisi [51].	79
Şekil 5.2: Ansys üzerinde oluşturulan aksel simetrik körük modeli (simetri eksenine y).	79
Şekil 5.3: PLANE83 elemana ait ağ yapısı [62].	80
Şekil 5.4: Körük için PLANE83 eleman kullanılarak oluşturulan çözüm ağı.	81
Şekil 5.5: Yapısal analizde körük üzerindeki sınır koşulları.	82
Şekil 5.6: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık-yoğunluk grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması	82
Şekil 5.7: Sonlu eleman boyutunun çözüm üzerine etkisinin logaritmik ölçekte gösterimi.	84
Şekil 6.1: Bir körük kesiti üzerinde kullanılan parametrelerin gösterilmesi.	89
Şekil 6.2: $D_1= 1.6$ mm için körüğe ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.	90
Şekil 6.3: $D_1= 1.6$ mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.	90
Şekil 6.4: $D_1= 1.8$ mm için körüğe ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.	91
Şekil 6.5: $D_1= 1.8$ mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.	92
Şekil 6.6: $D_1= 2$ mm için körüğe ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.	92
Şekil 6.7: $D_1= 2$ mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.	93



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 1.1: Bazı gazların dönme eğrilerine ait özellikler [2] .....	4
Çizelge 1.2: Farklı tipteki körük yapılarına göre patent çalışmaları .....	11
Çizelge 2.1: Ng vd.'nin çalışmasına ait deneysel ve teorik sonuçlar [41] .....	33
Çizelge 2.2: Chua vd.'nin çalışmasına ait deneysel ve teorik sonuçlar [42].....	34
Çizelge 2.3: Fanning ve Darcy sürtünme katsayısı ve basınç kaybı hesapları.....	36
Çizelge 2.4: Literatürdeki çalışmalarda kullanılan sürtünme katsayısı ve basınç kaybı hesapları [46] .....	37
Çizelge 3.1: Argona ait hesaplanan termofiziksel özelliklerin deneysel verilere göre maksimum ve ortalama bağıl hata değerleri .....	58
Çizelge 3.2: Chua'nın çalışmasında kullandığı geometrik ölçüler [42].....	58
Çizelge 3.3: Hesapların Chua vd.'nin elde ettiği deneysel sonuçlar ile karşılaştırması [42].....	59
Çizelge 3.4: Hong vd.'nin çalışmasında kullandığı geometrik boyutlar [43] .....	59
Çizelge 4.1: Isı iletim problemi için sınır şartları .....	68
Çizelge 4.2: Isı iletim problemi için malzeme özellikleri .....	71
Çizelge 4.3: Örnek analizde kullanılan körük boyutları .....	72
Çizelge 4.4: İki boyutlu ısıl analizde körüğe ait farklı eleman boyutlarının çözüm üzerine etkisi .....	72
Çizelge 4.5: İki boyutlu ısıl analizde modelde yer alan parçalar için belirlenen optimum sonlu eleman boyutları .....	73
Çizelge 4.6: İki boyutlu ısıl analizde körüğe ait farklı eleman boyutlarının çözüm üzerine etkisi .....	73
Çizelge 4.7: Çözümde kullanılan körük parametreleri .....	75
Çizelge 5.1: Lee vd.'nin çalışmasında kullandığı körüğe ait malzeme özellikleri [51]. .....	81
Çizelge 5.2: Sonlu eleman boyutuna göre 1 MPa iç basınçta uzama miktarı, eş değer ve maksimum asal gerilme değerleri .....	83
Çizelge 5.3: Sonlu eleman boyutuna göre 1 MPa iç basınçta uzama miktarı , eş değer ve maksimum asal gerilme için bağıl hatalar .....	84
Çizelge 5.4: Lee vd.'nin 2009 yılında yaptığı deneysel çalışma ile SEM analizlerinin karşılaştırılması [51] .....	85
Çizelge 6.1: Maksimum büzülmenin elde edildiği durumlar .....	88
Çizelge 6.2: Güvenli olarak maksimum büzülmenin elde edildiği durumlar .....	89
Çizelge 6.3: Parametrik grafiklere göre en iyi konfigürasyonlar .....	94
Çizelge Ek1.1: Argon için MBWR metodu basınç hesabı katsayıları .....	102
Çizelge Ek1.2: MBWR metodu basınç hesabı terimleri .....	103
Çizelge Ek1.3: MBWR metodu basınç/yoğunluk türevi hesabı terimleri .....	104
Çizelge Ek1.4: MBWR metodu basınç/sıcaklık türevi hesabı terimleri .....	105
Çizelge Ek1.5: MBWR metodu 1. integral hesabı terimleri .....	106
Çizelge Ek1.6: MBWR metodu 2. integral hesabı terimleri .....	108
Çizelge Ek1.7: MBWR metodu 3. integral hesabı terimleri .....	110

Çizelge Ek1.8: İdeal gaz ısı sığası hesabı katsayıları .....	111
Çizelge Ek1.9: İdeal gaz ısı sığası 1. integral hesabı terimleri .....	111
Çizelge Ek1.10: İdeal gaz ısı sığası 2. integral hesabı terimleri .....	112
Çizelge Ek1.11: Buhar basıncı hesabına ait katsayılar .....	113
Çizelge Ek2.1: Isı iletkenliği katsayısı hesabında kullanılacak argon ve azot'a ait katsayılar.....	114
Çizelge Ek3.1: Argon ve azota ait bazı sabitler .....	115
Çizelge Ek3.2: Viskozite hesabında kullanılacak katsayılar .....	115
Çizelge Ek3.3: Viskozite hesabında kullanılacak argon ve azota ait katsayılar .....	115
Çizelge Ek6.1: 14.05 MPa giriş basıncında Bölüm 5'de detayları verilen soğutucu için 3 MPa argon gazı ile basınçlandırılmış farklı geometrilere sahip körüklerin performansı.....	120
Çizelge Ek6.2: 17.91 MPa giriş basıncında Bölüm 5'de detayları verilen soğutucu için 3 MPa argon gazı ile basınçlandırılmış farklı geometrilere sahip körüklerin performansı.....	123



## KISALTMALAR

<b>MBWR</b>	: Modified Benedict Webb Rubin
<b>NIST</b>	: National Institute of Standards and Technology
<b>J-T</b>	: Joule-Thomson
<b>SLPM</b>	: Standard Liters per Minute
<b>PID</b>	: Proportional–Integral–Derivative
<b>SEM</b>	: Sonlu Elemanlar Metodu





## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

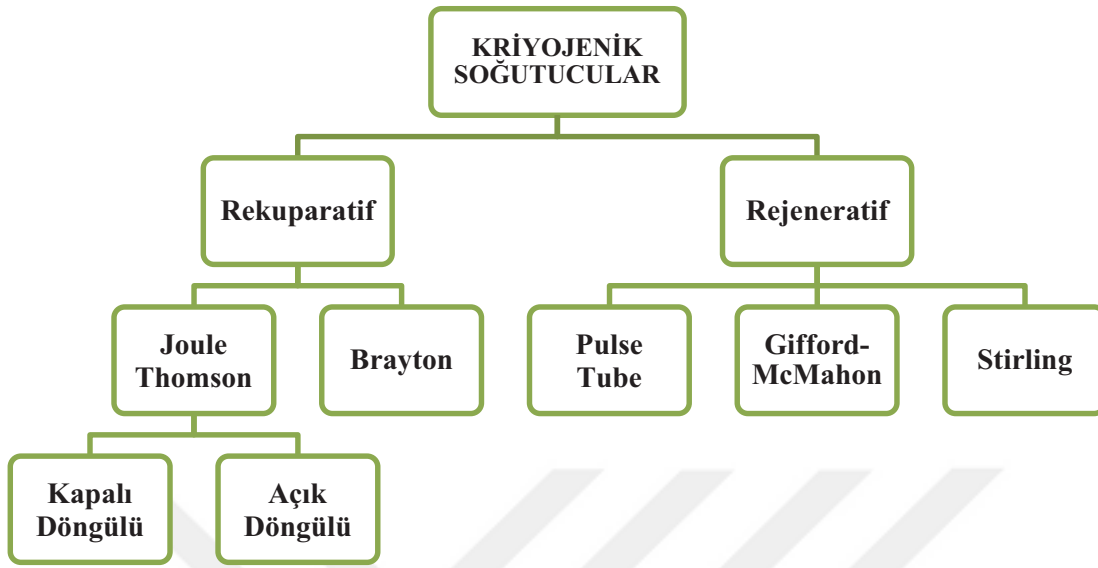
Simgeler	Açıklama
$d_{ci}$	Kılcal boru iç çapı
$d_{co}$	Kılcal boru dış çapı
$d_{mi}$	Mandrel iç çapı
$d_{mo}$	Mandrel dış çapı
$d_{si}$	Yalıtkan boru iç çapı
$d_{so}$	Yalıtkan boru dış çapı
$D_{hel}$	Helis çapı
$d_f$	Kanat çapı
$t$	Kanat kalınlığı
$L$	Soğutucu uzunluğu
$P_c$	Kılcal boru sarım adımı
$P_f$	Kanat adımı
$N_c$	Kılcal boru sarım sayısı
$N_f$	Bir metre kılcal boru üzerindeki kanat sayısı
$L_s$	Toplam kılcal boru uzunluğu
$L_n$	Bir kılcal boru adımındaki boru uzunluğu
$p_{mo}$	Mandrel dış çevre uzunluğu
$p_{si}$	Yalıtkan boru iç çevre uzunluğu
$p_{so}$	Yalıtkan boru dış çevre uzunluğu
$A_w$	Kılcal boru kesit alanı
$A_m$	Mandrel kesit alanı
$A_s$	Yalıtkan boru kesit alanı
$A_h$	Yüksek basınçlı akışkan ıslak kesit alanı
$A_c$	Düşük basınçlı akışkan ıslak kesit alanı
$p_h$	Yüksek basınçlı akışkan ıslak çevre uzunluğu
$p_c$	Düşük basınçlı akışkan ıslak çevre uzunluğu
$d_{hc}$	Düşük basınçlı akışkan hidrolik çap
$f$	Sürtünme faktörü
$f_d$	Darcy sürtünme faktörü
$f_f$	Fanning sürtünme faktörü
$\rho$	Yoğunluk
$V$	Hız
$T$	Sıcaklık
$P$	Basınç
$T_a$	Ortam sıcaklığı
$\sigma$	Stefan-Boltzmann sabiti
$\dot{m}$	Kütleli debi
$h$	Isı taşınım katsayısı
$k$	Isı iletkenlik katsayısı

$c_p$	Sabit basınçtaki özgül ısı
$c_v$	Sabit hacimdeki özgül ısı
$G$	Kütle akısı
$T_{h,in}$	Yüksek basınçlı akışkan giriş sıcaklığı
$T_{c,in}$	Düşük basınçlı akışkan giriş sıcaklığı
$P_{h,in}$	Yüksek basınçlı akışkan giriş basıncı
$P_{c,in}$	Düşük basınçlı akışkan giriş basıncı
$T_{c,out}$	Düşük basınçlı akışkan çıkış sıcaklığı
$X_L$	Boyutsuz uzunlamasına kanat adımı
$X_T$	Boyutsuz enine kanat adımı
$F$	Kuvvet
$E$	Elastiklik modülü
$\epsilon$	Birim uzama miktarı
$D_1$	Körük dış çapı
$D_2$	Körük iç çapı
$D_3$	Körük adımı iç çapı
$t_b$	Körük cidar kalınlığı
$L_b$	Körük uzunluğu
$\delta_i$	Başlangıçtaki körük uzama miktarı
$\delta_f$	Kararlı halde körük uzama miktarı
$\Delta l$	Büzülme miktarı
$P_{bi}$	Başlangıç körük içi basıncı
$P_{bf}$	Kararlı halde körük içi basıncı

## 1. J-T TİPİ SOĞUTUCULAR VE AKIŞ KONTROL YAPILARI

Kriyogeni, çok düşük sıcaklıklarla ilgilenen bir bilim dalı olarak tanımlanmaktadır. Çok düşük sıcaklıkların sayısal olarak kesin bir tanımı olmamakla birlikte, NIST (National Institute of Standards and Technology) tarafından 120 K altındaki sıcaklıklar olarak kabul edilmektedir [1]. Joule-Thomson tipi soğutucular gazı kriyojenik sıcaklık bölgesine kadar soğuturlar. Bu sebepten Joule-Thomson gibi gazı kriyojenik sıcaklıklara düşüren soğutuculara kriyojenik soğutucular ya da kriyo-soğutucular denilmektedir. Kriyojenik soğutucular uzay sanayi, savunma sanayi, gaz depolama sistemleri, tıp v.b. disiplinlerde yoğun olarak kullanılmaktadır. Bu tip soğutucular Şekil 1.1'deki gibi sınıflandırılmaktadır. Sistem içerisindeki ısı transferine bağlı olarak kriyojenik soğutucular temelde reküperatif ve rejeneratif olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Reküperatif soğutucular, sıcak ve soğuk akışkanın eş zamanlı olarak aktığı, akışkanlar arasında katı bir arayüzün bulunduğu ve ısı transferinin katı arayüz üzerinden sağlandığı ısı değiştiricilerdir. Rejeneratif soğutucular da ise ısı transferi katı arayüz yerine ısı depolayan rejeneratör denilen matris biçiminde boşluklu bir yapı ile sağlanır. Reküperatif soğutucular, soğuyan akışkan dönüşte ısı değiştirici aracılığıyla giren akışkan üzerinden ısı çekerek ön soğutma sağlarlar. Herhangi bir hareketli parçaya sahip değildir. Bu sebepten bakım ve ömür açısından daha güvenilir sistemlerdir. Reküperatif soğutucuların çalışması için yüksek basınçlı gazın olması gerekir. Joule-Thomson tipi soğutucular ve Brayton soğutucular reküperatif soğutuculara örnektir. Bu çalışmada Joule-Thomson tipi soğutucular incelenmiştir. Joule-Thomson tipi soğutucular çevrim tipine göre açık döngülü ve kapalı döngülü olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Yüksek basınçlı gaz kapalı çevrimlerde kompresörler yardımıyla, açık çevrimlerde ise hazır tüpler yardımıyla soğutucuya verilir. Kapalı çevrimli reküperatif soğutucularda kompresör gibi alt bileşenlerin bulunması sistemin daha büyük ve daha ağır olmasına yol açar. Açık çevrimli soğutucuda soğutucu gaz soğutma işleminde kullanıldıktan sonra atmosfere salınımı gerçekleşmektedir. Açık döngülü J-T soğutucularda soğutucuya entegre edilen tüpün yani gaz kaynağının hacmi küçük olduğundan çalışma süresi kapalı döngüye kıyasla daha kısadır. Fakat

sistem bir kompresör içermediğinden ağırlığı çok azdır. Ani soğumanın gerektiği ve operasyon süresinin kısa olduğu uygulamalarda tercih edilmektedir.



Şekil 1.1: Kriyojenik soğutucuların sınıflandırılması.

Joule-Thomson tipi soğutucuların çalışma prensibi gerçek gazlarda görülen Joule-Thomson etkisine dayanmaktadır. Entalpinin korunduğu kısılma gibi işlemlerinde basınçta meydana gelen değişim, gazın sıcaklığında da değişime sebep olmaktadır. Bu etkiye Joule-Thomson etkisi denilmektedir. Değişimin büyüklüğü matematiksel olarak Joule-Thomson katsayısı olarak bilinmektedir ve Eşitlik (1.1)'deki şekilde ifade edilmektedir.

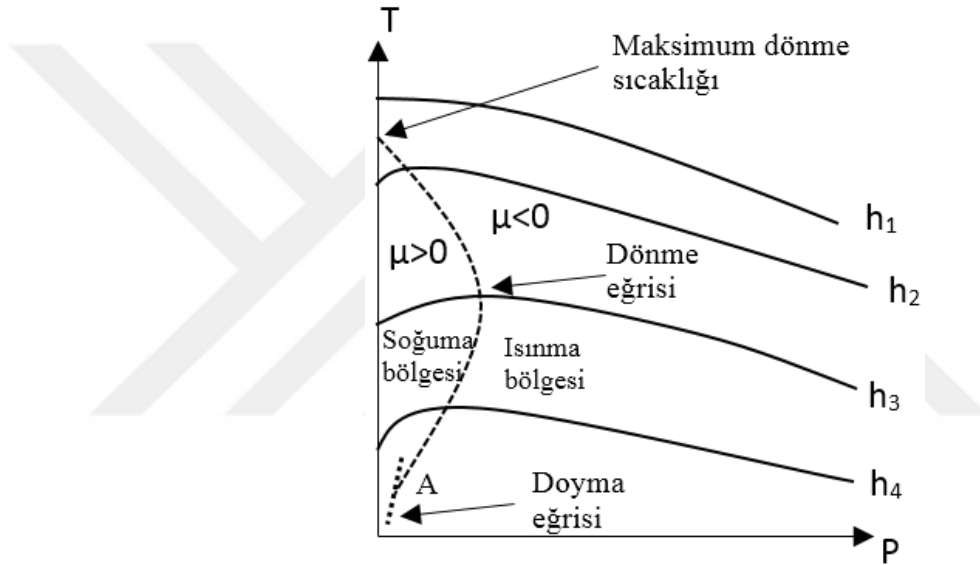
$$\mu_{JT} = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (1.1)$$

Bir gazın basıncının sıcaklığa göre nasıl değişeceği Eşitlik (1.2) 'de gösterilmiştir. Eğer ki Joule-Thomson katsayısı negatif ise basınç ve sıcaklık ters orantılıdır. Diğer bir ifade ile basınç azaldıkça sıcaklık artacak ya da basınç arttıkça sıcaklık azalacaktır. Eğer ki Joule-Thomson katsayısı pozitif ise sıcaklık ve basınç doğru orantılıdır. Joule-Thomson katsayısı sifira eşit ise, sabit entalpide sıcaklık basıncın değişiminden etkilenmeyecek ve ideal gaz gibi davranacaktır.

$$\mu \begin{cases} < 0 & \text{Ters orantılı} \\ = 0 & \text{Sabit} \\ > 0 & \text{Doğru orantılı} \end{cases} \quad (1.2)$$



Eşitlik (1.2)'den anlaşılacağı gibi Joule-Thomson katsayısı T-P grafiğinde eş entalpi eğrilerinin eğimini göstermektedir. Eş entalpi eğrileri üzerinde eğimin sıfır olduğu, diğer bir ifade ile Joule-Thomson katsayısının sıfır olduğu noktalardan geçen eğriye dönme eğrisi denir. Dönme eğrisinin sabit entalpi eğrisini kestiği noktadaki sıcaklık ise dönme sıcaklığıdır. T eksenini ile dönme eğrisinin üst kolunun kesiştiği noktaya ise maksimum dönme sıcaklığı denir. Joule-Thomson katsayısı dönme eğrisinin sağında kalan sıcaklık ve basınç değerleri için negatif, sol tarafında kalan sıcaklık ve basınç değerleri için ise pozitiftir. Bu tanımlamalar J-T soğutucuların çalışma prensibinin anlaşılmasını sağlayacak temel kavramlardır ve Şekil 1.2'deki Basınç-Sıcaklık grafiği üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 1.2: Basınç- Sıcaklık grafiği üzerinde J-T etkisi ve bazı temel tanımlar.

J-T soğutucularda kullanılan soğutucu gazların ilk basınç ve sıcaklık değerleri soğuma bölgesinde yer almalıdır. Dolayısıyla soğutucunun çalışacağı sıcaklık ve basınç aralığına göre soğutucu gaz tercih edilir.

Çizelge 1.1'de bazı gazlara ait maksimum dönme sıcaklığı, maksimum dönme eğrisi basıncı ve dönme eğrisi ile doyma eğrisinin kesiştiği nokta olan A noktası değerleri gösterilmiştir. A noktası sıcaklığı helyum, hidrojen, neon gibi gazlarda çok düşük olarak gözükmektedir. Ancak, oda şartlarından başlayarak gerçekleşen bir kısılma işlemi esnasında bu gazların kullanılmasıyla, gazların A noktası sıcaklığına ulaşılabilmesi mümkün değildir. Çünkü belirtilen gazlar oda şartlarında ısınma bölgesinde yer almaktadır. Argon, azot ve metan gibi gazlar oda sıcaklığında belli basınç değerine kadar soğuma bölgesinde yer almaktadır.

Çizelge 1.1’de 0.1 MPa (1 bar)’daki doyma sıcaklıkları gösterilmiştir. Belirtilen gazlar kullanılarak oda sıcaklığından belirtilen doyma sıcaklıklarına kadar soğuma sağlanabilmektedir. Bu değerler azot için 77-78 K, argon için 87-88 K, Metan için 111-112 K civarındadır. Bu sıcaklıkların daha altında bir sıcaklığa inilmek isteniyorsa, kademeli soğutmanın yapılması gerekmektedir. Örneğin, 30 K’nin altındaki sıcaklıklara inilmek istenildiği takdirde kademeli soğutmada azot veya argon gazı kullanılarak ikinci kademedeki kullanılacak gaz 177-90 K sıcaklığına soğutulmakta, ikinci kademedeki ise hidrojen ve neon gibi gazlar kullanılarak 20-0 K civarındaki sıcaklıklara erişilebilmektedir.

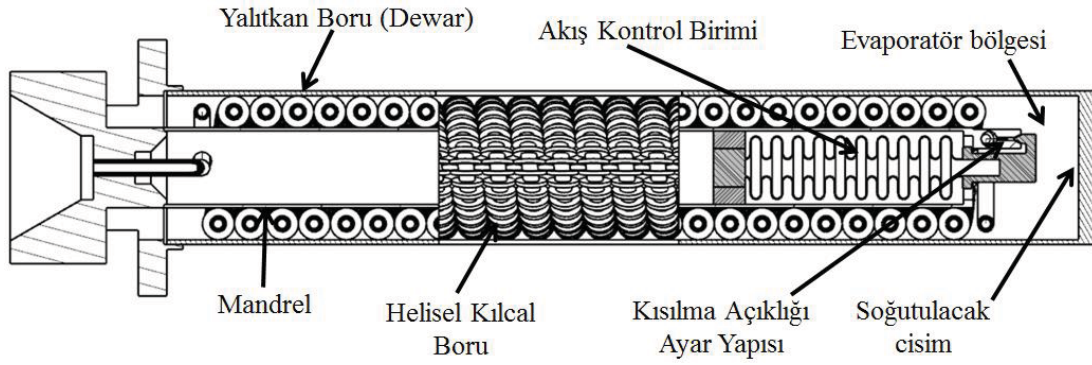
Çizelge 1.1: Bazı gazların dönme eğrilerine ait özellikler [2].

Gaz		Maksimum dönme sıcaklığı(K)	A noktası sıcaklığı(K)	Maksimum dönme basıncı (MPa)	0.1 MPa’daki doyma sıcaklığı (K)
Helyum-4	<sup>4</sup> He	43	4.3	3.92	4.2
Hidrojen	H <sub>2</sub>	201	26.9	16.22	20.3
Neon	Ne	220	44.5	29.7	27.1
Azot	N <sub>2</sub>	608	101.3	39.4	77.4
Argon	Ar	763	121.6	56.5	87.3
Metan	CH <sub>4</sub>	1009	154	54.2	111.5

J-T soğutucularda ulaşılabilecek en düşük sıcaklık esas olarak soğutucuda kullanılan gazın giriş basıncına ve kullanılan ısı değiştiricinin etkinliğine bağlıdır. Soğutucunun giriş basıncı ne kadar büyükse akışkan debisi de yüksek olacaktır. Ancak giriş basıncı değerinin, operasyonel sıcaklıktaki dönme basıncı değerinden daha fazla olmaması gerekir. Soğutucu gazın giriş basıncı bu değeri geçtiği takdirde, gaz ısınma bölgesine geçecek ve istenilen soğutma sağlanamayacaktır. Soğutucu gaz olarak argon kullanıldığı takdirde giriş basıncı 56.5 MPa’dan, azot kullanıldığı takdirde ise 39.4 MPa’dan daha fazla olamayacağı Çizelge 1.1’den anlaşılmaktadır.

### 1.1 Joule-Thomson Tipi Soğutucuların Çalışma Prensibi

Joule-Thomson tipi soğutucular çok farklı geometrik yapılara sahip olmakla beraber Şekil 1.3’te görülen geometri en yaygın olarak kullanılan J-T soğutucu modellerinden biridir.

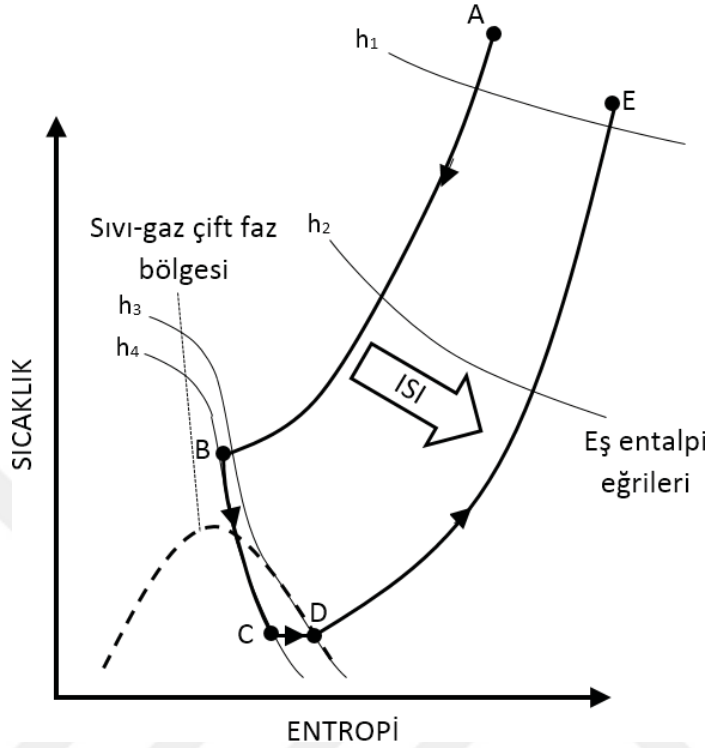


Şekil 1.3: J-T Soğutucu Geometrisi aksel kesiti ve alt bileşenleri.

J-T soğutucular temelde Giauque-Hampson ve Linde tip olmak üzere iki farklı tip ısı değiştiriciye sahiptir. Giauque-Hampson tip ısı değiştiriciler çapraz-ters akışlı ısı değiştiricilerdir. Linde tip ise ters akışlı ısı değiştiricilerdendir. Giauque-Hampson tip ısı değiştiriciler daha geniş bir ısı transfer alanına sahip olduğundan dolayı en çok kullanılan ısı değiştirici tiplerindendir. Bu çalışmada da Giauque-Hampson tipi ısı değiştirici bulunan J-T soğutucu çalışılmıştır. Söz konusu Joule-Thomson tipi soğutucunun temel bileşenleri arasında Şekil 1.3'te gösterilen Mandrel, helisel kanatlı kılcal boru, yalıtkan boru, kısılma açıklığı ayar yapısı yer almaktadır. Mandrel, kanatlı kılcal boruyu ve diğer temel bileşenleri taşıyan boru şeklindeki yapıdır. Aksel yöndeki ısı transferini azaltmak için Mandreller'in et kalınlığı azaltılmaktadır. Helisel kılcal borular yüksek basınçlı giren gazı taşıyan ve onları helisel bir yörünge üzerinde gazı kısılma açıklığına kadar taşımaktadır. Üzerindeki kanatlar sayesinde soğuk akışkanın temas ettiği yüzey alanı artırılmaktadır. Düşük basınçlı dönen gaz ise aksel yönde helisel kanatların arasından akmaktadır. Isı iletkenlik katsayısının yüksek olmasından dolayı kanat ve boru malzemesi olarak yaygın bir şekilde bakır tercih edilmektedir. Literatürde Dewar olarak adlandırılan yalıtkan boru dış ortamdan soğutucuya olan ısı transferini engellemek için konulan, içi vakumlanmış bir yapıdır. Vakumlama işlemiyle birlikte soğutucuya taşınım ile ısı transferi engellenmiş olur. Soğutucuya sadece ışıma ile ısı transferi gerçekleşecektir. Kısılma açıklığı ilk hal değişiminin gerçekleştiği bölümdür. Boru içerisindeki yüksek basınçlı gaz kısılma açıklığında yüksek hızlara ulaşır ve düşük basınçlı kısılma bölgesine açılarak genişir. Böylece hal değişimi ile birlikte sıvı faza geçer. Joule-Thomson etkisi bu noktada görülmektedir.

J-T tipi soğutucuların yüksek ve düşük basınç taraflarında aynı gaz dolaşmaktadır. Dönüş tarafındaki akışkanın sıcaklığı giriş tarafındaki akışkanın sıcaklığının oldukça

altındadır. Dönüş tarafındaki soğuk akışkan giriş tarafındaki akışkanın sıcaklığını çalışma bölgesine doğru indirdiği için bu soğutucularda kullanılan ısı değiştiriciler reküperatif olarak isimlendirilir. Soğutucuya ait çevrim Şekil 1.4’te gösterilmiştir.



Şekil 1.4: Joule-Thomson tipi Soğutucularda T-S diyagramı üzerinde soğuma çevrimi.

Açık çevrimde yüksek basınçtaki ancak oda sıcaklığındaki “A” noktasından giren gaz “B” noktasına kadar soğumaktadır. Bu soğuma işlemi yukarıda açıklandığı üzere genleşme sonrasında sıvılaşır ve ısı kaynağından çektiği ısı ile buharlaşan gaz yardımıyla gerçekleşir. A-B ve D-E burada gerçekleşen olayı anlatmaktadır. J-T soğutucularda “B” noktası çok önemlidir. Yüksek basınçlı gazın “B” noktasına kadar soğuması gerekmektedir. Şekil 1.4’de görülen eş entalpi eğrileri incelendiğinde entalpi  $h_3$ ’ten daha düşük değere sahip olduğunda yoğunlaşma olmaktadır. Yoğunlaşma (Sıvılaşma) B-C noktaları arasındaki genleşme olayı sırasında olur. Bu olay Joule-Thomson etkisi olarak bilinir. Sıvılaşmanın sonrasında ısı kaynağına çarpan akışkan ısı kaynağının yüzeyinde buharlaşarak gaz fazına geçer. Şekilde düşük basınçta ve C-D arasında gerçekleşen faz değişimi D-E dış taraftaki kanatların arasından akan soğuk akışkanın ısıtarak atmosfere salınmasını gösterir. Açık çevrimli Joule-Thomson soğutucularda bu şekilde gerçekleşen döngü, kapalı çevrimde kompresörün ilave edilmesi ile düşen basıncın tekrar artırılmasıyla devam eder.

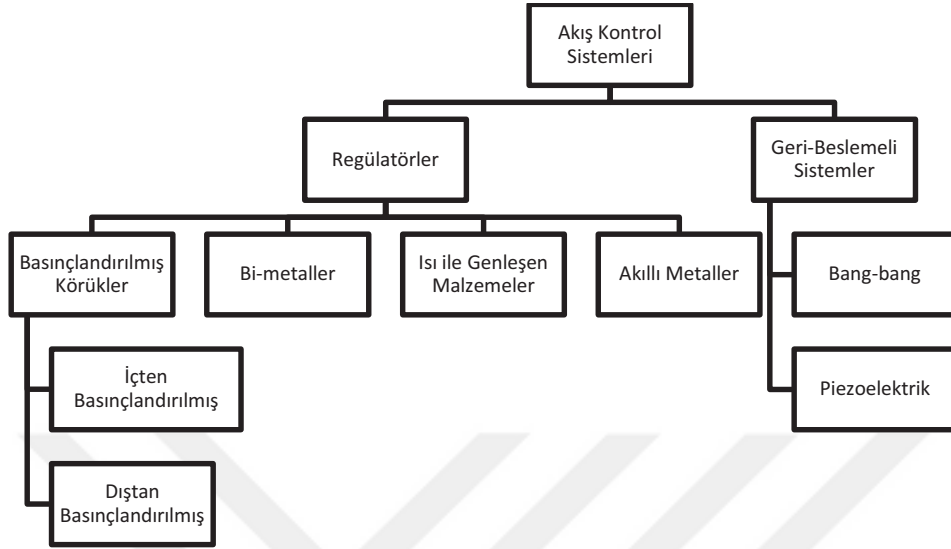
## 1.2 Joule-Thomson Tipi Soğutucularda Kullanılan Akış Kontrol Sistemleri ve Literatürdeki Örnekleri

Açık çevrimli J-T soğutucular ani soğuma ( $\leq 20$  saniye içerisinde) istenen sistemlerde kullanılır. Kriyojenik sıcaklığa ulaşıldıktan sonra, kararlı hal durumunda, sistemin o sıcaklıkta kalabilmesi için ihtiyaç duyacağı gaz miktarı ilk anlardakine göre daha azdır. Sistemi birkaç saniye içerisinde soğutabilecek gaz miktarı ile kararlı hal durumunda tutabilecek gaz miktarı arasındaki oran soğutucudan soğutucuya değişmektedir. Literatürde yer alan bir çalışmada bu oran %95 olarak verilmiştir [3]. Bu nedenle gaz tüketiminin istenen miktarda olmasını sağlayan akış kontrol biriminin kullanımı oldukça önemlidir. Akış kontrol birimi sayesinde gaz tüketimi 1/20 oranında azalmaktadır. Bu şekilde kısıtlı gaz kaynağını daha uzun bir süre kullanılmak mümkündür. Gaz tüketimini kontrol etmesinin dışında ısı kaynağı üzerinde sıcaklığın istenen değerde olmasına da yardımcı olur. Çünkü iyi bir soğutucu ısı kaynağının arka yüzeyindeki sıcaklığın sabit kalmasını sağlamalıdır. Hazır olarak alınan gaz tüplerinde saflık derecesine bağlı olarak diğer gazlar, nem ve toz bulunmaktadır. J-T soğutucularda karşılaşılabilecek en önemli sorun su buharından ve diğer gazlardan kaynaklı kirlilik sebebiyle kısma açıklığının tıkanmasıdır. Sıcaklığın düşmesiyle birlikte akış kontrol biriminde meydana gelen büzülme sebebiyle kısılma açıklığının kesiti daralmakta ve akan gaz miktarı azalmaktadır. Gazların içeriğinden kaynaklanan tıkanma sonucunda sıcaklık artmakta ve soğuma performansı azalmaktadır. Söz konusu durumda akış kontrol birimi bu etkiye hızlı cevap vererek kısılma açıklığı kesit alanını genişletmeli ve akışı kesen artık gazların kısma ağzından atılması sağlanmalıdır. Akış kontrol biriminin görevleri aşağıdaki gibi özetlenebilir [2].

- 1- Soğuma sağlandıktan sonra Gaz tüketiminin azaltılması
- 2- Sıcaklığın stabilize edilmesi
- 3- Akışı donarak tıkayan artık gazlara karşı kısılma açıklığının ağzını açarak akışın devamlılığını sağlaması

J-T soğutucularda akış kontrol birimi üzerine yapılan ilk çalışma 1965 yılında “Air Product and Chemicals” şirketi tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada akış kontrol birimi olarak bi-metal disk kullanılmıştır. 1966 yılında ise “Hughes Aircraft Company” şirketi. 1966 yılında yaptığı araştırmada içi basınçlandırılmış körüklü yapı kullanmıştır [4]. Günümüze kadar geçen zamanda bu iki yaklaşım referans alınarak

farklı tasarımlarda akış kontrol sistemleri kullanılmıştır. Kullanılan sistemler Maytal tarafından algılama ve tahrik etme metotlarına göre Şekil 1.5'deki gibi kategorize edilmiştir.

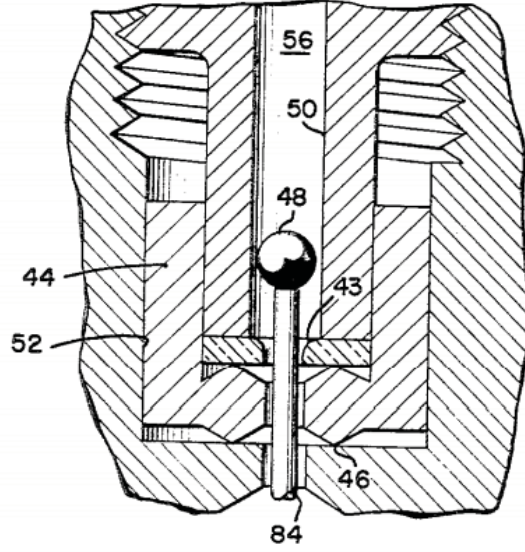


Şekil 1.5: Akış kontrol sistemlerinin sınıflandırılması.

Regülatörler herhangi bir elektronik devre içermeyen mekanik yapılardır. Regülatörlerde bulunan algılayıcı (sensör) ve tahrik sistemi (aktüatör) aynı yapı üzerinde yer almakta ve birlikte çalışmaktadırlar. Katıların sıcaklık değişiminden kaynaklı fiziksel değişimler regülatörlerle akış kontrolünün çalışma prensibidir

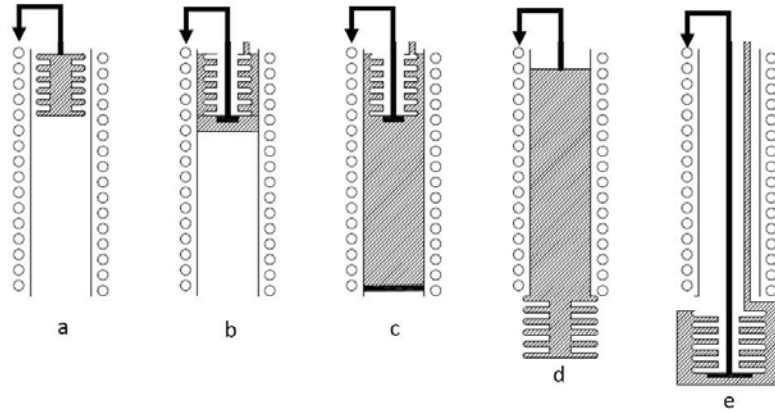
Geri-beslemeli sistemlerde ise ayrı ayrı çalışan bir sensör ve aktüatör bulunmaktadır. Sensörden gelen bilgiye göre aktüatör kontrol edilir. Bang-bang kontrolcüsü ile Piezoelektrik sistemlerin çalışma prensibi bu şekildedir. Ancak bu sistemler elektronik alt yapı ihtiyacından dolayı J-T soğutucularda çok fazla tercih edilmemektedir.

Basınçlandırılmış körükler, bi-metaller ve ısı ile genleşen malzemeler regülatör akış kontrol sistemleridir. Soğutucularda sıklıkla kullanılan körük regülatörler içerisi veya dışarısı yüksek basınçlı argon ya da azot gazı ile doldurulmuş yapılardır. Yapı içindeki basıncın sıcaklıkla değişmesi prensibi ile çalışırlar. 1966 yılında körük ile akış kontrolünün yapıldığı ilk çalışmalardan birinde akış kontrolü körüğün ucunda bulunan küresel bir yapı ile sağlanmaktadır. Bu konik yapı kısılma açıklığını açıp kapatacak şekilde pozisyonlandırılmıştır. Körüğün içerisindeki gazın sıcaklığının düşmesi ile birlikte eksenel yönde büzülen körük Şekil 1.6'de görülen küreyi aşağıya doğru çeker ve kısılma açıklığını kapatarak akışı tamamen keser veya azaltır. Bu şekilde akış kontrolü sağlanmış olur [5].



Şekil 1.6: Bir akış kontrol yapısının şematiği [5].

Körük şeklindeki yapılar basınçlandırılmış kısmın bulunduğu yere göre içten veya dıştan basınçlandırılmış olarak adlandırılır. Basınçlandırma yeriyle birlikte soğutucu içerisindeki konumu da önemlidir. Şekil 1.7 a ve d’de gösterilen körükler içten basınçlandırılmış, “b”, “c” ve “e”de gösterilen körükler ise dışarıdan basınçlandırılmış körüklerdir. Şekil a,b ve c’de gösterilen körükler soğuk tarafta konumlandırılırken, “d” ve “e”de gösterilen körükler sıcak tarafta konumlandırılmıştır.



Şekil 1.7: J-T soğutucularda kullanılan farklı körük tipleri ve körüklerin soğutucu içindeki yerleştirilme şekilleri.

J-T üreticilerinin en çok tercih ettiği konumlandırma biçimi Şekil 1.7’de “a” ve “b”de gösterilen körüklerdir. “a” ve “b” tipindeki körüklerin oldukça başarılı ve birbirine yakın körük tipleridir. Ancak literatürde diğer konumlandırma biçimleriyle ilgili çalışmalar da yapılmıştır. Literatürde yapılan bu çalışmalardan bazıları Çizelge 1.2’de gruplandırılmıştır. Peterson vd. [5], Buller vd. [6] ve Longsworth [7] Şekil 1.7 a’da

görülen yapıyı J-T soğutucu çalışmalarında kullanmışlardır. Longsworth [7] ise yaptığı çalışmada diğer körüklere ilave olarak “b” ve “d” tiplerini de aynı patentte kullanmış ve bu tiplerin özelliklerini karşılaştırmıştır.

Campell [8] ve Brown [9] ise Şekil 1.7 b’de verilen soğutucuları tasarlamışlardır. Söz konusu soğutucularda, Mandrel ile körük arasındaki bölgede gaz bulunmaktadır. Şekil 1.7 a ve b’de körüklerin yoğunlaşma bölgesine yakın olması, körük ile sıvı arasındaki ısı transferinin hızlı bir şekilde gerçekleşmesine sebep olmakta, körüğün içerisinde veya etrafında bulunan gazın sıcaklığının aniden düşmesine yol açmaktadır. Körük içerisindeki veya etrafındaki gazın sıcaklığının düşmesi ile birlikte gaz yoğunlaşmaya başlamakta ve basınç aniden azalmaktadır. Bununla beraber körükte büzülme gözlenmektedir. “a” ve “b” tipi körükler soğuk tarafta konumlanması sebebi ile diğer körüklere göre daha çabuk soğumakta ve daha hızlı tepki vermektedirler. Bu tip körüklerde körük içerisindeki gaz ile yoğunlaşmış soğutucu gazın sıcaklığı birbirine oldukça yakındır. Bu nedenle “a” ve “b” tipi körüklerin içerisinde bulunan gaz, soğutucu gaz ile aynı olacak şekilde seçilmelidir [10]. Aksi takdirde gazların yoğunlaşma sıcaklığının farklılığından kaynaklı olarak debi, istenilen sıcaklığa ulaşmadan azalacak ya da sabit kalacaktır. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde “a” ve “b” tipi körüklerin arasında performans anlamında ciddi bir fark olmamasına rağmen, “b” tipi körüklerde ısı transfer alanının daha fazla olmasından dolayı “a” tipi körüklerle karşılaştırıldığında görece daha çabuk tepki verdiği gözlenmiştir [7]. Soğuk bölgede konumlandırılan bir diğer körük tipi ise ısı değiştirici boyunca dıştan basınçlandırılan ve Şekil 1.7 c’de gösterilen köründür. Bu tip körüklerin kullanıldığı soğutucularla ilgili olarak Campell [11], [12] ve Fox [13] tarafından sunulan patentler mevcuttur. Şekil 1.7 c tipindeki körüklerin ısı değiştirici boyunca basınçlandırılması, körük etrafındaki gazın sıcaklık aralığının geniş olmasına neden olmaktadır. “a” ve “b” tiplerinde homojen bir sıcaklık dağılımı ve soğutucu gazın yoğunlaşma sıcaklığına yakın bir sıcaklık elde edilir. “c” tipinde ise düzensiz sıcaklık dağılımdan dolayı, ısı değiştirici boyunca hesaplanan ortalama sıcaklık dikkate alınır. Bulunan ortalama sıcaklık, soğutucu gazın yoğunlaşma noktasından oldukça farklıdır. Bu nedenle, körüğün etrafını basınçlandırmak için kullanılacak gazın yoğunlaşma noktası, aynı gazın körük boyunca ortalama sıcaklığına yakın olması gerekmektedir. “c” tipinde gaz hacminin büyük olmasından kaynaklı olarak daha fazla yer değiştirme elde edildiği ifade edilmektedir. Diğer yandan, körüğün soğuk bölgenin sıcaklığını algılama



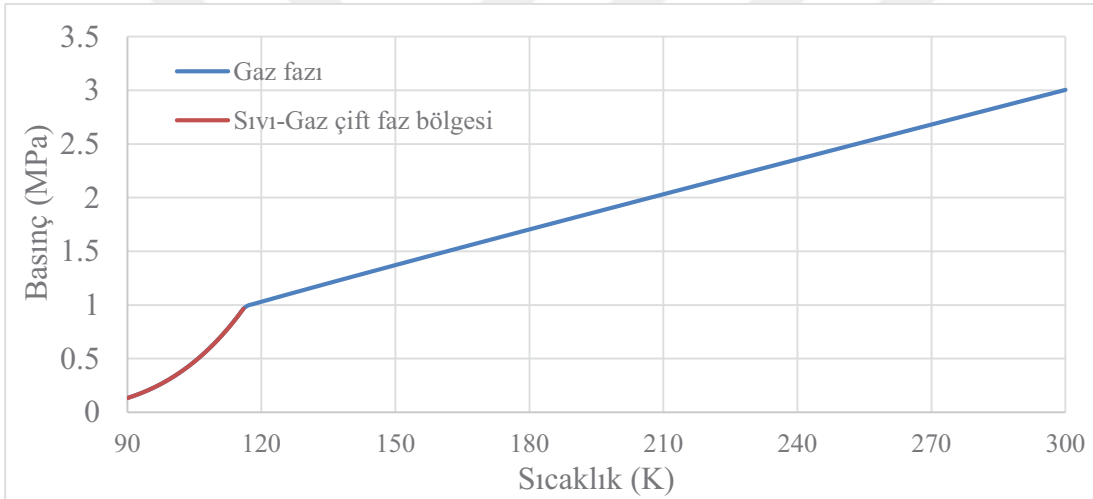
konusundaki hassasiyetini olumsuz yönde etkilemektedir ve akış kontrol biriminin tepki süresini arttırmaktadır. Soğuk bölgede yer alan körüklerin dışında Şekil 1.7 d ve e’de gösterilen sıcak bölgede yer alan körüklerle ilgili de bazı çalışmalar yapılmıştır. Bu tip körükler ısı değiştiricinin dışında yer almaktadır. Bu nedenle soğuk tarafta konumlanan körüklere göre çapı daha büyük olabilmektedir. “d” tipi körüklerle ilgili literatürde Longsworth [7] tarafından bir çalışma yapılmıştır. “e” tipi için Reale [14], Campell [15], J. Guichard vd. [16] çalışmıştır. “d” tipi körükler içten, “e” tipi körükler ise dıştan basınçlandırılmış olup, “c” tipi körüklere benzer şekilde, içlerinde barındırdığı gazın sıcaklık aralığı oldukça geniştir. Bu tiplerde ortalama sıcaklık kullanılarak körükteki genleşme veya büzülme miktarları hesaplanabilir. Bulunan ortalama sıcaklığa göre yoğunlaşma sıcaklığı uygun olan gaz ile basınçlandırılır. “d” ve “e” tipi yapılarda hesaplanan ortalama sıcaklık “c” tipine göre daha yüksektir. Bu yüzden tepki süreleri daha uzundur. Diğer bir dezavantajı ise körük ile kısılma açıklığı ayar yapısını birbirine bağlayan çubuğun çok uzun olmasıdır. Bu denli uzun bir çubuk sistemin ısıl kütesini arttırmakta ve soğuma süresinin uzamasına neden olmaktadır. Yukarıda anlatılan farklı tip körük yapılarının incelendiği tüm patentler ve bu patentlerin sahipleri Çizelge 1.2’deki gibi katagorize edilmiştir.

Çizelge 1.2: Farklı tipteki körük yapılarına göre patent çalışmaları.

Şekil	Patent Sahibi
a	E.W. Peterson vd. [5], E.J. Buller vd. [6], R. C. Longsworth [7]
b	R. C. Longsworth [7], D. N. Campell [8], K. Brown [9]
c	D. N. Campell [11], D. N. Campell [12], A.G. Fox [13]
d	R. C. Longsworth [7]
e	Reale [14], D. N. Campell [15], J. Guichard vd. [16]

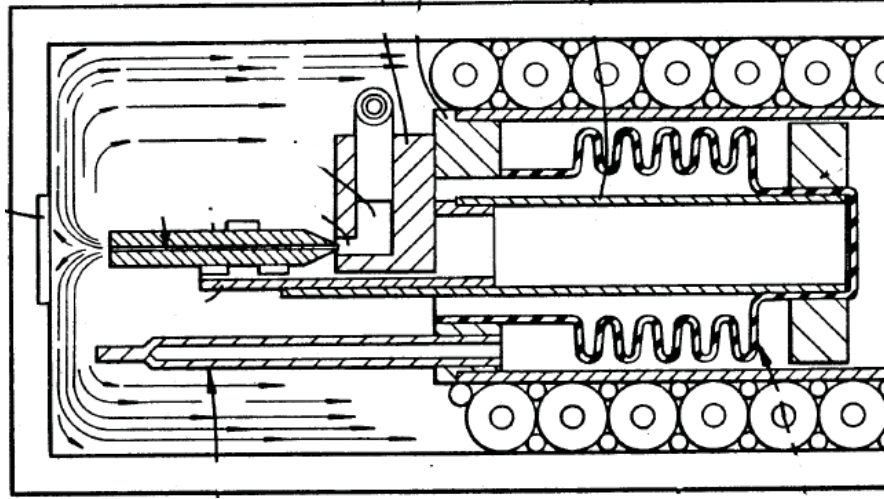
J-T soğutucularda akış kontrolünde debinin kriyojenik sıcaklıklara varılana kadar değişmemesi kriyojenik sıcaklıklara ulaşıldıktan sonra azalması beklenmektedir. Yüksek sıcaklıktan hedef sıcaklığa kadar debinin sabit kalması soğumanın çok hızlı gerçekleşmesini sağlamaktadır. Körükler akış kontrolünü en etkin şekilde gerçekleştiren regülasyon sistemlerinden biridir.

Körüğün içerisine doldurulan gazlar yüksek sıcaklıklarda gaz fazındadır. Kriyojenik sıcaklıklara ulaşıncaya kadar bu durum devam eder. Kriyojenik sıcaklıklara ulaşıldığında ise basıncı düşen gaz faz değiştirerek sıvılaşır. Yoğunlaşma başladıktan sonra gazda ani bir basınç düşüşü görülür. Genellikle körüklü sistemlerde oda şartlarında 2-4 MPa arasında basınçlandırılır. Şekil 1.8’da oda şartlarında 3 MPa’da bulunan argona ait sabit yoğunluktaki sıcaklık-basınç grafiği gösterilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü üzere argon 300 K’den 120 K’e ulaştığında argonun basıncı üçte birine düşmüştür. 120K’den 90K’e ulaştığında ise basıncının yedide birine düştüğü görülmektedir. Diğer bir ifade ile körük içerisindeki gaz, yoğunlaşma bölgesine ulaştığında sıcaklık değişimine daha hassas hale gelmektedir. J-T soğutucularda akış kontrolünü gerçekleştiren regülatörlerin kriyojenik sıcaklıklara ulaştığında daha hassas çalışması beklenmektedir.



Şekil 1.8: Sabit yoğunlukta argonun Sıcaklık-Basınç grafiği.

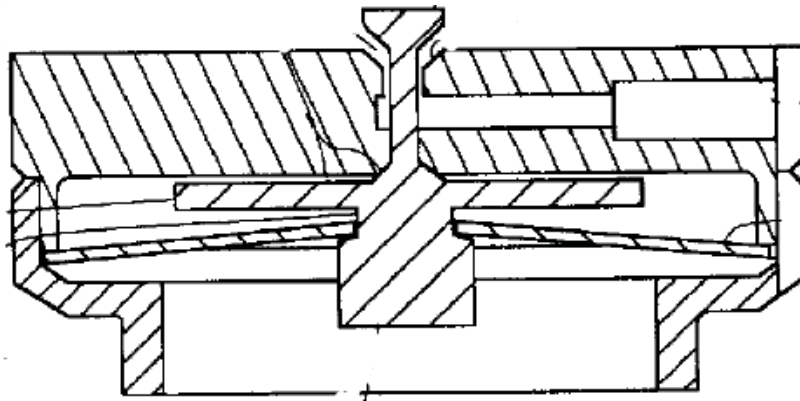
Körüklerin düşük sıcaklıktaki duyarlılığı en ufak sıcak değişiminde bile akışın kesilmesine veya birden artmasına sebep olabilmektedir. Bu da sıcaklığın sürekli salınım yapmasına ve sabit bir değere oturmamasına neden olmaktadır. Bu durumu bertaraf etmek için Brown [9] ve Chovet vd. [17] patentlerinde akışı kesen iğnenin içerisine mikro delik açmışlardır. Şekil 1.9’da bu yapı gösterilmiştir. Bu metot ile iğnenin akış alanını tamamen kapattığı durumda mikro delikten akış devam etmektedir. Literatürde çift kısılma açıklığına sahip iğne şeklinde ifade edilmektedir. Çift kısılma açıklıklı yapılar sabit yüzey sıcaklığı elde edilmesine ve daha hassas bir kontrol sağlamaya yaramaktadır. Ancak mikro deliklerin açılması işlemi mekanik açıdan oldukça zordur. Bu nedenle bu tarz akış kontrol birimlerinin maliyetleri yüksek olabilmektedir.



Şekil 1.9: İğne yapısı üzerinde bulunan mikroskobik delikli akış kontrol birimi [9].

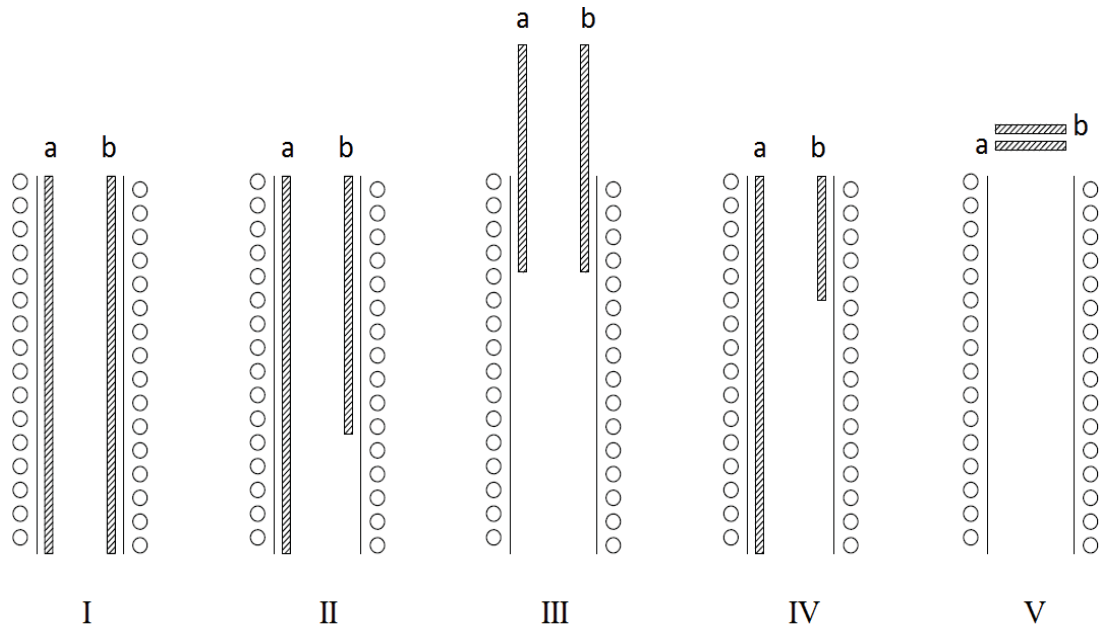
Akış kontrol sistemlerinde kullanılan yapılardan bir diğeri de bi-metallerdir. Bi-metaller ısı genleşme katsayısı farklı olan iki malzemenin geniş yüzeylerinin birleştirilmesiyle oluşmuştur. Bi-metaller sıcaklığın değişmesiyle birlikte mekanik hareketin olduğu kompozit bir malzeme olarak tanımlanabilirler. Çünkü Sıcaklık düştükçe ısı genleşen malzemeler boyutsal olarak küçülürler. Malzemelerin farklı genleşme katsayısına sahip olması sebebiyle azalan sıcaklık sonucunda malzemelerden birisinin daha çok kısılacağını ve diğer parçayı kendine doğru çekip bükülme sağlayacağı açıktır. Bu bükülme hareketi sonucunda bir yer değiştirme hareketi elde edilir. Bi-metallerde, genleşme ve büzülme prensibi ile tek bir malzemenin (plastik veya metal) sıcaklık ile genişip büzülmesine göre daha fazla deformasyon elde edilir. Ayrıca bi-metaller kullanılarak üretilen soğutucular pek çok akış kontrol sistemine kıyasla oldukça küçük yapıdadır. Bi-metallerle ilgili Herrington vd. tarafında yapılan çalışmada ısı değiştirici boyunca uzanan bir bi-metal kullanılmıştır [18]. Bi-metalin ucuna tek serbestlik derecesine sahip köşesinde yer alan bir delikten mafsallanmış ve bu mafsal etrafında rotasyonel hareket yapabilen “L” şeklinde dirseklili bir kol konumlandırılmıştır. Bi-metal sıcaklık değişimi ile birlikte bükülerek bu “L” şeklindeki parçayı döndürmektedir. “L” parçanın diğer ucunda ise kısma açıklığını açıp kapayan iğne bulunmaktadır. Arada kalan “L” parça bi-metalin bükülme hareketini doğrusal harekete dönüştürür. Bu tip tasarımlardan sonra bi-metalin akışı kesen iğne yapısı ile direk bağlantılı olduğu yapılar geliştirilmiştir. Bu tip bir soğutucu da Buelow vd. tarafından tasarlanmıştır [19]. Diğer çalışmanın aksine bu çalışmada hareketi aktaran bir mekanizma yoktur. Bu nedenle önceki tasarımlara

göre tepki süresinin kısa olduğu iddia edilmektedir. Klasik tasarımlarda 5 ile 10 saniye arasında soğuma sağlanıp debi kontrol altına alınırken, çalışmada bu sürenin daha kısa olduğu belirtilmektedir. Çalışmada kullanılan bi-metal disk 7.6 mm çapında 0.13 mm kalınlığında oldukça hafif bir yapıdır. Oda koşullarından kriyojenik sıcaklıklara inildiğinde yaklaşık olarak 0.38 mm yer değiştirme sağlamaktadır. Çalışmada iddia edildiğine göre bu yapıların ağırlığı ve ısıl kütlesi körüklere kıyasla daha azdır [19]. Bu nedenlerden dolayı bi-metallic soğutucuların körüklü tipe göre daha hızlı soğuma sağladığı iddia edilmektedir. Ayrıca körüklü sistemlere göre maliyetlerinin de daha az olduğu öne sürülmektedir. Bu çalışmadan bir yıl sonra Mangano vd. tarafından bi-metal malzemenin kullanıldığı yeni bir patent çalışması yapılmıştır. Bu patentte ortaya konulan tasarımın en önemli özelliği gazın kirliliğinden etkilenmeyen kısılma açıklığı ve iğne yapılarının tasarımı olmuştur [20]. Tasarımda diğer çalışmaların aksine iğne kullanılmamış, Şekil 1.10'de gösterildiği gibi eş merkezli iç içe geçirilmiş bir delik ve çubuk kullanılmıştır. Deliğin çıkışı konik üretilmiş, çubuğun ucu da çıkışa uygun olacak şekilde konik tasarlanmıştır. Bu tasarımda soğutucu akışkan çıkış kısmında sürekli olarak halka şeklindeki boşluk içerisinde hareket etmektedir. Böylece diğer gazların sıvılaşp katılaşması ile tıkanabilen bir delik bulunmamaktadır. Bu tasarımın kirlilik ile mücadele konusunda oldukça başarılı olduğu öne sürülmektedir. Çalışmada kullanılan bi-metal yapı diğer bi-metal akış kontrol sistemlerinin aksine aç kapa şeklinde çalışmaktadır. Kullanılan bi-metalin sıcaklığı belli bir değerin altına düştüğünde ani pozisyon değişikliği gerçekleşmektedir. Bu durum kullanılan bi-metalin özelliğinden kaynaklanmaktadır. Konik yüzey tamamen kapandıktan sonra akışkan bi-metal tarafındaki kesit alanı daha küçük olan bir açıklıktan akmaktadır. Mangano vd. tarafından tasarlanan akış kontrol yapısı iyi bir performansa sahip olmasına rağmen, çok hassas üretim teknikleri gerektirdiğinden yüksek maliyetlidir.



Şekil 1.10: Mangano vd. tarafından tasarlanan akış kontrol birimi [9].

J-T soğutucularda akış kontrol amacıyla kullanılan diğer bir yapı ise sıcaklık ile büzülüp/genleşen malzemelerin kullanımudur. Isıl genleşmeli akış kontrol sistemleri malzemelerin sıcaklık ile boylarının değişmesi prensibine dayanır. Bu tarz sistemlerde kısılma açıklığının üzerinde bulunduğu yapının malzemesi ile iğne yapısının üzerinde bulunduğu yapının malzemesi farklıdır. Her iki yapının malzemelerinin ısıl genleşme katsayılarının birbirinden oldukça farklı olması gerekmektedir. Soğumanın başlaması ile birlikte her iki yapının da boyu kısalmır. Isıl genleşme katsayılarının farklı olmasından dolayı birisi diğerine göre daha çok kısalması beklenmektedir. Bu durumla birlikte iğne yapısı kısılma açıklığını daraltacak şekilde hareket ederek akışı kısacak ve debi kontrol işlemi gerçekleşecektir. Malzemelerin ısıl genleşme özelliğini kullanarak akış kontrolü sağlanan sistemler Maytal vd. tarafından sınıflandırılmıştır [2]. Akış kontrol birimlerinde kullanılan malzemenin ısı değiştirici içerisindeki yerleşimine ve boylarına göre Şekil 1.11 “I”den V’e sıralanmış hali gösterilmiştir. Şekil 1.11 “I”, “II” ve “III”de yer alan sistemler genel olarak ısıl genleşmesi daha az olduğundan dolayı metal malzemelerden oluşmaktadır. Şekil 1.11 “IV” ve “V”de yer alan sistemler ise genellikle metal olmayan malzemelerden oluşmaktadır. Metal olmayan malzemelerin ısıl genleşme katsayısının daha fazla olması sebebiyle daha kısa parçalarda daha çok genleşme sağlanabilmektedir. Özellikle yüksek ısıl genleşme katsayısına sahip plastikler ile metaller arasında 5-15 kat arasında termal genleşme katsayısı farkı görülmektedir.



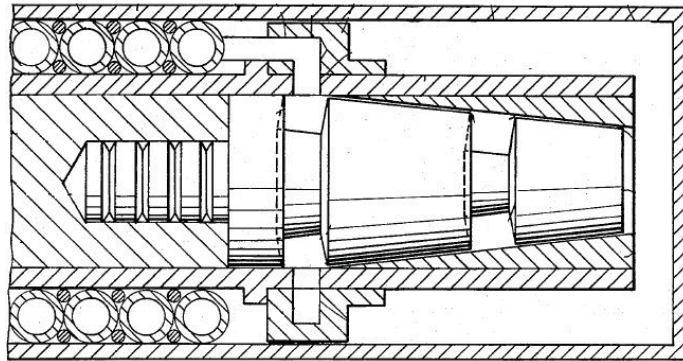
Şekil 1.11: J-T soğutucularda ısıl genleşme ile akış kontrolünü sağlayan sistemler ve soğutucu içerisine yerleşme şekilleri [2].

Bu teknik kullanılarak ilk çalışma 1965 yılında Jepsen vd. tarafından yapılmıştır. Jepsen çalışmasında tipinde akış kontrol birimi tasarımını uygulamıştır. Bu tasarım J-T soğutucularda akış kontrol amacıyla yapılmış ilk tasarımlardan biridir. Japsen bu tasarımında malzeme olarak İnvar ve paslanmaz çeliği kullanmıştır. Kısılma açıklığının üzerinde bulunduğu yapı paslanmaz çeliktir. Ayar yapısı, yeni tasarımlarda kullanılan iğne yapısının aksine, düz bir silindirik yapı şeklinde imal edilmiştir. Bu tasarım akış kontrolleri ile ilgili ilk çalışmalardan birisi olduğu için diğer tasarımlara göre biraz daha basittir. Tasarımda iç içe geçen konik yapılar yerine birbirine alın alın temas eden ayar yapısı ve kısılma açıklığı kullanılmıştır. Ayar yapısının malzemesi İnvar olarak belirlenmiştir. İnvar'ın ısıl genleşme katsayısı çeliğe göre oldukça düşük olması sebebiyle soğumaya bağlı olarak kısılma açıklığı ile ayar yapısı arasında bağlı hareket sağlanmakta ve akış kontrol edilmektedir [21]. "I" tipindeki akış kontrol birimine sahip soğutucuların, özellikle ilk üretilen ürünlerin, diğer soğutuculara göre bazı dezavantajları ortaya çıkmaktadır.

Bu tip tasarımlarda genleşme ve büzülme sağlanan elemanlar ısı değiştirici boyunca konumlandırılmıştır. Bu nedenle akış kontrol elemanları üzerinde meydana gelen ısı kaybı fazla olmaktadır. Akış kontrol elemanlarında meydana gelen net büzülme sıcaklığın ısı değiştirici boyunca kararlı hale ulaşması ile sağlanır. Kısılma açıklığından çıkan soğuk gaz kararlı hal sıcaklığına ulaştığında, büzülme sağlanan elemanların sıcaklığı daha yavaş bir şekilde kararlı hale ulaşacaktır. Bu durum ısıl genleşen elemanların boylarının daha uzun olmasından kaynaklanmaktadır. Benzer şekilde kirlilik veya soğutulan elemanda meydana gelen ısıl yükün artmasıyla soğutucu gazın sıcaklığı yükselebilir. Bu durumlarda da kısılma açıklığının genişletilmesi ve debinin artırılmasına ihtiyaç duyulur. Diğer yandan büzülme elemanlarının sıcaklığı algılaması ve akış yolunu genişletmesi de zamanla gerçekleşir. Tüm bu nedenlerden dolayı üzerindeki sıcaklık dağılımının çok geniş olduğu akış kontrol sistemlerinin tepki hızının yavaş olduğu söylenebilir. Buna benzer bir durumun "III" ve "IV" tipi körüklerde de görüldüğü daha önceki kısımlarda anlatılmıştır. Akış kontrol yapısının uzun olması soğutucunun ağırlığının ve buna bağlı olarak da ısıl kütesinin artmasına neden olur. Bu durum soğuma süresinin uzamasına sebep olur. Tüm bu dezavantajlarına rağmen "I" tipi akış kontrol birimlerinin en önemli özelliği dışarıdan kalibrasyon yapılmasına imkân sağlamasıdır. Soğutucunun sıcak tarafına eklenecek bir mekanizma sayesinde, soğutucu aktif halde olsa bile kısılma açıklığı

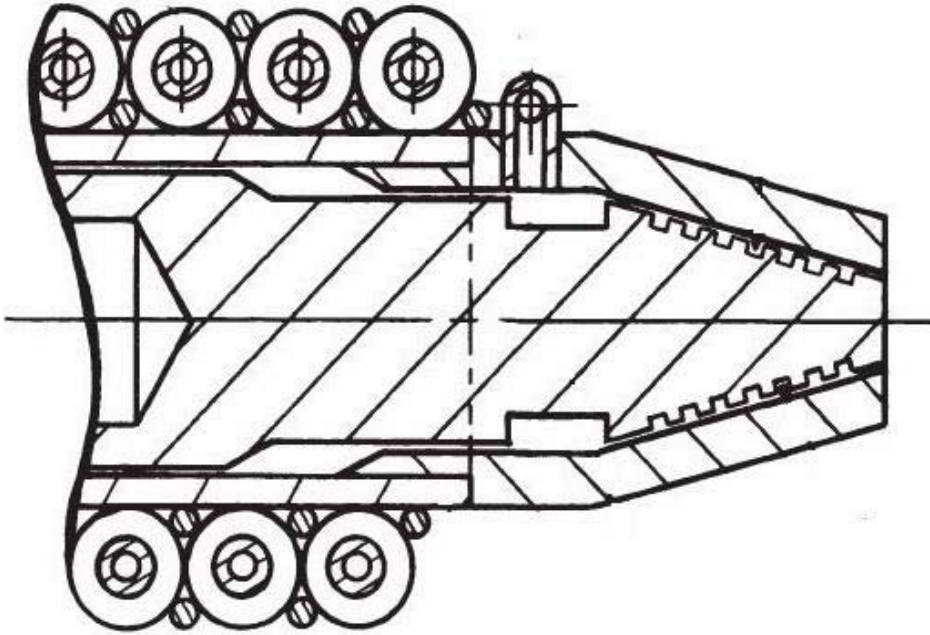
ayar yapısı kalibre edilebilmektedir. Diğer akış kontrol yapılarında bu şekilde bir kalibrasyon yapısı tasarımları dolayısıyla mümkün değildir. Diğer tiplerin kalibrasyonu ancak demonte edilerek sağlanabilmektedir.

“T” tipinde akış kontrol yapısı kullanarak soğutucu geliştiren araştırmacılardan bir diğeri de Walker vd.’dir. Walker vd.’nin tasarladığı soğutucularla alakalı birçok çalışma gerçekleştirmiştir. Bu konuyla ilgili olarak ilk çalışmasını 1986 yılında yapmıştır [22]. Bu çalışmada önceki çalışmalarda görülen küçük ölçülere sahip konik yapılar yerine, daha büyük konik yapılar kullanılmıştır. Kullanılan koninin büyük çapı Mandrel’in iç çapına yakındır. Çalışmada tasarlanan akış kontrol yapısı Şekil 1.12’de yer almaktadır. Akış iki koninin arasından halka şeklinde bir alandan akmaktadır. Erkek konik yapının bağlı olduğu parçanın malzemesi için ısıl genleşmesi düşük olan İnvar veya cam takviyeli epoksi kompozit malzemeler önerilmiştir. Tasarlanan akış kontrol yapısının en önemli özelliği katılaştıran artık gazların akış yolunu tıkamasına engel olan tasarımdır. Bunun için erkek konik yapının ortasına bir kademe açılmıştır. Akışkan ilk konik yapıdan geçtikten sonra bir genişlemeye uğramaktadır. Burada oluşan türbülans sayesinde katılaştıran artık gazın parçalandığı çalışmada ifade edilmektedir. Walker vd.’nin tasarımının diğer bir önemli özelliği de soğutucunun sıcak tarafına entegre edilen kalibrasyon mekanizmasıdır. Bu mekanizma sayesinde giriş debisi ayarlanmakta, kısılma açıklığı ayar yapısı kalibre edilebilmektedir. Mekanizma sayesinde soğutucu akış kontrol birimi olmadan da sabit debi sağlayan konvansiyonel bir J-T soğutucuya dönüşebilmekte ve sürekli olarak istenilen debiyi sağlayabilmektedir. Mekanizmanın ayar yapısı oldukça hassas tasarlanmıştır. Vida adımının küçük olması hassas bir kalibrasyon yapılabilmesine imkân vermektedir. Mekanizmaya bağlı olan vida bir tur döndürüldüğünde konik yapı 13 µm hareket etmektedir.



Şekil 1.12: Walker vd. tarafından tasarlanan akış kontrol birimi [22].

Walker vd. 1991 yılında yeni bir çalışma yayınlamıştır [23]. Bu yayın soğutucu üzerinde yapılan geliştirme çalışmalarını ve test sonuçlarını içermektedir. Yapılan geliştirmelerden birisi kalibrasyon mekanizması üzerinedir. Yeni tasarımda kalibrasyon mekanizmasının hareket hassasiyeti %35 oranında artmıştır. Yeni mekanizma bir turda 8.5 µm harekete izin vermektedir. Bununla beraber artık gazların donmasını önleyen tasarımda da bazı iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Konik yapının etrafına çevresel olarak açılan kanallar küçültülmüş ve sayısı arttırılmıştır. Yeni tasarım sayesinde artık gazların donmasını engelleme konusunda oldukça başarılı olduğu öne sürülmektedir. Walker vd.'nin geliştirdiği son tasarım Şekil 1.13'de gösterilmiştir. Çalışmada ifade edildiğine göre sistem kararlı hale ulaştığında 3 SLPM debi ile akış sağlanmaktadır. Sistem kararlı halde 3 SLPM gibi çok düşük debiyi, oldukça büyük iki koninin arasında kalan açıklıktan sağlamaktadır. Bu nedenle Walker vd.'nin çalışmalarının tamamında kullandığı kısılma açıklığı ayar yapısını üretmek için oldukça hassas üretim tekniklerine ihtiyaç duyulduğu değerlendirilebilir.



Şekil 1.13: Walker vd. tarafından geliştirilen yeni nesil akış kontrol birimi [22].

“II” tipi akış kontrol birimleri “I” tipine göre daha kısadır ve ısı değiştiricinin ortasına yakın bir noktadan sabitlenmiştir. Bu şekilde giriş tarafındaki yüksek sıcaklığa maruz kalmamaktadır. Ancak bu tip akış kontrol birimlerine soğutucu çalışırken kalibrasyon için müdahale edilememektedir. “II” tipi akış kontrol yapısına uygun bir tasarım Albagnac tarafından geliştirilmiştir [24]. Albagnac tasarımında klasik kısılma açıklığı ayar yapısını uygulamıştır. Isıl genleşme katsayısı daha yüksek olan metal malzemeye

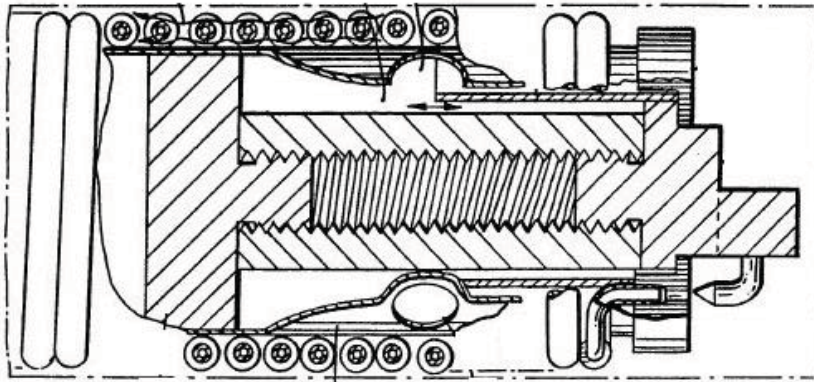


iğne yapısı montajlanmıştır. Soğuma ile birlikte iğne soğuk taraftan sıcak tarafa doğru hareket ederek akış alanını daraltmaktadır. “II” tipi akış kontrol yapısında kısılma açıklığı Mandrel’in üzerinde konumlandırılmıştır. “III” tipi yapıların ise en büyük farkı hem iğne yapısı hem de kısılma açıklığı Mandrel’in genişlemesinden bağımsızdır. Büzülme esnasında Mandrel’in hareketi kısılma açıklığı ayar yapısını etkilememektedir. İkisi de Mandrel’den farklı parçalara bağlıdır. Bu yapının en önemli özelliği hareketi sağlayacak genişleme elemanlarının soğuk tarafa yerleşmesine imkân vermesidir. Bu konsept Cramer vd. tarafından kullanılmıştır [25]. Cramer vd. patentinde büzülmei sağlayan elemanları evaporatör bölgesine yerleştirilmiştir. Kısılma açıklığının soğutucunun ortasına doğru konumlandırılmıştır. Böylece genişterek soğuyan akışkan soğutulacak cisim ile birlikte büzülme elemanlarına da hızla temas etmekte akış kontrol biriminin hızlı tepki vermesini sağlamaktadır. Ancak evaporatör bölgesindeki ısı kütlesinin fazla olmasından dolayı soğuma süresi uzayabilmektedir. Çalışmada iğnenin bağlı olduğu genişleme elemanı soğutucuya üzerinde bulunan dişler ile bağlanmaktadır. Bu sayede iğnenin pozisyonu kalibre edilebilmektedir. İğnenin bağlı olduğu dişli arayüzün etrafında eksantrik bir burç bulunmaktadır. Eksantrik burç ile iğnenin kısılma açıklığına otomatik olarak merkezlenmesi sağlanmaktadır.

Metal malzemelerle konfigüre edilmiş uzun olan akış kontrol biriminin ısı kütlesinin azaltılması için ısı genişleme katsayısı daha yüksek olan plastik malzemeler kullanılarak Şekil 1.11 “IV” ve “V”deki akış kontrol yapıları geliştirilmiştir. Bununla beraber plastik malzemeler kullanılarak a tipinde akış kontrol konsepti ile ilgili de birkaç çalışma yapılmıştır. “I” tipindeki akış kontrol yapısının operasyon esnasında kalibrasyona izin vermesi araştırmacıları bu tasarımı uygulamaya itmektedir. Berry vd. metal olmayan malzemeler kullanarak “I” tipi akış kontrol yapısı tasarlamıştır [26]. Bu çalışmada iğnenin bağlı olduğu akış kontrol yapısında Yalıtkan plastik ve naylon malzemeler kullanılmıştır.

“IV” tipi akış kontrol sistemlerinde yüksek genişleme katsayısına sahip malzemeler kullanılmaktadır. Genişleme katsayısı yüksek malzemeler akış kontrol yapısının boyunun oldukça kısa olmasını sağlamaktadır. “IV” tipi akış kontrol yapısı kullanılarak Boney tarafından bir tasarım geliştirilmiştir. Bu tasarımda akış kontrol biriminin iğne yapısını tutan parçanın malzemesi polietilen olarak belirlenmiştir. Çalışmada, yüksek genişleme katsayısına sahip polietilen malzeme kullanılması akış

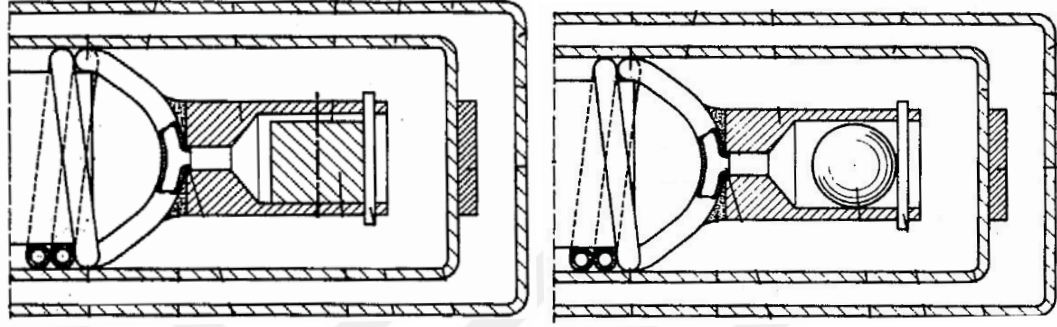
kontrol yapısının boyunun körüklü yapılar kadar kısa olmasını sağladığı belirtilmektedir. Yüksek yoğunluklu polietilen malzemenin 300 K ile 80 K arasında ortalama  $100 \times 10^{-6} 1/K$  genişleme katsayısına sahip olduğu ifade edilmiştir. Çalışmada kullanılan polietilen malzemenin boyunun sadece 8 mm olduğu görülmektedir. Kabaca bir hesap yapılır ise, evaporatör bölgesinde sıvılaştan akışkanın sıcaklığı 80 K'ne düştüğünde polietilen malzemenin büzülme miktarının 0.17 mm olabileceği anlaşılmaktadır. Çalışmadan anlaşılan bir diğer durum ise; oda koşullarında iğnenin konumu, akışkanın tamamen kapalı olduğu duruma göre, 0.14 mm geride konumlandırılmıştır. Polietilen malzeme 0.17 mm hareket ederken 0.14 mm açıklık bırakılması iğnenin erken kapanmasına sebep olacağı şeklinde anlaşılabilir. Ancak aradaki 0.03 mm'lik fark hem kısılma açıklığında meydana gelecek olan doğrusal büzülme hem de akışkanın iğne üzerinde oluşturacağı sürüklenme kuvvetini karşılamak için gereklidir. Polietilen malzeme tek başına 0.17 mm hareket edebilirken, görece hareketi daha az olacak ve sürüklenme kuvvetinden dolayı daha az kapanacaktır. Çalışmada polietilen malzeme kullanılmasının bazı avantajları olduğu öne sürülmektedir. Polietilen malzemenin 100 K'in altında genişleme katsayısının oldukça azaldığı ve 100 K ile 80 K arasında büzülmenin daha az olacağı ifade edilmektedir. Bununla beraber plastik malzemelerin ısı sığasının metallere kıyasla daha büyük olması plastiklerdeki sıcaklık artışının daha yavaş olmasına neden olduğu belirtilmektedir. Tüm bu nedenlerden ötürü polietilen akış kontrol yapısının daha geç tepki vermesi evaporatör bölgesindeki sıcaklık salınımının azalmasını sağlayacağı ifade edilmiştir [27]. Bu çalışmaya ait akış kontrol yapısı Şekil 1.14'de gösterilmiştir.



Şekil 1.14: Boney tarafından geliştirilen yeni nesil akış kontrol birimi [27].

“V” tipi akış kontrol birimleri aksenal yer değiştirme ile akış kontrolü sağlayan yapılarının aksine radyal yer değiştirme ile akış kontrolü sağlamaktadır. Bu nedenle

“V” tipi akış kontrol sistemlerinde aksel hareket sağlayan iğne yapıları yer almamaktadır. Kısılma açıklığı yapısı kendi içerisinde büzülerek akış kontrolünü sağlamaktadır. Albagnac “V” tipi akış kontrol yapısı kullanarak yeni bir tasarım geliştirmiştir. Tasarımında kısılma açıklığının içerisine az boşluklu olarak geçen bir silindir yerleştirmiştir. Aynı çalışmada silindir yerine küresel yapıdan oluşan bir tasarımın da önerildiği görülmektedir. Her iki tasarım Şekil 1.15’de gösterilmiştir.

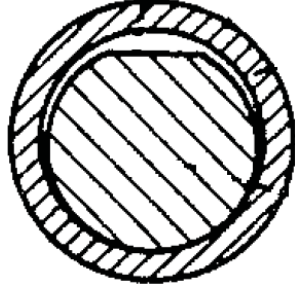


Şekil 1.15: Albagnac tarafından geliştirilen akış kontrol birimleri [28].

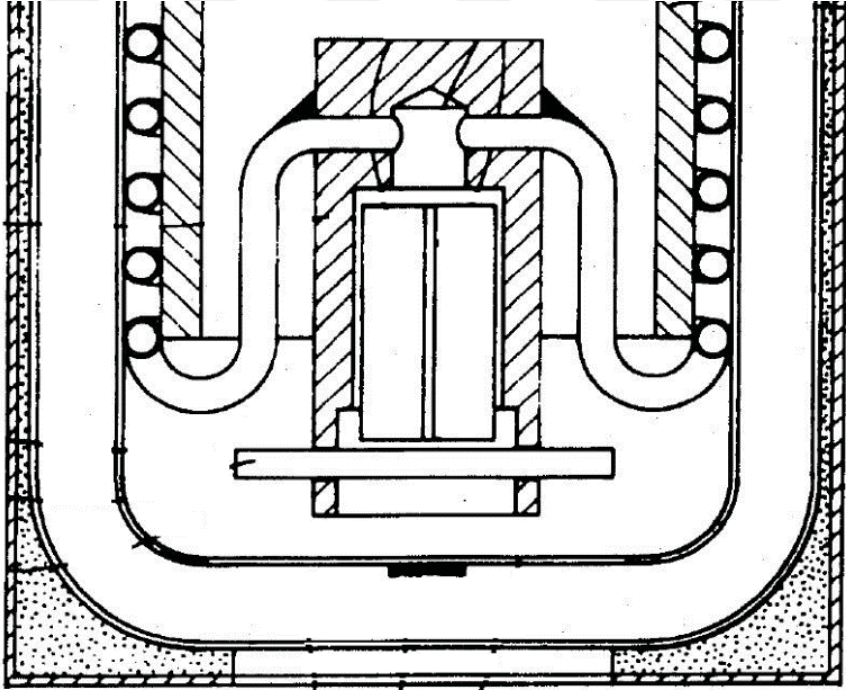
Silindir ve kürenin önünde yüksek basınç sebebi ile ileri doğru fırlamasını engelleyecek bir pin yapısı bulunmaktadır. Kürenin ve silindirin kısılma açıklığı ile arasında çok az bir boşluk vardır. Soğuma ile birlikte bu boşluğun kapanması beklenmektedir. Bu nedenle dışarıda bulunan kısılma açıklığı yapısı küre ve silindire göre genleşme katsayısı daha büyük bir malzemeden imal edilir. Çalışmalarda kısılma açıklığı yapısı ve silindir (veya küre) için malzeme olarak alüminyum-çelik, çelik-cam ve pirinç-safir ikilileri önerilmiştir. Belirtilen ikili malzemelerden ilk sıradaki malzeme kısılma açıklığı yapısı ikinci sıradaki malzeme ise içinde bulunan silindir veya küre şeklindeki yapı için önerilmiştir. Soğuma tamamlandıktan sonra kısılma açıklığı ile silindir (veya küre) arasındaki çembersel boşluk tamamen kapanır. Sistemi kararlı hal sıcaklığında tutmak için az miktarda gazın akmaya devam etmesi gerektiğinden dolayı silindir ve kürenin üzerine çentik şeklinde bir akış alanı açılmıştır. Bu boşluk, sistemi hem istenilen sıcakta tutacak hem de istenilen soğutma gücünü sağlayacak kadar akışkan geçirecektir. Akış alanı ihtiyaca göre boyutlandırılmaktadır. Çentik şeklindeki boşluk Şekil 1.16’de gösterilmiştir.

Albagnac tarafından benzer bir tasarım bir yıl sonra yeni bir patent çalışmasında sunulmuştur. Bu tasarımın en büyük farkı kenarından çentik açılan silindirik yapı yerine ortasında kılcal bir delik açılan yapının olmasıdır. Kararlı hal durumunda silindir ile kısılma açıklığı yapısı arasındaki boşluk tamamen kapandığında akış bu

kılcal delikten sağlanmaktadır. Bu çalışmada sunulan kısılma açıklığı ayar yapısı Şekil 1.17’de yer almaktadır [29]. Ek olarak, Albagnac bu çalışmada ısı değiştirici boylarının farklı olduğu 3 adet J-T soğutucunun farklı giriş basınçları için soğuma sürelerini incelemiştir.



Şekil 1.16: Albagnac tarafından geliştirilen akış kontrol birimi kesiti [28].



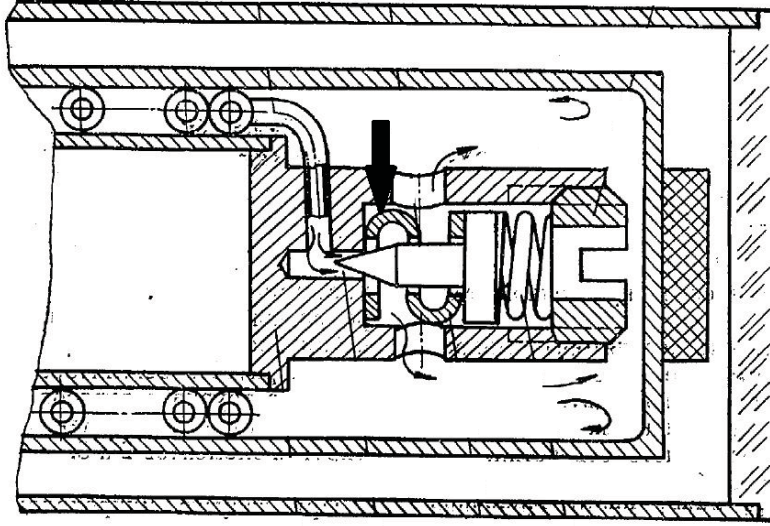
Şekil 1.17: Albagnac tarafından geliştirilen ikinci nesil akış kontrol birimi [29].

“V” tipi akış kontrol yapısı kullanılan bir diğer çalışma Chazot tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada da benzer şekilde iç içe geçmiş iki silindir kullanılmıştır. Bu çalışmanın diğer çalışmalardan farkı kılcal borunun doğrudan içteki silindirin merkezine bağlanmasıdır. Bununla beraber silindirin merkezinden dışarıya doğru radyal yönde bir delik açılmıştır. Soğutucu akışkan öncelikle bu delikten geçerek radyal yönde dışarıya doğru hareket etmekte ardından içteki silindir ile dıştaki silindir arasında kalan

boşluktan evaporatör bölgesine doğru yönlendirilmektedir. Chazot bu çalışmasında iki farklı tasarım önermiştir. Tasarımlardan birisi tek bir kısılma açıklığına sahiptir. Bu tasarımda genleşme katsayısı daha fazla olan silindir dışarıda yer almaktadır. Dıştaki silindir soğuma ile birlikte büzülerek içteki silindire temas etmektedir. Ayrıca radyal deliğin sağ tarafındaki bölgede bir kademe bulunmaktadır. İki silindir arasındaki boşluk tamamen kapansa bile gösterilen kademedeki akış devam etmektedir. Diğer tasarımda ise akış kontrol yapısı ise çift kısılma açıklığına sahiptir. Aralarındaki temel fark ikinci tasarımdaki kısılma açıklığının tamamen kapanabilmesidir. İkinci tasarımdaki ikinci kısılma açıklığı ise içteki silindirin tam ortasından geçmektedir. İstenilen sıcaklığa ulaşılmasıyla birlikte ilk kısılma açıklığının tamamen kapanması gerçekleşir ve ikinci kısılma açıklığı sistemi kararlı hal sıcaklığında tutacak miktarda akışkanın geçmesini sağlar. Bu tip yapılar “çift kısılma açıklığına sahip akış kontrol yapıları” olarak da bilinmektedir. Söz konusu çalışmada yer alan yapılar için kullanım koşullarına göre farklı malzeme tipleri önerilmiştir. 200 MPa’yı geçmeyen giriş basıncına sahip J-T soğutucularda akış kontrol yapıları için plastik malzemelerin kullanılmasının bir risk oluşturmayacağı belirtilmiştir. Plastik malzeme olarak dıştaki silindir için Teflon, içteki silindir için poliamit önerilmiştir. Daha yüksek giriş basıncına sahip soğutucular için metal malzeme kullanılması tavsiye edilerek dıştaki silindir için bakır(veya alüminyum), içteki silindir için İnvar kullanılmıştır [30].

J-T soğutucularda akış kontrolü için kullanılan bir diğer yapı ise şekil hafızalı (shape memory alloy) alaşımlardır. Bu malzemeler literatürde akıllı metaller olarak da bilinirler. Akıllı metaller pek çok mühendislik problemine çözüm sağlarlar. Kullanım alanları oldukça geniştir. Akıllı metallerin temel özelliği sıcaklıkla veya üzerindeki gerilme ile metalürjik fazının değişmesidir. Soğumayla veya basınç ile yapı östenit fazından martenzit fazına geçer ve şekil değiştirir. Sıcaklığın veya üzerindeki basıncın eski haline dönmesi ile birlikte tekrar östenit fazına geçiş yapar ve eski şeklini geri kazanır. Akıllı metaller, J-T soğutucularda ısıl büzülme prensibi ile çalışan akış kontrol yapılarına benzer şekilde çalışmaktadır. Soğuma ile birlikte boyu değişir ve kısılma açıklığı içerisindeki iğneyi hareket ettirir. Tüm akış kontrol sistemleri içinde en çok hareket sağlayan yapı akıllı metallerdir. Akıllı metaller kullanılarak yapılan ilk akış kontrol sistemlerinden birisini Arbusova vd. tasarlamıştır. Akıllı metal olarak nitinol’den (nikel- titanyum) imal edilmiş bir yay kullanmışlardır. Akış kontrol yapısı ve sistemde kullanılan nitinolden imal edilen yay Şekil 1.18’de gösterilmiştir. Şekilde

görüldüğü üzere ok ile gösterilen nitinol yay iğne yapısını kısılma açıklığının kapanacağı yönde kısıtlamakta, başka bir yay ise tam tersi yönde kısıtlamaktadır. Soğumanın başlaması ile birlikte nitinol yay rijitliğini kaybetmeye başlayacak ve akabinde karşıdaki yay iğneyi kısılma açıklığını kapatacak şekilde itecektir [31].

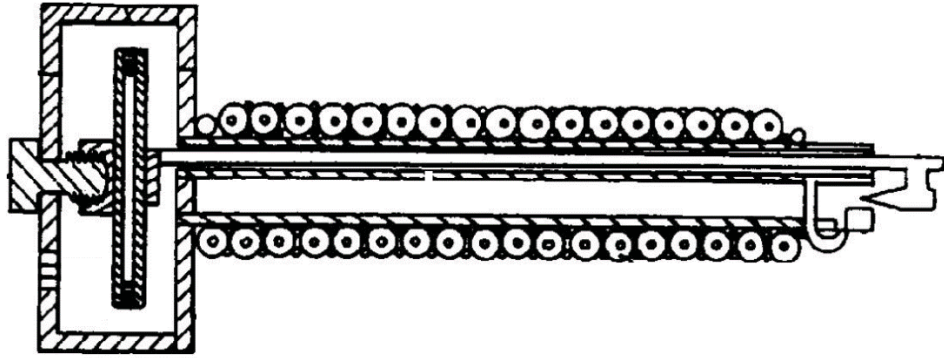


Şekil 1.18: Arbusova ve ekibi tarafından geliştirilen akış kontrol birimi [31].

J-T soğutucularda mekanik kontrollü akış kontrol sistemlerinin yanında elektronik kontrollü sistemlerde kullanılmaktadır. Elektronik kontrollü sistemlerden birisi de Bang-bang kontrolcüsü olarak bilinen kontrol yapısıdır. Bang-bang akış kontrol sistemi yüksek basınçlı gaz girişine yerleştirilen ve aç kapa şeklinde çalışan elektronik kontrollü bir vana yardımı ile akış kontrolünü sağlamaktadır. Akışkanın sıcaklığı evaporatör bölgesine yerleştirilmiş sıcaklık sensöründen gelen bilgiye göre kontrol edilir. Evaporatör bölgesinde istenilen sıcaklığa ulaşıldığında kontrolcü vana aracılığı ile akışı kesmekte, sıcaklık arttığında ise yeniden açmaktadır. Bu tip akış kontrol yapılarında kısılma açıklığı ve iğne gibi küçük boyutlu akış kontrol elemanlarının bulunmaması bang-bang sisteminin soğutuculara entegrasyonunu oldukça kolaylaştırmaktadır. Bunun yanında Bang-bang sistemlerinin bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Sıcaklığın sensörler aracılığı ile algılanıp vananın kapatılması işlemi ciddi bir zaman aldığından dolayı, Bang-bang kontrolcülerinin tepki hızı diğer kontrol sistemlerine göre daha yavaştır. Tepki hızının yavaş olması evaporatör bölgesindeki sıcaklık salınımını arttırmaktadır. Sıcaklık salınımının azaltılması için literatürde bazı çalışmalar yer almaktadır. Bu çalışmaların birinde aç kapa şeklinde çalışan vanayı kontrol etmek için PID kontrolcüsü geliştirilmiştir. Çıkan sonuçlar körüklü sistemler ile karşılaştırılmıştır. Geliştirilen kontrolcü sayesinde sıcaklığın stabilitesinde bir artış

olmuştur. Yine de körüklü soğutucunun stabilitesinin daha iyi olduğu çıkan sonuçlardan anlaşılmaktadır. Bununla beraber bang-bang kontrolcülerinin giren akışkanı aç kapa şeklinde kontrol etmesi ve herhangi bir mikro düzeyde kısılma açıklığı yapısının bulunmaması, soğutucu gazların içerisinde bulunan artık gazların kısılma açıklığını tıkaması problemlerini minimuma indirmektedir [32].

Elektronik kontrollü bir diğer akış kontrol sistemi ise piezo-elektrik aktüatörlerdir. Aktüatörler voltaj farkı ile hareket eden elektromekanik yapılardır. J-T soğutucularda aktüatör üzerine bağlanan uzun bir çubuk aracılığı ile iğneyi kısılma açıklığı içerisinde hareket ettirir. Çok hassas hareket kabiliyetine sahip sistemlerdir. Piezo-elektrik aktüatörlerin kullanıldığı bir akış kontrol yapısı Feger tarafından tasarlanmıştır. Feger bu çalışmasında soğutulan bölge üzerine yerleştirdiği sıcaklık sensöründen gelen bilgiyle aktüatörü sürmektedir. Piezo-elektrik aktüatörler çok hassas bir şekilde pozisyon kontrolü sağladığı için çalışmada kısılma açıklığı çıkışındaki sıcaklık salınımı 0.1 K/s mertebelerinde olmaktadır. Patente sunulan soğutucuya ait çizim Şekil 1.19'de gösterilmiştir [33]. Piezo-elektrik sistemlerde iğneyi hareket ettiren uzun çubuklara ihtiyaç duyulması sebebiyle ısı kayıplar fazla olmaktadır. Bununla beraber aktüatörü sürmek için özel devre kartları gerekmektedir. Bu durum sistemin daha karmaşık olmasına ve sürekli bir elektrik beslemesine ihtiyaç duyulmasına sebep olmaktadır.



Şekil 1.19: Feger tarafından geliştirilen akış kontrol yapısı [33].

Buraya kadar özetlenen tüm çalışmalardan anlaşılacağı üzere literatürde en çok kabul gören akış kontrol yapıları tamamen mekanik olan körüklü yapılar, bi-metaller ve ısıl olarak genleşen yapılar şeklinde sıralanabilir. Elektronik sistemler üzerine çalışmalar yapılmış olmasına rağmen mekanik sistemlerin daha güvenilir olması, ömrünün daha uzun olması, ek bir elektrik beslemesine ve devre kartlarına ihtiyaç duymaması tercih edilirliliğini arttırmaktadır. Bi-metallerin ve ısıl olarak genleşen akış kontrol yapılarının

çalışma mekanizması çok benzerdir. Körüklerin ise daha farklıdır. Bonney bir çalışmasında körükler ve ısıl büzülme ile çalışan yapıların karşılaştırmış, avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymuştur. Bu tespitler aşağıdaki gibi sıralanabilir [34].

1- Körüklerin rijitliği sıcaklıkla büzülen malzemelere göre çok daha düşüktür. Bu durum körüklü yapıların titreşim gibi çevresel kuvvetlerden daha fazla etkilenmesine sebep olmaktadır. Körükler kısılma açıklığından püsküren yüksek basınçlı gazın oluşturduğu sürüklenme kuvvetine karşı direnci daha azdır. Sürüklenme kuvveti körüklü akış kontrol yapılarını daha çok hareket ettirebilmektedir. Ancak ısıl büzülme ile çalışan yapılar daha rijit olduğundan dolayı bu kuvvetlerden daha az etkilenmektedir.

2- Körüklü yapıların düşük sıcaklıklardaki hassasiyeti diğer akış kontrol yapılarına göre daha iyidir. Körükler 1 Kelvin ısı değişimine karşın 2-2.5  $\mu\text{m}$  (100 K civarında) hareket sağlayabilirken ısıl büzülme prensibi ile çalışan yapılar 1-1.5  $\mu\text{m}$  (50 mm/mm.K genleşme katsayısına sahip 100 K civarında) hareket sağlamaktadır. Bu durum kararlı hal sıcaklığına ulaşıldığında körüklü yapıların sıcaklık değişimine karşı daha fazla yer değiştirmesine sebep olacak, akabinde debinin ve sıcaklığın daha fazla salınım yapmasını teşvik edecektir.

3- Küçük boyutlarından dolayı körüklü yapıların üretilmesi ve basınçlandırılarak sızdırmazlığının sağlanması körüklerin imalatını zorlaştırmaktadır.

4- Körüklü yapıların içerisine doldurulan gaz sistemde kullanılan soğutucu akışkana göre seçilir. Aynı J-T soğutucu da farklı bir soğutucu gazın kullanılması gerektiğinde körüğün içindeki gazında değişmesi gerekir. Bu durum soğutucunun farklı gazlara adaptasyonunu zorlaştırmaktadır. Ancak ısıl büzülme prensibi ile çalışan akış kontrol yapılarının adaptasyonu daha kolaydır.

Yukarıdaki maddeler incelendiğinde körüklü yapıların diğer mekanik kontrollü akış kontrol yapılarına göre dezavantajlarının olduğu sonucu çıkarılabilir. Ancak körüklü yapıların geometrisi doğru şekilde belirlendiği takdirde rijitlik vb. özelliklerin istenilen değerlerde tasarlanabilmesi mümkündür. 2. Maddede belirtilen kriyojenik sıcaklık bölgesindeki hassas çalışma kabiliyeti en önemli tercih sebeplerinden biridir. Özellikle çift kısılma açıklığına sahip akış kontrol sistemlerinde körüklü yapıların son derece hassas çalıştığı ve sıcaklık salınımının minimum seviyelere indiği bazı çalışmalar bulunmaktadır.



## 2. LİTERATÜRDEKİ DENEYSEL VE TEORİK ÇALIŞMALAR

### 2.1 Akış kontrol Birimine Sahip J-T Soğutucular Üzerine Yapılan Çalışmalar

Chou vd. 1994'de akış kontrol birimi olmayan bir J-T soğutucunun zamana bağlı olarak soğutma performansını incelemiştir. Çalışma, soğutucu içerisindeki akış ve ısı transferi hesaplarını içermektedir. Bu hesaplar yüksek ve düşük basınçlı gazları kapsamaktadır. Teorik çalışmanın yanı sıra bu çalışmayı doğrulayabileceği bir test düzeneği de tasarlanmış ve deneysel veriler oluşturmuştur. Test düzeneği üzerinde soğutucu akışkanın giriş basıncının ayarlanabileceği bir regülatör, soğutucu gaz içerisindeki artık gazları arındıracak bir filtre sistemi ve filtreden geçen gazın saflığını kontrol eden bir ölçüm yapısı bulunmaktadır. Filtre sistemi ile birlikte %99.998 saflıkta soğutucu akışkan elde edilmiştir. Soğutucu gaz olarak çalışmada azot gazı kullanılmıştır. Regülatör sayesinde soğutucuya sabit basınçta azot gazı sağlanmaktadır. J-T soğutucuda kullanılan azot gazı atmosfere atılmadan önce bir debimetreden geçirilerek sistem içerisine alınan azotun debisi ölçülmektedir. Sonuç olarak test sisteminde yüksek basınçlı azot gazının giriş basıncı ayarlanmakta, giriş sıcaklığı ölçülmekte ve genleşme gerçekleştikten sonra evaporatör bölgesindeki düşük basınçlı akışkanın çıkış sıcaklığı ve debisi ölçülmektedir [35].

J-T soğutucularda soğutucu gaz kriyojenik sıcaklıklardan oda koşullarına kadar çok geniş bir aralıkta çalışmaktadır. Aynı şekilde atmosfer basıncından yaklaşık 60-70 MPa'a kadar değişen basınç aralığında bulunabilmektedir. Bu nedenle hesaplamalarda soğutucu gazlar için gerçek gaz özelliklerinin kullanılması gerekmektedir. Chou vd.'de çalışmasında azot gazı için Peng-Robinson gerçek gaz modelini kullanılmıştır. Yüksek basınçlı giriş gazı ve düşük basınçlı dönüş gazları için Korunum, momentum ve enerji denklemlerinin çözümünde azota ait tüm özellikler gerçek gaz denklemleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Enerji denklemleri giriş ve dönüş gazının temas halinde bulunduğu Mandrel, helisel boru ve yalıtkan boru üzerindeki ısı transferi denklemlerini içermektedir. Isı transferi hesaplarında kullanılan katı malzemelere ait ısı kapasitesi gibi özelliklerin sıcaklığa bağlı olarak modellendiği çalışmada ifade

edilmiştir. Yüksek ve düşük basınçlı gaz tarafındaki ısı transferi hesaplarında kullanılan ısı taşınım katsayısı için iki farklı denklem kullanılmıştır [36]. Aynı şekilde akışkanın sürtünme faktörü yüksek ve düşük basınçlı gazlar için literatürde bulunan ampirik ifadeler kullanılarak hesaplanmaktadır. Çalışmada kullanılan diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemi ile nümerik olarak çözdürülmüştür. Çözümde gazın termodinamik özellikleri sıcaklığa ve basınca bağlı olarak değişmektedir. J-T soğutucu eksenel yönde tek boyutta silindirik bir yapı olarak modellenmiş, radyal ve açısız yöndeki ısı transferleri ihmal edilmiştir. Hesaplamalarda zaman adımı ( $\Delta t$ ) 0.00002 s olarak belirlenmiştir. Eksenel yöndeki boyutsal adım ( $\Delta x$ ) ise kanatlı kılcal borunun adımı kadardır. Kanatlı kılcal borunun adımının boyutsal adım olarak kullanılması geometrik boyutların hesaplanmasını kolaylaştırdığı çalışmada belirtilmiştir. Karşılaştırmada kullanılmak üzere üç farklı test yapılmıştır. Bu testlerdeki giriş basınçları sırasıyla 20.69, 15.17 ve 11.03 MPa'dır. Test sisteminde çıkış gazı basıncının ölçülmesinin zor olduğu belirtilmiş ve deneysel verilere dayanarak çıkış basıncının tahmin edildiği ifade edilmiştir. 20.69, 15.17 ve 11.03 MPa giriş basınçları için çıkış basınçları sırasıyla 2, 1.73 ve 1.53 atm (0.203, 0.175, 0.155 MPa) olarak belirtilmiştir. Oda sıcaklıklarında yüksek ve düşük basınçlı gazların ısı dirençleri birbirine yakınken, kriyojenik sıcaklıklara ulaşıldığında yüksek basınçlı gazın ısı direncinin azaldığı, düşük basınçlı gazın ısı direncinin ise arttığı ifade edilmektedir. Bu durumun temel nedeninin düşük sıcaklıklara doğru yüksek basınçlı azot gazının viskozitesi artması ve düşük basınçlı gazın viskozitesinin azalması olduğu belirtilmiştir. Hesaplamalar sonucunda soğuma süresinin 20.69, 15.17 ve 11.03 MPa giriş basıncı değerleri için sırasıyla 25, 42 ve 88 s olduğu bulunmuştur. Hesaplamaların deneysel sonuçlar ile tutarlı olduğu belirtilmiş ancak deneysel sonuçlarla ilgili bir veri sunulmamıştır. Sadece 20.69 MPa giriş basıncındaki eksenel yöndeki sıcaklık dağılımı kararlı durum için verilmiştir. Soğutucunun eksenel yöndeki uzunluğunun üçte birini kapsayan ve girişe yakın olan bölümünde yüksek ile düşük basınçlı gaz sıcaklıklarının birbirine yakın olduğunu tespit edilmiştir. Geri kalan bölümde ise sıcaklık farklarının yüksek olduğu göze çarpmaktadır. Bu durumda ilk üçte birlik bölümün ısı transferine etkisinin olmadığı düşünülerek, bu giriş basıncında soğutucunun boyunun kısaltılabileceği sonucuna varılmıştır. Özetle Chou vd. tarafından bir J-T soğutucuda soğuma süresinin ve soğutucunun boyutlarının nümerik modellemeyle iyileştirilebileceği öne sürülmüştür [35].

1996 yılında Chien vd. körüklü akış kontrol birimine sahip bir J-T soğutucuyu inceledikleri çalışmalarını yayınlamışlardır. Bu çalışmada bir önceki araştırmada kullanılan test düzeneği ve ortaya konulan teorik yaklaşım olduğu gibi kullanılmıştır. Farklı olarak, körük ve içerisine doldurulan azot gazı için yeni yaklaşımlar geliştirmişlerdir. Bu çalışmada daha çok akış kontrol yapısının soğuma süresi ve büzülme davranışı üzerine yoğunlaşmışlardır. Soğuma ile birlikte körük içerisindeki azot gazının basıncı azalmakta ve körük büzülmeye başlamaktadır. Körüğün boyunun kısılması sonucunda gazın kapladığı hacim azalmakta ve gazın yoğunluğu artmaktadır. Körüğün içindeki azot gazı Van Der Walls gerçek gaz yaklaşımı ile modellenmiştir. Büzülme miktarı hesabında, soğuma ile birlikte gazın yoğunluğunun artması durumun dikkate alındığı göze çarpmaktadır. Çalışmada körüğün içerisine doldurulan azot gazının basıncı 2.76 MPa ve körüğün rijitliği ise 21.5 MPa/mm'dir. İçerisi azot gazı ile dolu olan körük aynı zamanda evaporatör bölgesinde kriyojenik sıcaklıklara ulaşan azot gazı ile temas halindedir. Makalede körüğün Mandrelle tutturulduğu destek biriminde Mandrel'den körüğe olan ısı geçişi ihmal edilmiştir. Dolayısıyla körük Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımdan etkilenmemektedir. Gerçek durumda ise ne kadar izolasyon sağlanırsa sağlansın, bu birimler arasında ısı geçişi gerçekleşecektir. Aynı zamanda körüğün orta bölümü ile Mandrel arasında kalan boşluğun vakumlanmış olduğu kabulü yapılmıştır. Özetle söz konusu çalışmada körüğe olan ısı transferinin, sadece körüğün algılayıcı ucu ile evaporatör bölgesindeki akışkan arasında gerçekleştiği kabul edilmektedir. Taşınım katsayısı akışkanın gaz fazında veya çift fazlı olma durumuna göre ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Gaz fazı ısı taşınım katsayısı, 400 ile 10000 arasında Reynolds sayısına sahip akışkan için çıkarılan bir korelasyon ile hesaplanmıştır [36]. Çift fazlı ısı taşınım katsayısı ise 1500 ile 15000 arasında Reynolds sayısına sahip halkalı akış için çıkarılan Boyko-Kruzhilin korelasyonu ile hesaplanmıştır [37]. Körük ile içerisindeki gaz arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi hesaplamasında doğal taşınım katsayısı için çıkarılan bir korelasyon kullanılarak hesaplanmıştır. Bu korelasyonun hava için geliştirildiği belirtilmiştir [38].

Bir önceki çalışmada yer alan tüm denklemler ile birlikte körük için türetilmiş olan enerji denklemleri zamana bağlı çözümlerle sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlara göre, soğutucu çalışmaya başladığı andan 25. saniyeye kadar debinin sabit kaldığı, 25. ve 35. Saniyeler arasında debinin 1/20 oranında azaldığı anlaşılmaktadır. Bu durum

yorumlandığında körüğün 25. ve 35. saniyeler arasında fonksiyonunu yerine getirdiği söylenebilir. 35. saniyeden sonra körüğün istenilen hedefin ötesinde soğumasından dolayı kısılma açıklığının tamamen kapandığı, bu sebeple sıcaklıkta artışın olduğu ve bu artışla birlikte akış alanının yeniden açıldığı ve bu açma-kapama olayının periyodik olarak devam ettiği analiz sonuçlarından anlaşılmaktadır.

Bu hareket evaporatör bölgesi sıcaklığının salınmasına ve hedefin sıcaklığının istenilen değerde tutulmamasına neden olmaktadır. Çalışmada salınım hareketini yok etmek için çift kısılma açıklığına sahip bir ayar yapısı kullanılmıştır. Bu amaçla sürekli akış sağlayacak 0.025mm hidrolik çapa sahip mikroskobik bir delik açılmıştır. Denklemler yeni ayar yapısına göre tekrar çözdürüldüğünde sabit mikroskobik delikten 0.01g/s debiye sahip akışkanın geçtiği hesaplanmış ve bu durumda ayarlanabilir kısılma açıklığının körük tarafından tamamen kapatıldığı tespit edilmiştir. Çift kısılma açıklığına sahip soğutucunun ilk soğutucuya göre %5 daha fazla azot gazı tüketmesine rağmen evaporatör bölgesinin sıcaklığını sabit tutabildiği çalışmanın sonuçları arasında yer almaktadır. Körüklü tek kısılma açıklığına sahip soğutucularda evaporatör bölgesinde sıcaklık salınımının meydana gelebileceği ifade edilmektedir. [3].

Bu çalışmadan sonra Chien vd. körüğün içindeki gazın çift fazlı olması durumundaki davranışını inceleyen üçüncü çalışmalarını yayınlamışlardır. Bu yeni çalışmada körüğün büzülme hareketinin daha hassas bir şekilde hesaplanması amaçlanmıştır. İkinci çalışmada kullanılan Van Der Walls modelinin aksine en gelişmiş gerçek gaz modellerinden birisi olan MBWR (Modified Benedict–Webb–Rubin) gaz modeli kullanmıştır. MBWR gaz denklemi ile çift fazlı akışkan bölgesi ve akışkanın doyma noktaları hassas bir şekilde modellenenmektedir. Çalışmada MBWR metodu ile körük içerisindeki azotun hangi sıcaklıkta yoğunlaşmaya başlayacağı tespit edilerek çift fazlı durum için farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Çift fazlı azotun tabakalı akış yapısına sahip olacağı öngörüsüyle, literatürde tabakalı akış için geliştirilmiş olan taşınım katsayısı korelasyonu kullanılmıştır. Diferansiyel denklemlerin nümerik yollarla çözümü esnasında her bir zaman adımında körük içerisindeki azotun yoğunlaşma bölgesine ulaşip ulaşmadığı kontrol edilmektedir. Yoğunlaşma bölgesine ulaşılması durumunda ne kadar gazın yoğunlaşacağı, sıvı faza geçen ve gaz fazında bulunan azotun ısı transferine etkisi ayrı ayrı hesaplanmıştır. İlk etapta körüğün ucunu 80K’de sabit tutularak, sadece körük için çıkarılan denklemler çözülmüş ve körüğün

davranışını incelenmiştir. İkinci çalışmadaki azotun tek fazlı olduğu durum (Van Der Walls modeli) ile bu çalışmadaki çift fazlı olduğu (MBWR modeli) durum karşılaştırılmıştır. Tek fazlı duruma ait grafikte bir dönüm noktası bulunmamakta ve parabolik davranış gösterdiği anlaşılmaktadır. Ancak çift fazlı durumda yaklaşık 2.5 saniye sonra yoğunlaşmanın başladığı ve sıcaklığın bir süre sabit kaldıktan sonra ani bir şekilde azaldığı görülmektedir. Zaman-basınç grafiği incelendiğinde ise tek fazlı durum için körük içi basıncın 1 MPa civarında olduğu, çift fazlı durum için ise 0.1 MPa değerine ulaştığı anlaşılmaktadır. Basıncın yoğunlaşma başladığı andan itibaren 1.5 saniye içerisinde aniden azaldığı söylenebilir. Daha önce ifade edilen şu durum; körüklerin içerisinde bulunan gazın sıcaklığının doyma eğrisinin altına düştüğü andan itibaren daha hassas çalışması ve ani kapanma sağlaması bu numerik çalışmada da açık olarak görülmektedir. Buna benzer bir durum daha önce Şekil 1.8'da yer alan argona ait sabit yoğunluktaki sıcaklık-basınç grafiği üzerinde de gösterilmiştir.

Chien vd. üçüncü çalışma içerisinde körüğün yay katsayısının büzülmeye etkisini de nümerik olarak incelemiştir. Üç farklı yay katsayısına sahip körük için aynı denklemleri çözerek sonuçlarını karşılaştırmıştır. Körüğün içerisindeki gaz basıncını da yay katsayısı değerleri ile orantılı bir şekilde arttırmıştır. Çıkan sonuçlara göre yay katsayısı (ve içerisindeki gaz basıncı) arttıkça körüklerin tepkisi daha hızlı olmakta ve ani kapanma süresi azalmaktadır. 21 MPa/mm (4.2 MPa gaz basıncı) yay katsayısına sahip körük 1.5 s içerisinde ani bir şekilde kapanırken, 42 MPa/mm (8.4 MPa gaz basıncı) yay katsayısına sahip körük 0.5 s'nin altında bir sürede ani kapanma sağlamaktadır. Bu sonuçların ardından birinci ve ikinci çalışmada geliştirilen J-T soğutucu modeli ile son çalışmada verilen körük modeli birleştirilerek üçüncü bir model oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak üzerinde akış kontrol yapısı bulunan J-T soğutucuya ait tüm diferansiyel denklemler çözdürülmüş ve ikinci çalışmadaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Üçüncü modelle yapılan çalışmada körüğün içerisindeki ilk basınç ile kararlı hal durumundaki son basınç arasındaki fark ikinci çalışmaya göre daha fazladır. Yapılan çalışmada üçüncü modelde körüğün daha çok büzüleceği çalışmada ifade edilmiştir. Bu nedenle iğnenin pozisyonun yeniden kalibre edilmesine ihtiyaç duyulmuştur. Hesaplama iğnenin kısılma açıklığı içerisindeki yeni pozisyonuna göre tek kısılma açıklığı için yeniden yapılmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde yeni modelde tek kısılma açıklığı kullanılmasına rağmen soğutucu gazın sıcaklığının  $\pm 2$  K aralığında salındığı tespit edilmiştir. İkinci çalışmada

bu değerin  $\pm 8.5$  K olduğu belirtilmiştir. Üçüncü çalışmada soğutucu akışkan sıcaklığının 84-88 K arasında olduğu, deneysel verilere göre ise bu değerin 83.8-88.2 K arasında olduğu söylenmiştir. Chien vd. körüğün içerisindeki gazın çift fazlı olarak modellendiği durumun deneysel sonuçlara en çok yaklaşılan durum olduğunu belirtmiştir. İkinci çalışmanın aksine iğnenin doğru şekilde pozisyonlandırılmasının tek kısılma açıklığına sahip soğutucular da ihtiyaç duyulan gereksinimlerin sağlanabileceğini göstermiştir [39]. Chien vd. ortaya koymuş olduğu sıralı üç çalışmanın son ikisinde akış kontrol birimine sahip soğutucuların performansını incelemiştir.

2016'da yılınca Can vd. tarafından körüklü akış kontrol sistemi bulunan bir J-T soğutucu çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada farklı uzunluktaki soğutucularda bir körüğün uzama miktarları ve farklı evaporatör bölgesi sıcaklıklarında körüğün davranışı incelenmiştir. Bunun yanında farklı körük içi basınçlarının uzamaya etkisi araştırılmıştır [40].

Literatürde körüklü akış kontrol birimine sahip J-T soğutucuyu bütün bir sistem olarak inceleyen başka bir çalışma ile karşılaşılamamıştır. Ancak akış kontrol yapısı bulunmayan soğutucularla alakalı olarak pek çok çalışma mevcuttur. Literatürde genel olarak yüksek ve düşük basınçlı gazlar arasındaki ısı geçişi ve soğutucunun performansı incelenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında bu çalışmalar da incelenecektir.

## **2.2 Akış Kontrol Birimine Sahip Olmayan J-T Soğutucular Üzerine Yapılan Çalışmalar**

Ng vd. kararlı hal durumundaki J-T soğutucular üzerine deneysel ve teorik bir çalışma yayınlamıştır. Çalışmada daha önce incelenen Chien vd.'nin çalışmasına benzer şekilde süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kararlı hal için çözdürülmüştür. Ng vd. farklı olarak yalıtkan boruya ait enerji denklemine dışardan gelen radyasyon terimini de dâhil etmiştir. Çalışmada soğutucu gaz olarak argon kullanılmıştır. Nümerik çalışmalarda argon gazı MBWR gerçek gaz modeli kullanılarak modellenmiştir. Denede yüksek basınçlı gazın giriş basıncı ve sıcaklığı, evaporatör bölgesi basıncı ve sıcaklığı, düşük basınçlı gaz çıkış sıcaklığı, soğutucunun soğutma gücü ölçülmüştür. Çalışmanın çıktısında düşük basınçlı gazın çıkış sıcaklığı teorik olarak hesaplanmış ve deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Hesaplamalarda deneysel

olarak ölçülen yüksek basınçlı gaz giriş sıcaklığı ve basıncı, evaporatör bölgesi basıncı ve sıcaklığı ve debi girdi olarak kullanılmıştır. Beş farklı giriş basıncı ile deney yapılmış, girdi ve sonuçlar Çizelge 2.1’te sunulmuştur [41].

Çizelge 2.1: Ng vd.’nin çalışmasına ait deneysel ve teorik sonuçlar [41].

$P_{h,in}$ (MPa)	$P_{c,in}$ (MPa)	Mv (SLPM)	$T_{h,in}$ (K)	$T_{c,in}$ (K)	$T_{c,out}$ (K)		
					Deneysel	Teorik	Hata(%)
17.91	0.17	13.93	291.49	110.36	282.57	282.85	0.10
16.99	0.17	13.10	291.40	110.42	283.73	282.90	-0.29
16.01	0.16	11.94	292.25	109.90	284.77	284.07	-0.25
14.97	0.15	10.95	292.14	109.28	284.90	284.19	-0.25
14.05	0.13	10.15	291.94	108.70	284.98	284.15	-0.29

Chua vd., Ng vd.’nin çalışmasındaki eksikleri ve hataları gideren yeni bir deneysel ve teorik çalışma gerçekleştirmiştir. Chua vd., Ng vd.’nin çalışmasına ait sonuçların termodinamik olarak tutarsız olduğu, diğer bir ifade ile entropi üretiminin negatif ve ikinci yasaya aykırı olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca deneysel ve nümerik sonuçları uyumlu hale getirmek için ısı transferi alanı hesabında düzeltme faktörü kullanıldığı belirtilmiştir. Bununla beraber yüksek basınçlı gazın helisel bir yol üzerinde hareket etmesi nedeniyle meydana gelen geometrik etkiler ve kısımla açıklığı içerisindeki boğulmuş akışın etkileri Ng vd.’nin çalışmasında ihmal edilmiştir. Ng vd.’nin çalışmasında ihmal edildiği belirtilen tüm durumları Chua vd. çalışmasına dâhil etmiştir. Soğutucu geometrik olarak modellenirken kartezyen koordinatlar yerine helisel koordinatlar kullanılmıştır. Bu şekilde yüksek basınçlı gazın akış ve ısı transfer alanlarının daha doğru hesaplanabileceği ifade edilmiştir. Yeni yaklaşım ile birlikte ısı transfer alanı için deneysel düzeltme faktörünün kullanılmasına gerek kalmamıştır. Chua vd. hidrolik çap, akış ve ısı transfer alanlarının hesapları detaylı bir şekilde anlatılmış ve tüm geometrik ölçüleri vermiştir. Deneysel ve teorik çalışmalarda soğutucu gaz olarak argon gazı kullanılmış ve MBWR metodu kullanılarak modellenmiştir. İlk çalışmanın aksine evaporatör bölgesinin sadece basıncı ölçülmüş, fakat sıcaklık ölçülmemiştir. Evaporatör bölgesinin basıncı doyma basıncı olarak alınmış ve bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı evaporatör bölgesinin sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Bu yaklaşım sıcaklık ölçümünün doğru olmadığı düşüncesi ile uygulanmıştır. Yapılan kabul ile birlikte teorik hesapların ikinci yasayı sağladığı da görülmüştür. Her bir çözüm adımında sonuçların termodinamik olarak tutarlı olup

olmadığı kontrol edilmiştir. Çalışmaya ait deneysel ve teorik sonuçlar Çizelge 2.2’te yer almaktadır [42].

Çizelge 2.2: Chua vd.’nin çalışmasına ait deneysel ve teorik sonuçlar [42].

$P_{h,in}$	$P_{c,in}$	Mv	$T_{h,in}$	$T_{c,in}$ ( $T_{sat}$ )	$T_{c,out}$ (K)		
(MPa)	(MPa)	(SLPM)	(K)	(K)	Deneysel	Teorik	Hata(%)
17.91	0.17	13.93	291.49	92.68	282.57	276.93	2.00
16.99	0.17	13.10	291.40	92.80	283.73	277.12	2.33
16.01	0.16	11.94	292.25	92.11	284.77	278.53	2.19
14.97	0.15	10.95	292.14	90.99	284.90	279.20	2.00
14.05	0.13	10.15	291.94	90.06	284.98	279.34	1.98

Hong vd. 2008 yılında tamamen nümerik bir çalışma yayınlamıştır. Nümerik çalışmada literatürdeki diğer çalışmalara benzer şekilde temel denklemler çözdürülmüştür. Ek olarak Hong vd. ısı değiştirici için Etkinlik-NTU hesabı da yapmıştır. Çalışmanın çıktıları arasında farklı giriş basıncı ve debi değerleri için ısı değiştiricinin etkinliği ve soğutucunun soğutma performansları yer almaktadır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hem argon hem de azot kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ısı değiştiricinin etkinliği giriş basıncı arttıkça artmakta, debi arttıkça azalmaktadır. Ayrıca argonun azota göre daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğu çalışmanın çıktıları arasında gösterilmiştir. Hong çalışmasında ayrıca 40 MPa giriş basıncı ve 1 SLPM ve 10 SLPM giriş debileri için sonuçlar elde etmiştir. Soğutucu akışkanın ve debinin aksel yöndeki sıcaklık dağılımına ve basınç düşüşüne olan etkisi karşılaştırılmıştır. 1 SLPM debide ısı değiştiricinin etkinliğinin artması sebebiyle yüksek ve düşük basınçlı gazlar arasındaki ısı transferinin daha fazla olduğu, yüksek ve düşük basınçlı gazlarının sıcaklıklarının debinin azalması ile birlikte birbirine yaklaştığı görülmektedir [43]. Bu çalışmada kullanılan verilen girdilerin (Giriş basıncı ve debi) pratikte uygulanması zor olsa da, ısı değiştiricinin boyutlarının çalışmada detaylı bir şekilde verilmesi, bu tez çalışması kapsamında ortaya konulan algoritmanın doğrulanması için yeterli olacaktır.

J-T soğutucunun performansının incelendiği deneysel bir çalışma 2010 yılında Hong vd. tarafından gerçekleştirilmiştir. Deneylerde verilerin elde edildiği soğutucu, akış kontrol yapısına sahip ticari bir üründür. Testler esnasında soğutucu akışkan olarak hem argonun hem de azotun performansı incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Soğutucunun içinden sırayla 10 MPa basınçta argon ve azot geçirilmiştir. Soğutucu,



100K sıcaklığa argon kullanılarak 1.4 dakikada, azot ile ancak 2 dakika içinde ulaşabilmektedir. Çalışmada belirtildiğine şekliyle argon 10 MPa giriş basıncında azota göre 1.43 kat daha hızlı soğuma sağlayabilmektedir. Giriş basıncı azaldıkça aralarındaki soğuma süreleri oranı artmakta, giriş basıncı arttıkça soğuma süreleri birbirine yaklaşmaktadır [44].

2014 yılında Ardhapurkar vd. nümerik yöntemler kullanarak bir J-T soğutucunun performansının optimizasyonunu içeren bir çalışma yayınlamıştır. Söz konusu çalışmada geliştirilen modeli doğrulamak için Ng vd.'nin 2002 yılında yapmış olduğu çalışmaya ait deneysel veriler kullanılmıştır. Ardhapurkar vd. elde ettiği ilk sonuçlarda yüksek basınçlı gazın aksel yöndeki sıcaklık dağılımının Ng vd.'nin sonuçları ile örtüştüğünü, ancak düşük basınçlı gazın sıcaklık dağılımının farklı olduğunu tespit etmiştir. Düşük basınçlı gazın etkin ısı transfer alanının teorik hesaplardan farklı olması bu durumun temel sebebi olarak gösterilmektedir. Etkin ısı transfer alanını hesaplamak için alan düzeltme faktörü kullanılmıştır. Optimum alan düzeltme faktörü 0.3 olarak bulunmuştur. Bunun dışında çalışmada kanatlı kılcal borunun helis çapının, kanat sıklığının, soğutucu boyunun, kullanılan akışkanın, debinin ve giriş basıncının soğutucunun performansına olan etkileri incelenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında Ardhapurkar vd.'nin optimizasyon için kullandığı parametreler araştırılmamakla birlikte Ardhapurkar vd.'nin çalışmasında kullanılan soğutucunun boyutları çalışmanın doğrulanmasında kullanılacaktır [45]. Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde kullanılan denklemlerin pek çoğunun benzerlik gösterdiği görülmüştür. Ancak yüksek basınçlı akışkana ait sürtünme katsayısı hesabında bazı çelişkilerin olduğu tespit edilmiştir. Bu çelişkiler Can vd. tarafından ortaya konmuştur [46]. Literatürde bir diğer çalışma Baki tarafından yapılmıştır. Baki bu çalışmada düşük basınçlı akışkan alanı için farklı yaklaşımlar denemiş, bununla beraber yüksek basınçlı akışkanın sürtünme katsayısının etkisi ve düşük basınçlı akışkanın, yalıtkan boru ve mandrelle olan ısı transferlerinde iç akış korelasyonları kullanılmasının etkisi incelenmiştir. Yine çalışmada yalıtkan boruda meydana gelen ısı yayılımının etkisi araştırılmıştır. İncelenen durumların tamamında Ng'nin çalışması referans alınmış ve Ng vd.'nin çalışmasındaki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bakinin elde ettiği sonuçlara göre en baskın etkinin yüksek basınçlı akışkan için sürtünme kaybı hesabında kullanılan ifadelerin yeniden düzenlenmesi ile elde edildiği görülmüştür. Bununla beraber yalıtkan boruda ısı yayılımının ihmal edilmesinin

sonuçları pek değiştirmediği çalışmada tespit edilen bir diğer çıkarımdır [47]. Literatürde bir boru içerisindeki sürtünme katsayısı Darcy ve Fanning sürtünme katsayısı olmak üzere iki farklı şekilde hesaplanabilmektedir. Darcy sürtünme katsayısı, Fanning sürtünme katsayısından dört kat daha büyüktür. Bunun aksine Fanning sürtünme katsayısına ait basınç kaybı terimi Darcy'e ait terimin dört katıdır. Sonuç itibariyle sürtünme katsayısı basınç kaybı teriminin içerisine eklendiği zaman aralarındaki ters orantı sebebiyle çıkan sonuç eşit olacaktır. Bu durum sadece yaklaşımların farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Her iki yaklaşıma ait formüller ve basınç kaybı hesapları izelge 2.3'de verilmiştir.

Çizelge 2.3: Fanning ve Darcy sürtünme katsayısı ve basınç kaybı hesapları.

Fanning sürtünme katsayısı [2]	$f_f = 0.046 \left( 1 + \frac{3.5d_{ci}}{D_{hel}} \right) Re^{-0.2}$
Fanning sürtünme katsayısına ait basınç kaybı terimi [2]	$\frac{\Delta P}{\Delta L} = 2 \frac{f_f \rho V^2}{d_{tube}}$
Darcy sürtünme katsayısı [48]	$f_d = 0.184 \left( 1 + \frac{3.5d_{ci}}{D_{hel}} \right) Re^{-0.2}$
Darcy sürtünme katsayısına ait basınç kaybı terimi [48]	$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{f_d \rho V^2}{2d_{tube}}$

Bu sebeplerle literatürde yer alan bazı çalışmalarda silindir boru içerisindeki basınç kaybı hesaplarının yeniden ele alınarak tekrarlanması gerektiği düşünölmektedir. Örnek vermek gerekirse, Chua vd. [42] ve Ardhapurkar vd. [45] çalışmalarında Fanning sürtünme katsayısı yaklaşımını kullandıklarını ifade etmiş olmasına rağmen kullandıkları sürtünme katsayısının Darcy yaklaşımına ait olduğu görölmektedir. Basınç kaybı terimi ise Fanning sürtünme katsayısına aittir. Bu nedenle doğru olan sürtünme katsayısının kullanılmaması sebebi ile basınç kaybının olması gerekenden dört kat daha büyük olduğu görölmektedir. Ng vd. [41] ise sürtünme katsayısı için Darcy yaklaşımını kullanılmasına rağmen basınç kaybı hesabı için Fanning yaklaşımını kullanmıştır. Benzer şekilde Hong vd. [43] ve Gupta vd. [49] kullandıkları yaklaşımı çalışma içerisinde belirtmemiştir. Chou vd. [35] ise Fanning yaklaşımını kullandığını ifade etmiştir. Bu altı çalışmadaki basınç düşüşü hesabı izelge 2.4'da özetlenmiştir. Çizelgede yer alan ilk üç çalışma ile son üç çalışma arasında bir çelişkinin olduğu düşünölmektedir. Son üç çalışmanın ise izelge 2.3'de yer alan Fanning sürtünme katsayısı hesabı ile uyumlu olduğu anlaşılmaktadır. Bu durumda Hong vd., Chou vd. ve Gupta vd.'ye ait çalışmalarda yüksek basınçlı gaz için basınç kaybının doğru olduğu söylenebilir [46].

Çizelge 2.4: Literatürdeki çalışmalarda kullanılan sürtünme katsayısı ve basınç kaybı hesapları [46].

Çalışma	Çalışmadaki ifadeyle sürtünme katsayısı yaklaşımı	Basınç kaybı terimi	Sürtünme Katsayısı
(Ng vd., 2002) [41]	Belirtilmemiş	$2 \frac{f\rho V^2}{d_{tube}}$	$0.184 \left(1 + \frac{3.5d_{ci}}{D_{hel}}\right) Re^{-0.2}$
(Chua vd., 2006) [42]	Fanning		
(Ardhapurkar vd., 2014) [45]	Fanning		
(Hong vd., 2008) [43]	Belirtilmemiş	$\frac{f\rho V^2}{2d_{tube}}$	
(Gupta vd., 2006) [49]	Belirtilmemiş		
(Chou vd., 1995) [35]	Fanning		

### 2.3 Sadece Minyatür Körükler Üzerine Yapılan Çalışmalar

Literatürde sadece J-T soğutucu körüklerin incelendiği çalışmalarda mevcuttur. Lee minyatür körüklerle alakalı dört çalışma yayınlamıştır. Bu çalışmaların ilkinin 2008 yılında gerçekleştirmiştir.

Lee vd. ilk çalışmasında Monel malzemeden imal edilmiş içi azot gazı ile basınçlandırılmış bir körüğü incelemiştir. Çalışmanın temel amacı, sıcaklığa bağlı olarak körüğün aksel yöndeki büzülme miktarının hesaplanmasıdır. Öncelikle azot gazının sıcaklık değişimi ile birlikte basıncının ne kadar azalacağı hesaplanmıştır. Ardından sonlu elemanlar metodu kullanılarak körüğün ne kadar büzüldüğü bulunmuştur. Ancak büzülme ile birlikte körüğün hacmi değişeceği için yoğunluğu artacak ve ilk aşamada hesaplanan basınç değeri geçerliliğini yitirecektir. Bu durum için azotun son yoğunluğuna göre yeniden basıncı hesaplamak ve bu koşul sağlanana kadar iterasyonlar devam etmektedir. Lee vd. çalışmasındaki hesaplama adımlarını bu şekilde ifade etmiştir. Azot gazı BWR (Benedict–Webb–Rubin) gerçek gaz denklemi kullanılarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile çözümde ticari bir yazılım kullanılmıştır. BWR gerçek gaz denklemini kullanarak geliştirilen model kullanılan ticari yazılıma entegre edilerek gaz modeli ve yapısal model eş zamanlı olarak çözdürülmüştür. Nümerik çalışma deneysel bir çalışma ile doğrulanmamıştır [50].

Lee vd. bu çalışmanın ardından 2008 yılında oda şartlarında farklı basınçlardaki körüklerin aksel yöndeki uzama miktarlarını incelendiği bir çalışma yayınlamıştır. Bu çalışmada elektro-form yöntemi ile üretilmiş bir körük incelenmiş ve sadece sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. ANSYS yazılımı ile üç noktalı aksel simetrik “SHELL 209” elemanı kullanılarak oluşturulan model

ile 0.2 MPa-2 MPa arasında 10 farklı basınç için çözüm yapılmıştır. Bulunan sonuçları doğrulamak için LVDT cihazı kullanılarak farklı basınçlarda eksenel yöndeki uzama miktarlarının ölçebilecekleri bir deney seti hazırlanmıştır [51].

Lee vd. elektro-form ile üretilen bir körük ile ilgili olarak üçüncü çalışmasını 2009 yılında yayınlamıştır. İlk çalışmasına benzer olarak içerisi azot ile basınçlandırılmış körüğün düşük sıcaklıklardaki büzülme miktarı hesaplanmıştır. Bu çalışmada elektro-form ile üretilmiş nikel malzemenin yapısal özellikleri sıcaklığa bağlı olarak modellenmemiş, değerler sabit alınmıştır. Körüğün içerisinde bulunan azot gazı MBWR gerçek gaz denklemleri ile modellenmiştir. Yapısal analiz için ikinci çalışmasındaki modeli aynen kullanmıştır. Azotun MBWR metot ile modellenmiş olması BWR metoda göre körükteki eksenel hareketin daha hassas hesaplanmasını sağlamıştır. Çalışmalarda incelenen geometrilerin boyutları farklı olsa da iki gaz modelinin arasındaki fark grafiklerde görülebilmektedir. MBWR metotta Sıcaklık 100 K'nin altına düştüğünde ani kapanmanın gerçekleştiği anlaşılmaktadır. Ancak BWR metodunun kullanılmasıyla büzülmenin doğrusal olarak gerçekleştiği görülmektedir. Bu sonuçlar göz önüne alındığında ve literatürde sunulan diğer sonuçlar dikkate alındığında kullanılan gaz modelinin sonuçlar üzerindeki etkisi aşikârdır [52].

Lee vd. körüklerle ilişkili dördüncü çalışmasını 2015 yılında yayınlamıştır. Üçüncü çalışmada geliştirilen modeller kullanılarak körüğün büzülme miktarı bulunmuş ve ardından deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Bu çalışmada LVDT cihazı bir soğutma kabini içine yerleştirilmiş ve soğutma kabini içerisindeki körük kriyojenik sıcaklıklara soğutularak boyundaki değişim ölçülmüştür. MBWR metodu ve ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak oluşturulan model ile deneysel ölçümler arasındaki maksimum hatanın %2.9 civarında olduğu çalışmanın çıktıları arasında yer almaktadır [53].

İncelenen çalışmalarda yüksek basınçlı akışkan tarafında hesaplanan basınç kaybı hesabında bazı çelişkiler ortaya çıktığı görülmüştür. Bu çalışmada literatürde yer alan çelişkiler ortaya konularak giderilmiştir. Bunun yanında literatürde J-T soğutucu içerisinde yer alan körüğün incelendiği çalışma sayısı çok azdır. Sadece Chien vd. körüklerin tepki sürelerinin hesaplandığı iki çalışma yapmıştır. Chien vd.'nin bu çalışmalarında kararlı haldeki körük sıcaklığının evaporatör bölgesi sıcaklığı ile aynı olduğu görülmektedir. Ancak gerçek durumda körüğün bulunduğu bölgenin sıcaklığının evaporatör bölgesi sıcaklığına kadar düşmesinin mümkün olmayacağı

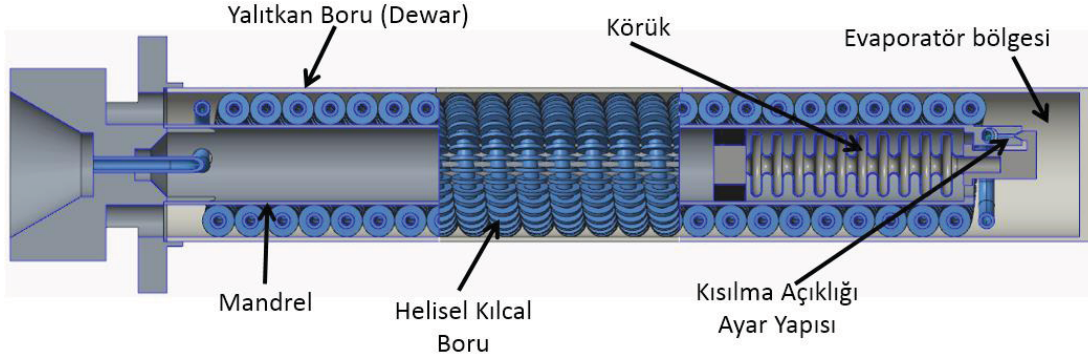
öngörülmektedir. Diğer bir ifade ile körük üzerinde sıcaklık sabit değildir. Körük diğer ucundan mandrelle temas halinde olduğu için burada meydana gelecek olan ısı transferi körük boyunca bir sıcaklık dağılımının oluşmasına neden olacaktır. Ancak Chien vd. körüğün mandrelle olan ısı transferini ihmal etmiştir. Bu çalışmada mandrelden kaynaklanan ısı transferi göz önüne alınarak kararlı halde körük üzerindeki ve içindeki gazın sıcaklık dağılımı bulunacaktır. Chien vd.'nin çalışmasında yaptığı bir diğer kabul ise körüğün rijitliğinin sabit olması durumudur. Bu çalışmada ise körüğün büzülmesi ve uzamasının lineer olmadığı kabul edilmiştir. Bu çalışmanın temel amacı J-T soğutucularda debi kontrolü için körüklü bir akış kontrol biriminin tasarımıdır. Tez çalışması kapsamında ısı transferi ve yapısal büzülme problemleri birlikte ele alınmıştır. Literatürde soğutucu içerisinde akış kontrolü sağlayan bir körüğün hem ısı hem de yapısal olarak incelendiği başka bir çalışma bulunmamaktadır. Bu yönüyle çalışma literatüre yeni bir metodoloji kazandırmıştır.



### 3. PROBLEMİN TANIMI VE SINIR KOŞULLARININ BELİRLENMESİ

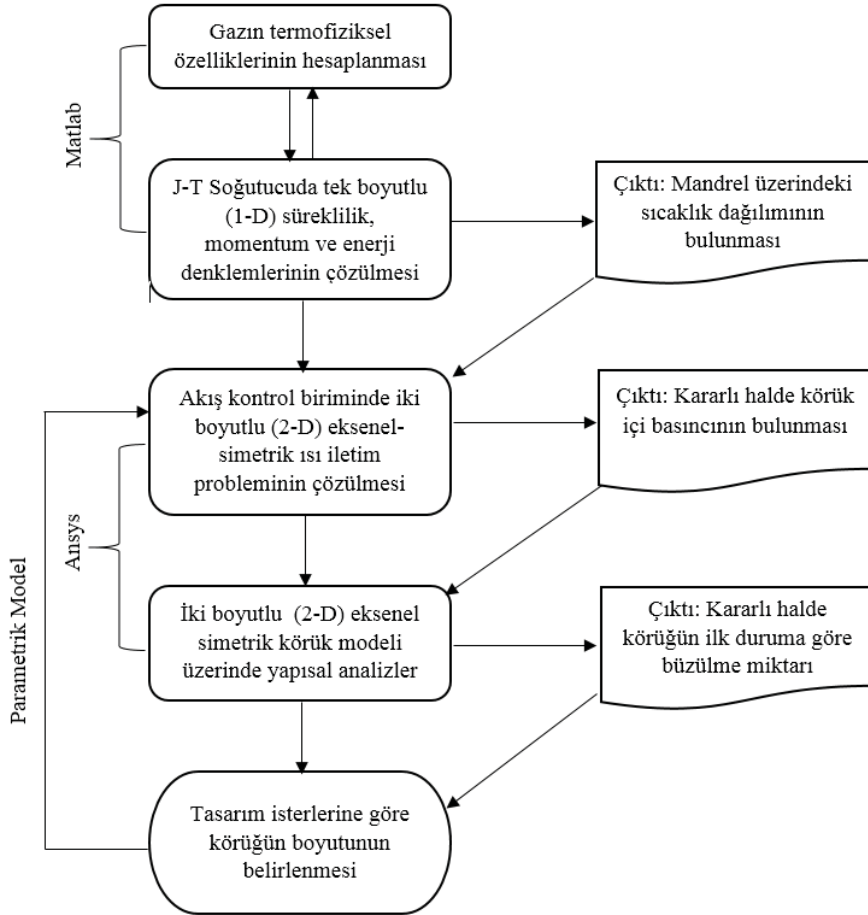
#### 3.1 Probleme Genel Bakış

Bu çalışmada J-T Soğutucuların içerisinde akış kontrolü sağlayan bir körüğün hareket miktarını hesaplayabilmek ve en uygun körük geometrisini belirlemek için metodolojik bir yaklaşım ortaya koyulması amaçlanmıştır. J-T soğutucularda içi basınçlandırılmış körükler kullanılmaktadır. Soğutucuda soğumanın başlaması ile birlikte körük içerisindeki gazın da sıcaklığı azalmakta ve buna bağlı olarak basıncı düşmekte, akabinde körük büzülmeye başlamaktadır. Bu büzülme ile Şekil 3.1'deki kısılma açıklığı içerisinde yer alan iğne akış alanını daraltmakta ve debi kontrolü sağlanmaktadır. Körük sıcaklığa bağlı olarak hareket ettiği için tez kapsamında hem ısı hem de yapısal problemlerin çözülmesi gerekmektedir. Bunun yanında körük soğutucu içerisinde bulunmasından dolayı J-T soğutucu üzerindeki sıcaklık dağılımının bulunması körük üzerindeki sıcaklık dağılımının bulunmasının ilk adımını oluşturacaktır. J-T soğutucularda kullanılan soğutucu gazların çalışma basıncı (yaklaşık 0.1-60 MPa) ve sıcaklık (yaklaşık 80-300K) aralığının çok geniş olması, akışkanın gerçek gaz olarak kabul edilmesini zorunlu kılmaktadır. Bununla beraber soğutucu geometrisinin oldukça karmaşık olması soğutucunun üç boyutlu olarak modellenmesini güçleştirmektedir. Bu nedenle literatürdeki yaklaşımlar kullanılarak soğutucunun tek boyutlu modeli oluşturulmuştur. Soğutucunun içerisinde bulunan akış kontrol yapısı ve körük ise tek boyutlu analizden elde edilen sonuçlara göre incelenmiştir. Akış kontrol yapısı ve körük Şekil 3.1'de görüldüğü üzere mandrelin içerisinde yer almaktadır. Kararlı halde mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımının bulunması ile akış kontrol yapısı ve körük için sınır şartları elde edilmiş olacaktır. Körüğün bir diğer ucu ise Evaporatör bölgesinde bulunmaktadır. Evaporatör bölgesinin sıcaklığı körüğün bu bölgedeki ucu için sınır şartı olacaktır. Mandrelin sıcaklık dağılımı ve evaporatör bölgesi sıcaklığı kullanılarak akış kontrol biriminin üzerindeki ısı iletim problemi çözülecek ve körüğün içindeki gazın son sıcaklığı bulunarak, kararlı halde körüğün içindeki basınç tespit edilecektir. Körüğün kararlı haldeki son basıncı bir sonraki yapısal problemin sınır şartı olacaktır.



Şekil 3.1: Körüklü akış kontrol birimine sahip bir J-T soğutucu kesiti.

Bahsi geçen akış kontrol yapısı ve körük aksenal simetrik bir yapıya sahip olmasından dolayı iki boyutlu olarak modellenmiştir. Son adımda ise körüğün başlangıç basıncına göre uzama miktarı ve kararlı hal durumundaki uzama miktarı ayrı ayrı analiz edilerek, son durumda ne kadar büzüldüğü hesaplanmıştır. Bahsi geçen problem için iki boyutlu aksenal simetrik model oluşturulmuştur. Bir J-T soğutucu içerisinde yer alan körüğün büzülme miktarını hesaplamak için bu çalışmada ortaya konan yöntem yukarıdaki gibi özetlenebilir. Yukarıdaki çözüm adımlarına ait akış şeması Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Probleminin çözüm adımlarına ait akış şeması.



### 3.2 MBWR Metodu ile Termofiziksel Özelliklerin Hesaplanması

Literatürde akışkanların termodinamik özelliklerinin hesaplanmasını sağlayan pek çok hal denklemi bulunmaktadır. Van der Waals, Lorenz, Dieterici, Berthelot, Redlich-Kwong, Onnes, Holborn, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin, Peng-Robinson, Modified Benedict-Webb-Rubin hal denklemleri literatürde yer alan önemli hal denklemlerinden bazılarıdır. Bu hal denklemleri içerisinde en gelişmiş modellerden birisi MBWR (Modified Benedict-Webb-Rubin) metodudur. Bu metod pek çok araştırmacı tarafından gerçek gazların termofiziksel özelliklerinin bilgisayar ortamında hesaplanmasında kullanılmaktadır. Gazların sıcaklık ve yoğunluk özellikleri kullanılarak basınç, iç enerji, entalpi, entropi, özgül ısılar, ses hızı gibi özellikleri hesaplanabilmektedir. Bu metod deneysel verileri ve çeşitli kaynaklarda yer alan bazı korelasyonları kullanarak hazırlanmıştır. Farklı gazların termofiziksel özellikleri MBWR yöntemi ile çıkarılan ortak formüller kullanılarak hesaplanabilir [54]. Bunun için denklemlerdeki katsayıların değiştirilmesi yeterli olacaktır. Bu durum farklı gazlar için yeniden modellerin oluşturulmamasını sağlamaktadır. MBWR metodunda basınç, 32 farklı katsayı ve terim ile sıcaklığın ve yoğunluğun fonksiyonu olarak Eşitlik (3.1)'deki gibi hesaplanmaktadır. Eşitliğe ait katsayı ve terimlerin detayları Çizelge Ek1.1'de verilmiştir. Buhar basıncı hesabı Eşitlik (3.2)'de, entropi hesabı Eşitlik (3.3)'de, entalpi hesabı Eşitlik (3.4)'de, iç enerji hesabı Eşitlik (3.5)'te, sabit hacimdeki özgül ısı hesabı Eşitlik (3.6)'da ve sabit basınçtaki özgül ısı Eşitlik (3.7)'de gösterilmiştir. Denklemlerin içerisinde yer alan katsayılar, integral ve türev terimlerinin hesaplanma şekilleri ve detayları Ek 1'de paylaşılmıştır. Ek 1'de yer alan Çizelge Ek1.1'den Çizelge Ek1.11'e kadar olan çizelgelerde aşağıdaki denklemlerin hesaplanmasında ihtiyaç duyulan katsayı ve terimler sunulmuştur.

$$P = \rho RT + \sum_{i=1}^{32} N_i X_i \quad (3.1)$$

$$\ln(P_v) = \frac{N_{p1}}{T} + N_{p2} + N_{p3} \cdot T + N_{p4}(T_c - T)^{1.95} + N_{p5} \cdot T^3 + N_{p6} \cdot T^4 + N_{p7} \cdot T^5 + N_{p8} \cdot T^6 + N_{p9} \cdot \ln(T) \quad (3.2)$$

$$S(T, \rho) = S_{T_0}^0 + \int_{T_0}^T \left[ \frac{C_p^0}{T} \right] dT - R * \ln(RT\rho) + \int_0^\rho \left[ \frac{R}{\rho} - \left( \frac{1}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) \right] d\rho \quad (3.3)$$

$$H(T, \rho) = H_{T_0}^0 + T \int_0^\rho \left[ \frac{R}{\rho} - \left( \frac{1}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) \right] d\rho + \int_0^\rho \left[ \frac{P}{\rho^2} - \left( \frac{RT}{\rho} \right) \right] d\rho + \frac{P - \rho RT}{\rho} + \int_{T_0}^T [C_p^0] dT \quad (3.4)$$

$$U(T, \rho) = H(T, \rho) - \frac{P}{\rho} \quad (3.5)$$

$$C_v(T, \rho) = C_p^0 - R - \int_0^\rho \left[ \frac{T}{\rho^2} \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right) \right] d\rho \quad (3.6)$$

$$C_p(T, \rho) = C_v(T, \rho) + \left[ \left( \frac{T}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)^2 / \frac{\partial P}{\partial \rho} \right] \quad (3.7)$$

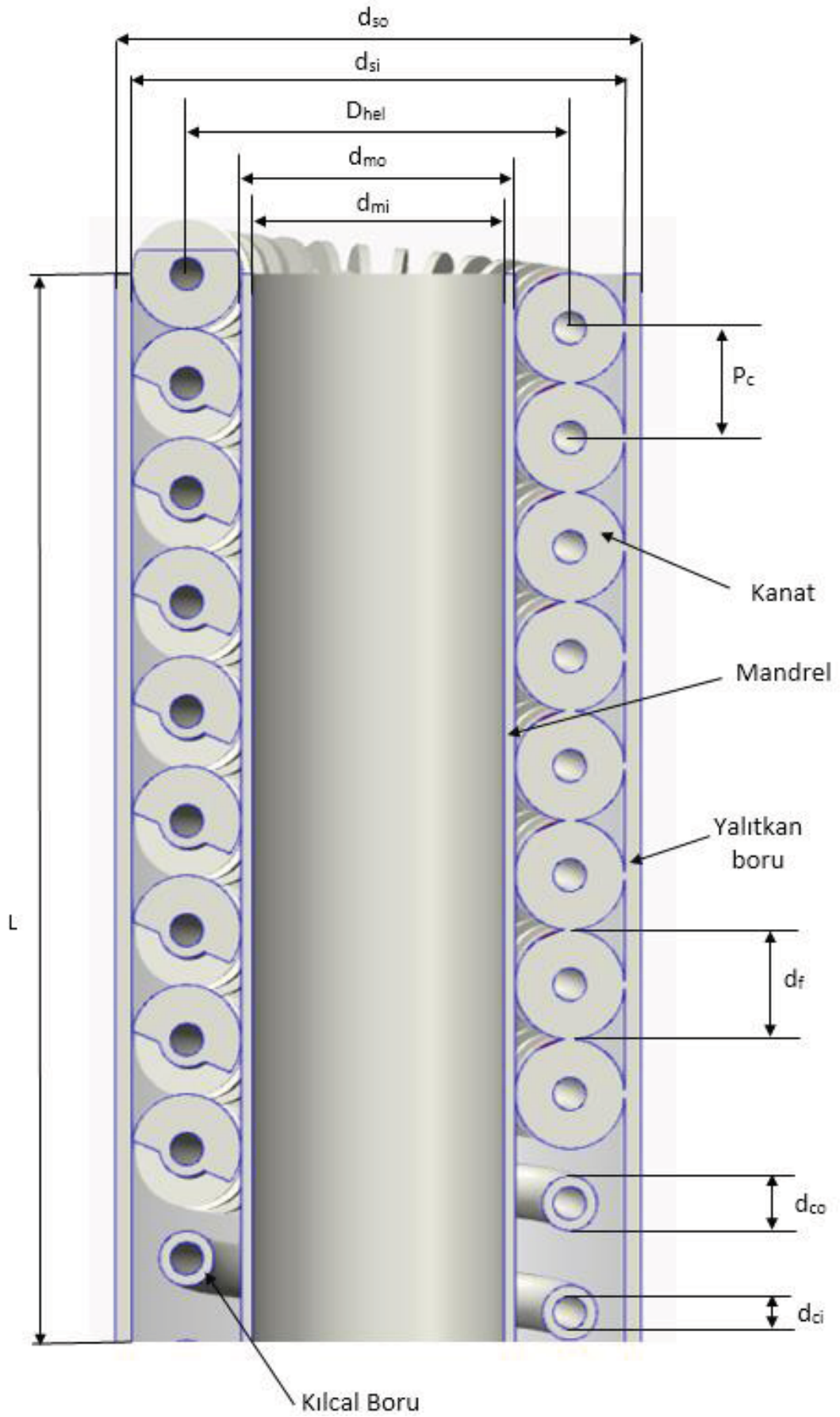
Yukarıda belirtilen termofiziksel özelliklerin yanında ısı iletkenlik katsayısı ve viskozite terimleri literatürde bulunan farklı bir çalışma kullanılarak modellenmiştir. Isı iletkenlik katsayısı ve viskozite hesabında kullanılan temel denklemler sırasıyla Eşitlik (3.8) ve Eşitlik (3.9)'da gösterilmiştir. Eşitlik (3.8)'de yer alan terimlerin detayları Ek 2'de Eşitlik Ek2.1'den Eşitlik Ek2.7'ye kadar olan denklemlerle ifade edilmiş ve hesaplamada ihtiyaç duyulan katsayılar Çizelge Ek2.1'de gösterilmiştir. Benzer şekilde Eşitlik (3.9)'da yer alan terimlerin detayları Ek 3'de Eşitlik Ek3.1'den Eşitlik Ek3.3'e kadar olan denklemlerle ifade edilmiş ve hesaplamada ihtiyaç duyulan katsayılar Çizelge Ek3.1'den Çizelge Ek3.3'e kadar olan tablolarda gösterilmiştir [55].

$$\lambda = \lambda^0(T) + \lambda^r(\tau, \delta) + \lambda^c(\tau, \delta) \quad (3.8)$$

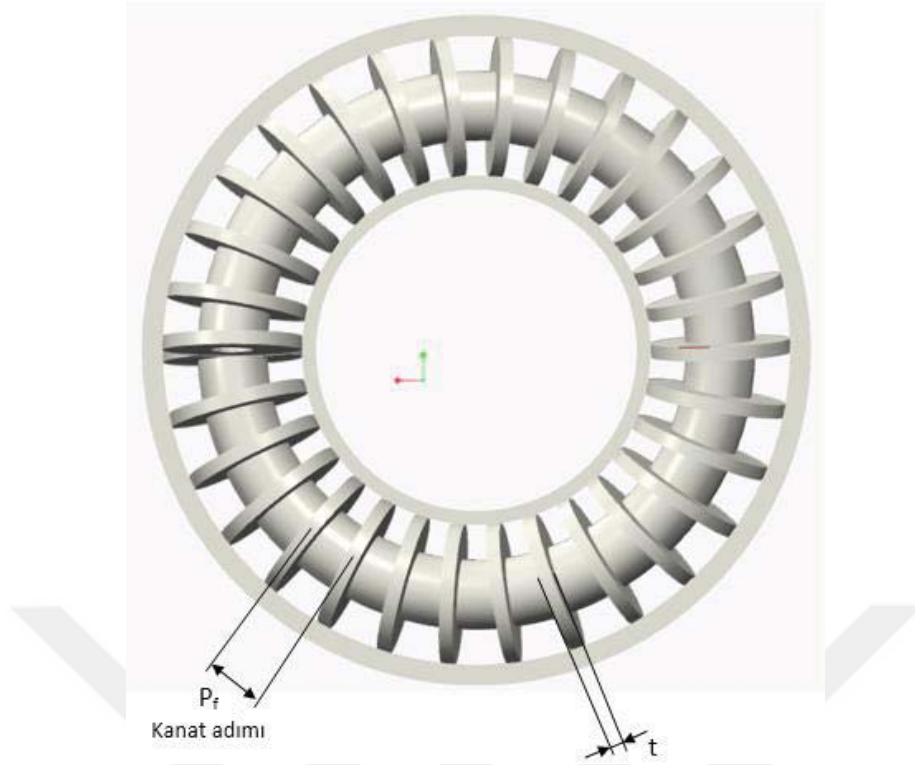
$$\eta = \eta^0(T) + \eta^r(\tau, \delta) \quad (3.9)$$

### 3.3 Sınır Şartları için Geometrik Büyüklüklerin Hesaplanması

J-T soğutucularda korunum denklemlerinin çözülmesi esnasında soğutucuya ait geometrik büyüklüklerin doğru hesaplanması oldukça önemlidir. Literatürde yer alan akış ve ısı transferi hesapları direk olarak geometrik boyutlarla ilişkilidir. Geometrik hesapların detayları bu bölümde sunulmuştur. Gerekli geometrik büyüklüklerin hesaplanmasında kullanılan J-T soğutucuya ait temel boyutların neler olduğu Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de sunulan şematik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Bir J-T soğutucu kesitinde temel boyutlar.



Şekil 3.4: Bir J-T soğutucunun aksenal yöndeki görünüşünde temel boyutlar.

Aşağıda J-T soğutucuya ait geometrik özelliklerin hesaplamasını sağlayacak denklemler sıralı olarak sunulmuştur.

Helisel kılcal boru helis açısı Eşitlik (3.10) kullanılarak hesaplanır.

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{P_c}{\pi \cdot D_{hel}}\right) \quad (3.10)$$

Isı değiştirici uzunluğu Eşitlik (3.11) kullanılarak hesaplanır.

$$L = N_c * P_c \quad (3.11)$$

Toplam kılcal boru uzunluğu Eşitlik (3.12) kullanılarak hesaplanır.

$$L_s = \pi \cdot \frac{D_{hel}}{\cos \alpha} * N_c \quad (3.12)$$

Bir kılcal boru adımındaki boru uzunluğu Eşitlik (3.13) kullanılarak hesaplanır.

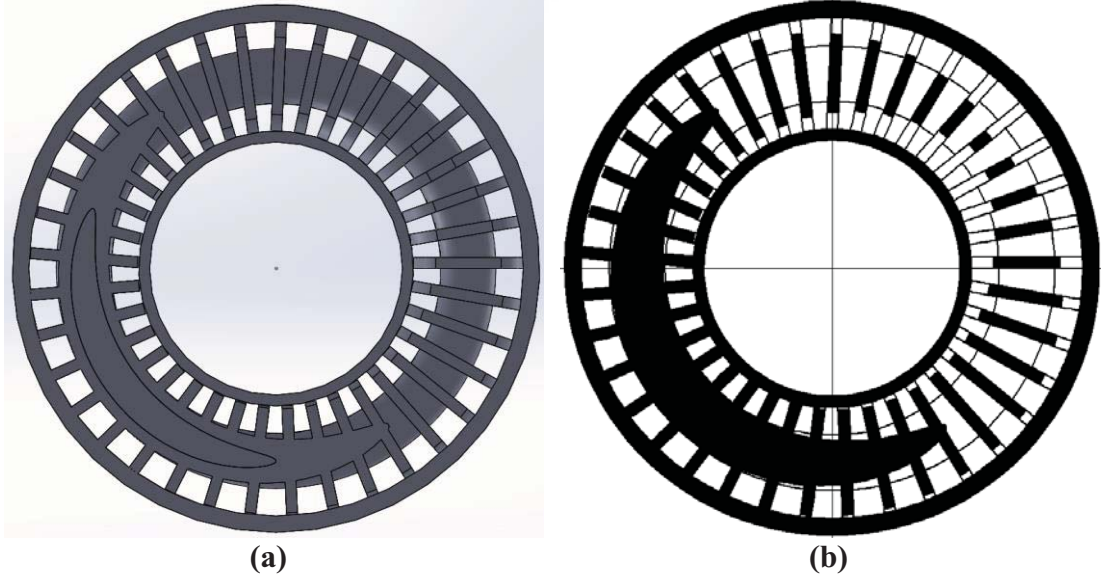
$$L_n = \frac{P_c}{\sin \alpha} \quad (3.13)$$

Yüksek basınçlı akışkan ıslak kesit alanı Eşitlik (3.14) kullanılarak hesaplanır.

$$A_h = \frac{\pi \cdot d_{ci}^2}{4} \quad (3.14)$$

Düşük basınçlı akışkanın akış alanının hesaplanması bu problemin çözümündeki en kritik noktalardan biridir. İlk bakışta akış alanı Şekil 3.5a'da yer alan kesitte boru ve kanatların haricindeki bölge gibi gözükse de, aslında Şekil 3.5b'de yer alan kesitte siyah bölgenin haricindeki kalan beyaz bölgedir. Çünkü alınan kesitte gazın akmasına engel olan kısım siyah bölgedir. Bunun dışındaki bölgelerde gaz aksel yönde akmaya devam edecektir. Helisel boru düz hale getirildiğinde kanatların ve boru kesitinin alanının helis açısının sinüsüne bölünmesiyle şekildeki mandrel ve yalıtkan boru dışındaki siyah alan bulunabilir. Bu bölge mandrel ve yalıtkan boru arasında kalan alandan çıkarılırsa akış alanı bulunmuş olacaktır. Düşük basınçlı akışkanın ıslak kesit alanı Eşitlik (3.15) kullanılarak hesaplanır.

$$A_c = \frac{\pi \cdot (d_{si}^2 - d_{mo}^2)}{4} - \left( \pi \cdot \frac{d_{co}^2}{4} + \frac{\pi \cdot (d_f^2 - d_{co}^2)}{4} \cdot \frac{t}{P_f} \right) \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (3.15)$$



Şekil 3.5: Bir J-T soğutucunun aksel kesitindeki düşük basınçlı akışkana ait ıslak kesit alanı a) 3 boyutlu model b) teknik resim kesiti.

Yüksek basınçlı akışkan ıslak çevre uzunluğu Eşitlik (3.16) kullanılarak hesaplanır.

$$p_h = \frac{L_n \cdot d_{ci} \cdot \pi}{P_c} \quad (3.16)$$

Düşük basınçlı akışkanın ıslak çevre uzunluğu Eşitlik (3.17) kullanılarak hesaplanır.

$$p_c = \pi^2 \cdot \left( \frac{N_f}{2} \cdot (d_f^2 - d_{co}^2) + d_{co} \cdot (1 - N_f \cdot t) \right) \cdot \frac{D_{hel}}{P_c} \quad (3.17)$$

Kılcal boru kesit alanı Eşitlik (3.18) kullanılarak hesaplanır.

$$A_w = \frac{\pi \cdot (d_{co}^2 - d_{ci}^2)}{4} \quad (3.18)$$

Mandrel kesit alanı Eşitlik (3.19) kullanılarak hesaplanır.

$$A_m = \frac{\pi \cdot (d_{mo}^2 - d_{mi}^2)}{4} \quad (3.19)$$

Yalıtkan boru kesit alanı Eşitlik (3.20) kullanılarak hesaplanır.

$$A_s = \frac{\pi \cdot (d_{so}^2 - d_{si}^2)}{4} \quad (3.20)$$

Mandrel dış çevre uzunluğu Eşitlik (3.21) kullanılarak hesaplanır.

$$p_{mo} = \pi \cdot d_{mo} \quad (3.21)$$

Yalıtkan boru iç çevre uzunluğu Eşitlik (3.22) kullanılarak hesaplanır.

$$p_{si} = \pi \cdot d_{si} \quad (3.22)$$

Yalıtkan boru dış çevre uzunluğu Eşitlik (3.23) kullanılarak hesaplanır.

$$p_{so} = \pi \cdot d_{so} \quad (3.23)$$

Düşük basınçlı akışkana ait hidrolik çap Eşitlik (3.24) kullanılarak hesaplanır.

$$d_{hc} = \frac{4 \cdot A_c}{p_c} \quad (3.24)$$

### 3.4 Temel Denklemler

Bir boyutlu hesaplamada kullanılan temel hareket denklemleri bu bölümde verilmiştir. Bu bölümde kullanılan bazı temel denklemlerin çıkarılmasında Chua vd. [42] ve Ardhapurkar vd.'nin [45] çalışmalarında faydalanılmıştır.

#### 3.4.1 Kütleinin korunumu denklemi

Tek boyutlu kütleinin korunumu ifadesi Eşitlik (3.25)'de verilmiştir.

$$A \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (3.25)$$

Sürekli hal durumunda Eşitlik (3.25)'e ileri farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.26) elde edilir. Bu ifade nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$A \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \rightarrow \frac{d\dot{m}}{dx} = 0 \rightarrow \dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \rightarrow \frac{d(\rho \cdot V)}{dx} = 0$$
$$\rho_i \cdot V_i = \rho_{i+1} \cdot V_{i+1} \quad (3.26)$$

#### 3.4.2 Momentum denklemi

Tek boyutlu momentumun korunumu Eşitlik (3.27)'deki gibi ifade edilir.

$$\frac{G^2}{\rho^2} \frac{d\rho}{dx} = \frac{dP}{dx} + \frac{2G^2}{\rho} \frac{f}{d_{tube}} \quad (3.27)$$

Eşitlik (3.27)'de basınç türevi terimi yalnız bırakılırsa Eşitlik (3.28) elde edilir.

$$\frac{dP}{dx} = -\rho \cdot V \left( \frac{dV}{dx} + 2 \cdot \frac{fV}{d_{tube}} \right) \quad (3.28)$$

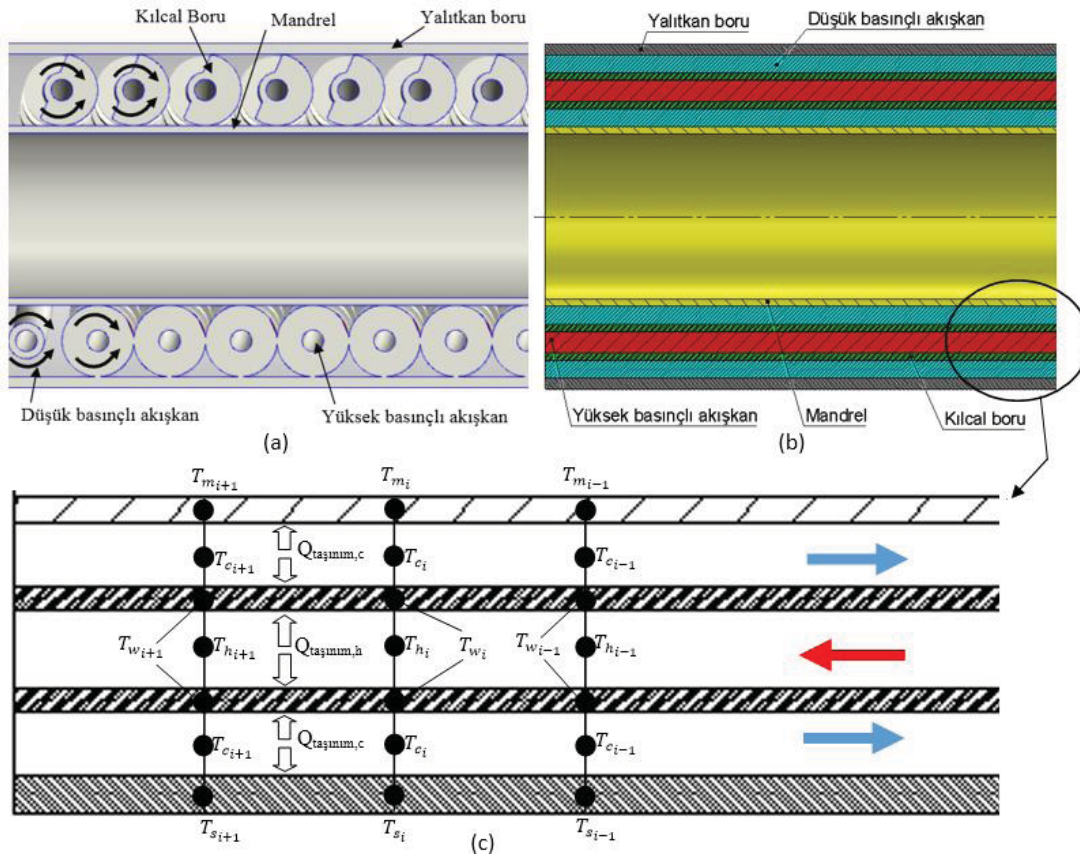
Eşitlik (3.28)'e 1. dereceden ileri farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.29) elde edilir. Bu ifade nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$P_{i+1} = P_i - \rho_i \cdot V_i \cdot \Delta x \cdot \left[ \frac{V_{i+1} - V_i}{\Delta x} + 2 \cdot \frac{f \cdot V_i}{d_{tube}} \right] \quad (3.29)$$

### 3.4.3 Enerji denklemi

Sıcaklık değerleri her akışkan ve akışkanların temas halinde bulunduğu kılcal boru, Mandrel ve yalıtkan boru için ayrı ayrı denklemlerle hesaplanmaktadır. Denklemlere bu bölümde yer verilecektir. Öncelikle denklemlerin türetilmesi için bir kontrol hacmi içerisinde enerji dengesi ifadelerinin yazılması gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 3.6a'da boyuna kesiti verilen bir soğutucunun tek boyutlu modeli oluşturulmuştur. Bu modelin temsili görünüşü Şekil 3.6b'de sunulmuştur. Gri renkle verilen bölge yalıtkan boruyu, mavi renkle verilen bölge düşük basınçlı akışkanı, yeşil renkle verilen bölge kılcal boruyu, kırmızı renkle verilen bölge yüksek basınçlı akışkanı ve sarı renkle verilen bölge mandreli temsil etmektedir. Şekil 3.6c'de ise tek boyutlu model için oluşturulan kontrol hacmi sunulmuştur. Kontrol hacmi üzerinde her bölge için ayrı ayrı enerji denklemi yazılmıştır. Enerji dengesi Eşitlik (3.30) ile ifade edilebilir. Yazılan denklem ısı iletimi ile taşınımının eşitliğini belirtmektedir. Sadece yalıtkan boru üzerinde ışıınım ifadesi eklenmiştir. Işıınımın etkisi oldukça azdır.

$$Q_{iletim} = Q_{taşınım} \quad (3.30)$$



Şekil 3.6: a) Bir J-T soğutucunun boyuna kesiti. b) Tek boyutlu model yaklaşımına ait görünüş. c) Tek boyutlu model için kontrol hacmi.



### 3.4.3.1 Yüksek basınçlı akışkan tarafında enerji denklemi

Yüksek basınçlı akışkan tarafı için enerji dengesi Eşitlik (3.31)'deki gibi ifade edilir.

$$\dot{m}_h C p_h \frac{dT_h}{dx} = h_h p_h (T_w - T_h) \quad (3.31)$$

Eşitlik (3.31)'e 1. dereceden ileri farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.32) elde edilir. Eşitlik (3.32) nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$T_{h_{i+1}} = \frac{h_h p_h (T_{w_i} - T_{h_i})}{\dot{m}_h \cdot C p_h} \cdot \Delta x + T_{h_i} \quad (3.32)$$

### 3.4.3.2 Düşük basınçlı akışkan tarafında enerji denklemi

Düşük basınçlı akışkan tarafı için enerji dengesi Eşitlik (3.33)'deki gibi ifade edilir.

$$\dot{m}_c C p_c \frac{dT_c}{dx} = h_c [p_c (T_c - T_w) + p_{si} (T_c - T_s) + p_{mo} (T_c - T_m)] \quad (3.33)$$

Eşitlik(3.33)'e 1. dereceden ileri farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.34) elde edilir. Eşitlik (3.34) nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$T_{c_{i+1}} = \frac{h_c [p_c (T_{c_i} - T_{w_i}) + p_{si} (T_{c_i} - T_{s_i}) + p_{mo} (T_{c_i} - T_{m_i})]}{\dot{m}_h \cdot C p_h} \cdot \Delta x + T_{c_i} \quad (3.34)$$

### 3.4.3.3 Kılcal boru için enerji denklemi

Kılcal boru için enerji dengesi Eşitlik (3.35)'deki gibi ifade edilir.

$$k_w A_w \frac{d^2 T_h}{dx^2} = h_h p_h (T_h - T_w) + h_c p_c (T_c - T_w) \quad (3.35)$$

Eşitlik (3.35)'e 1. Dereceden merkezi farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.36) elde edilir. Eşitlik (3.36) nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$T_{w_{i+1}} = \frac{h_h p_h (T_{h_i} - T_{w_i}) + h_c p_c (T_{c_i} - T_{w_i})}{k_w \cdot A_w} \Delta x^2 + 2 \cdot T_{w_i} - T_{w_{i-1}} \quad (3.36)$$

### 3.4.3.4 Mandrel için enerji denklemi

Mandrel için enerji dengesi Eşitlik (3.37)'deki gibi ifade edilir.

$$k_m A_m \frac{d^2 T_s}{dx^2} = h_c p_{mo} (T_c - T_m) \quad (3.37)$$

Eşitlik (3.37)'ye 1. Dereceden merkezi farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.38) elde edilir. Eşitlik (3.38) nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$T_{m_{i+1}} = \frac{h_c p_{mo} (T_{c_i} - T_{m_i})}{k_m \cdot A_m} \Delta x^2 + 2 \cdot T_{m_i} - T_{m_{i-1}} \quad (3.38)$$

### 3.4.3.5 Yalıtkan boru için enerji denklemi

Mandrel için enerji dengesi Eşitlik (3.39)'daki gibi ifade edilir.

$$k_s A_s \frac{d^2 T_s}{dx^2} = h_c p_{si} (T_c - T_s) + h_c p_{so} (T_a^4 - T_s^4) \quad (3.39)$$

Eşitlik (3.39)'a 1. Dereceden merkezi farklar metodunun uygulanması sonucunda Eşitlik (3.40) elde edilir. Eşitlik (3.40) nümerik çözümde kullanılacaktır.

$$T_{s_{i+1}} = \frac{h_c p_{si} (T_{c_i} - T_{s_i}) + \sigma p_{so} (T_a^4 - T_{s_i}^4)}{k_s A_s} \Delta x^2 + 2 \cdot T_{s_i} - T_{s_{i-1}} \quad (3.40)$$

## 3.5 Sürtünme ve Taşınım Katsayıları Hesapları

Yüksek basınçlı akışkan için helisel borularda Reynolds sayısı 10,000'den büyük olan akışlar için sürtünme katsayısı olarak literatürde Eşitlik (3.41) kullanılmaktadır.

$$f = 0,046 \cdot \left(1 + \frac{3,5 \cdot d_{ci}}{D_{hel}}\right) \cdot Re^{-0.2} \quad Re > 10000 \text{ için} \quad [56] \quad (3.41)$$

Yüksek basınçlı akışkan için helisel borularda Reynolds sayısı 10,000'den büyük olan akışlar için taşınım katsayısı olarak literatürde Eşitlik (3.42) kullanılmaktadır.

$$h = 0,023 \cdot C_{pn} \cdot G \cdot \left(1 + \frac{3,5 \cdot d_{ci}}{D_{hel}}\right) \cdot Re^{-0.2} \cdot Pr^{-2/3} \quad Re > 10000 \text{ için} \quad [56] \quad (3.42)$$

Düşük basınçlı akışkan tarafında düz sıralı olarak dizilmiş kanatlar arasından akan ve Reynolds sayısı 2000 ile 32000 arasında olan akışlar için sürtünme katsayısı olarak Eşitlik (3.43) kullanılmaktadır.

$$f = [0.088 + 0.16X_L(X_T - 1)^{-n}]2Re^{-0.15} \quad 2000 < Re < 3.2 \times 10^4 \quad [56] \quad (3.43)$$

$$n = \left(0.43 + \frac{1.13}{X_L}\right), \quad X_L = \frac{P_c}{d_{co}}, \quad X_T = \frac{d_f}{d_{co}}$$

Düşük basınçlı akışkan tarafında düz sıralı olarak dizilmiş kanatlar arasından akan ve Reynolds sayısı 2000 ile 32000 arasında olan akışlar için taşınım katsayısı olarak Eşitlik (3.44) kullanılmaktadır.

$$h = 0,26 \cdot C_{pc} \cdot G \cdot Re^{-0.4} \cdot Pr^{-2/3} \quad 2000 < Re < 3.2 \times 10^4 \text{ için} \quad [56] \quad (3.44)$$

### 3.6 J-T Soğutucu için Sınır Koşulları

Yukarda verilen denklemleri nümerik yöntemlerle çözmek için sınır koşullarının tanımlanması gereklidir. Bu çalışmada aşağıda sunulan sınır koşulları kullanılmıştır.

$$x = 0 \rightarrow T_{h,1} = T_{h,in}, \quad \frac{dT_s}{dx} = 0, \quad \frac{dT_w}{dx} = 0, \quad \frac{dT_m}{dx} = 0, \quad P_{h,1} = P_{h,in}$$

$$T_{s,1} = T_{s,2}, \quad T_{w,1} = T_{w,2}, \quad T_{m,1} = T_{m,2}$$

$$x = L \rightarrow T_{c,imax} = T_{c,in}, \quad P_{c,imax} = P_{c,in}$$

Yukarıda anlatılan yöntemlere göre literatürdeki yaklaşımlar kullanılarak geliştirilen tek boyutlu soğutucu modeline ait algoritma akış şeması Ek 4'de sunulmuştur. Bundan sonraki aşamalarda, literatürdeki veriler kullanılarak geliştirilen algoritmanın doğrulaması yapılacaktır.

## 3.7 Sınır Şartları Hesabı için Geliştirilen Modelin Literatürdeki Çalışmalarla Doğrulanması

### 3.7.1 Gaz modelinin literatür ile karşılaştırılması

MBWR gaz denklemleri kullanılarak modellenen argon ve azota ait termodinamik özellikler bu bölümde literatürdeki veriler ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için

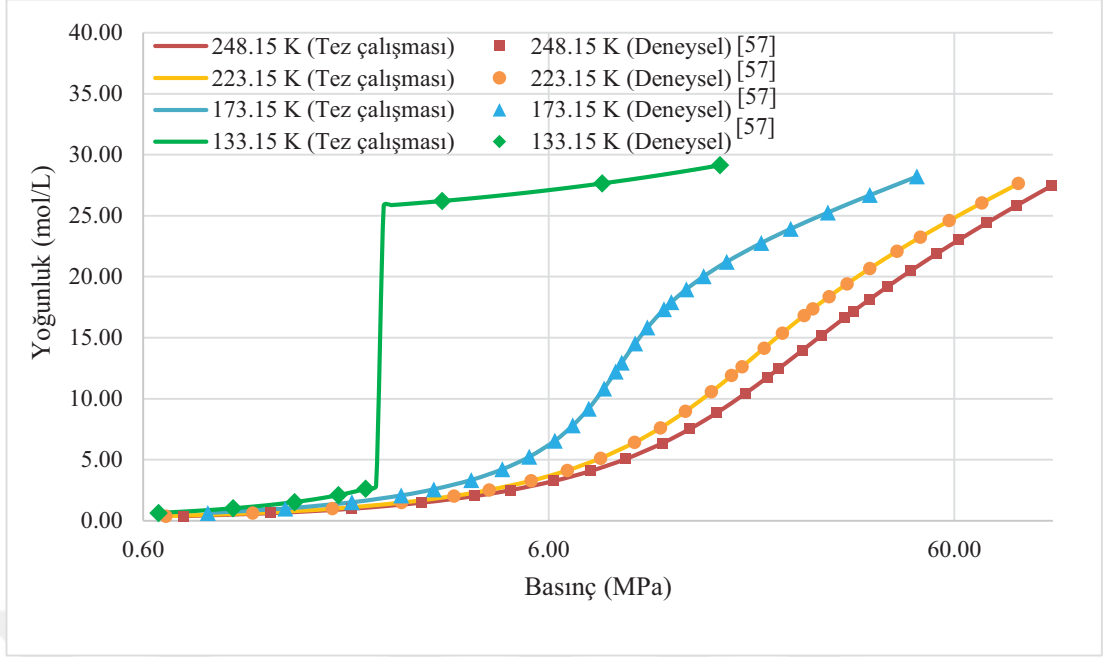
literatürdeki bazı deneysel çalışmalar kullanılmıştır. Hesaplanan sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki bağıl hatalar bulunmuş ve maksimum bağıl hata ile ortalama bağıl hata değerleri verilmiştir. Bağıl hatayı hesaplamak için Eşitlik (3.45) kullanılmıştır. Bu denklemde  $X_h$  hesaplanan değeri,  $X_g$  ise deneysel sonuçlara ait değerleri temsil etmektedir.

$$\text{Bağıl hata} = \left| \frac{X_h - X_g}{X_g} \right| \quad (3.45)$$

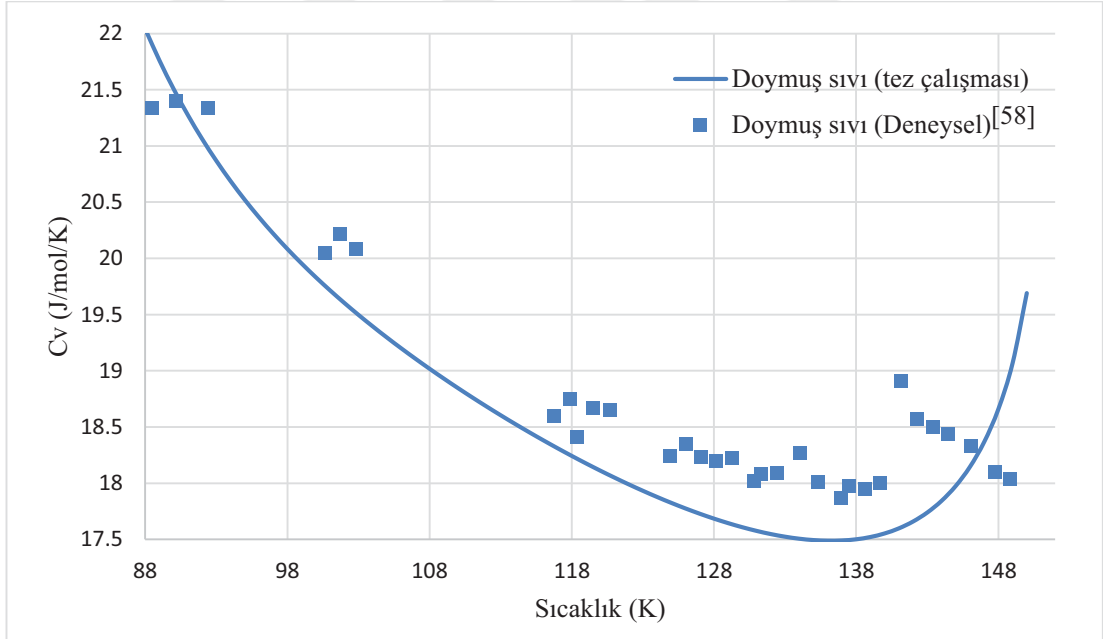
Bu çalışmada sadece Argon gazına ait veriler sunulacaktır. Argonun bazı termofiziksel özellikleri (Basınç, iç enerji, entalpi, entropi, özgül ısılar) Younglove'ın çalışması kullanılarak modellenmiştir [54]. Diğer termofiziksel özelliklerden viskozite ve ısı iletkenlik katsayısı Lemmon vd'nin 2004 yılında yayınladığı çalışma kullanılarak modellenmiştir [55]. Deneysel olarak basınç veya yoğunluk, özgül ısılar, viskozite ve ısı iletkenlik katsayıları incelenmiştir. İç enerji, entalpi ve entropi bir referansa bağlı değerler olduğu için deneysel olarak ölçülememektedir. Dolayısıyla, bu termofiziksel özellikler deneysel verilerle karşılaştırılamamıştır.

Şekil 3.7'de Michels vd. tarafından 1958 yılında gerçekleştirilen yoğunluğun ölçülmesine ait deneysel sonuçlar ile teorik sonuçlar karşılaştırılmıştır [57]. Grafikte 133.15K, 173.15K, 223.15K ve 248.15 K sıcaklıklarda farklı basınç değerleri için yoğunluk değerleri gösterilmiştir. Basınç değerleri (x) ekseninde logaritmik skalada verilmiştir. Karşılaştırılan değerlerde maksimum bağıl hata 133.15 K'de 0.65 MPa basınçta %0.8'dir. Bu grafikte yer alan tüm değerlere ait bağıl hataların ortalaması %0.1 olarak hesaplanmıştır. 133.15 K için verilen grafikte 2.5 MPa basınç civarında yoğunluk değerinde keskin bir değişimin olduğu görülmektedir. Bu noktada faz değişimi meydana gelmektedir. 133.15 K'de 2.5 MPa basınçtan daha düşük basınçlarda akışkan gaz fazında daha yüksek basınçlarda sıvı fazında olmaktadır.

Şekil 3.8'de Doymuş sıvı için özgül ısının (sabit hacimde) sıcaklıkla değişimi verilmiştir. Tez çalışmasında elde edilen sonuçlar Gladun'un 1971 yılında yaptığı deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır [58]. Deneysel çalışma ile olan maksimum bağıl hata 141.17 K'de %7.2 olarak bulunmuştur. Grafikte yer alan tüm değerlere ait bağıl hataların ortalaması %2.2 olarak tespit edilmiştir.



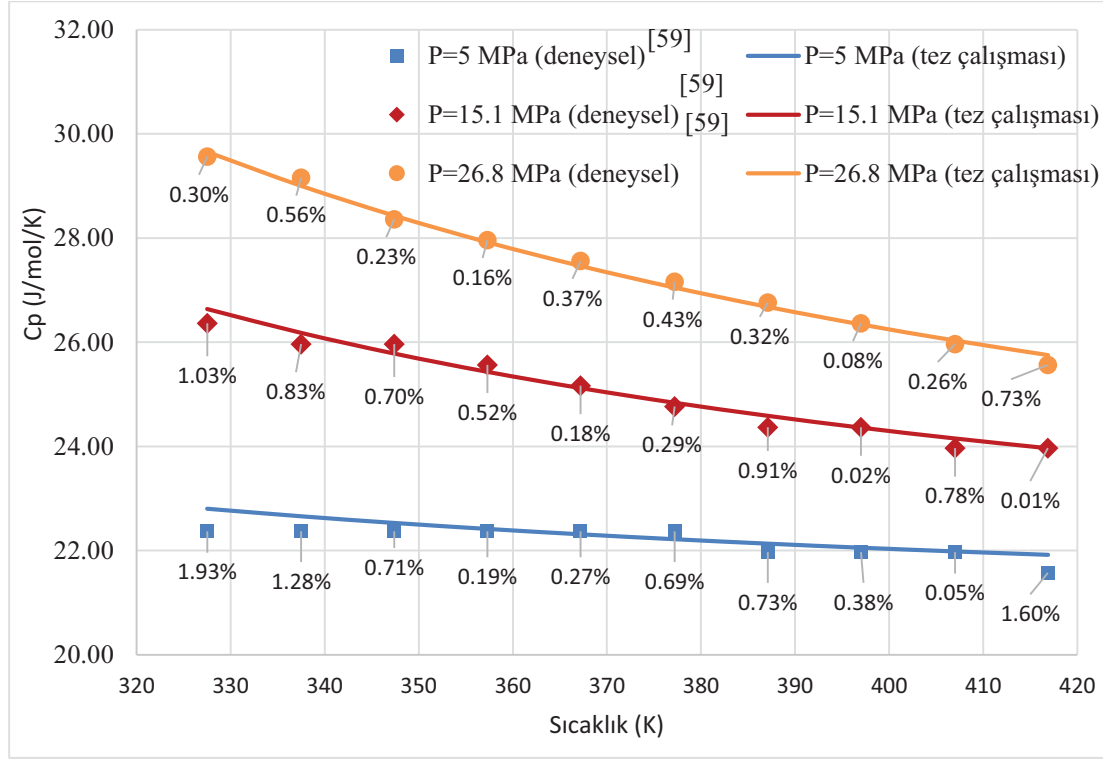
Şekil 3.7: Farklı sıcaklıklarda argona ait basınç-yoğunluk grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.



Şekil 3.8: Doymuş sıvı için argona ait sıcaklık- özgül ısı (sabit hacim) grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.

Şekil 3.9’da  $P=5$  MPa, 15.1 MPa ve 26.8 MPa değerleri için özgül ısının (sabit basınçta) sıcaklıkla değişimi verilmiştir. Tez çalışmasında elde edilen sonuçlar

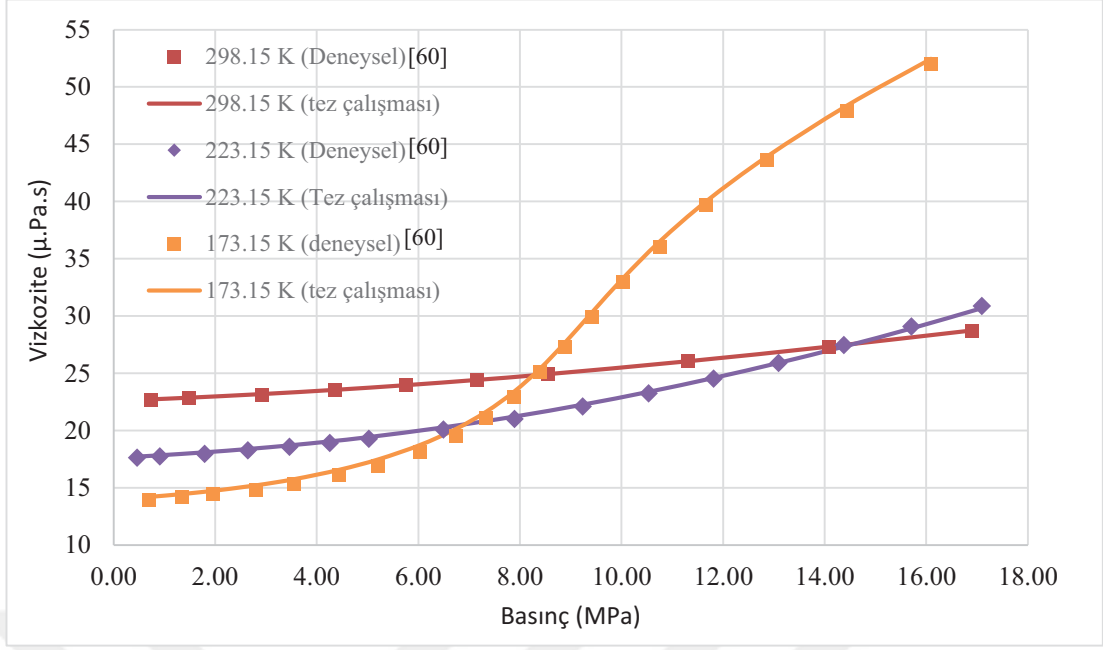
Dordain vd.'nin 1995 yılında yaptığı deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır [59]. Bu grafikteki değerler deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında maksimum bağıl hata 327.5 K'de 5 MPa basınçta %1.93 olarak bulunmuştur. Grafikte yer alan tüm değerlere ait bağıl hataların ortalaması %0.55 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca bağıl hata değerleri grafik üzerinde gösterilmiştir.



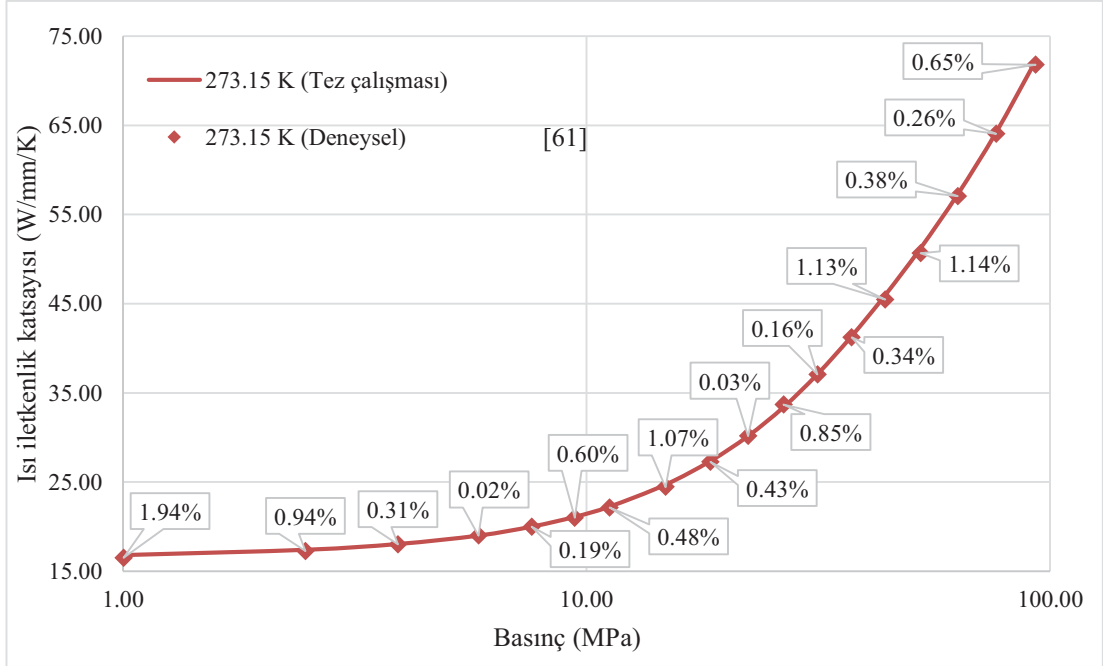
Şekil 3.9: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık- özgül ısı (sabit basınç) grafiği ve literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.

Şekil 3.10'de 173.15K, 223.15K ve 298.15 K sıcaklıklarda viskozitenin basınçla değişim grafiği verilmiştir. Tez çalışmasında elde edilen sonuçlar Gracki'nin 1969 yılında yaptığı deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır [60]. Bu grafikteki değerler deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında maksimum bağıl hata 173.15 K'de 5.2 MPa basınçta %3.36 olarak bulunmuştur. Grafikte yer alan tüm değerlere ait bağıl hataların ortalaması %1.07 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.11'de 273.15 K sıcaklıkta ısı iletkenlik katsayısının basınçla değişimi verilmiştir. Tez çalışmasında elde edilen sonuçlar Michels vd.'nin 1963 yılında yaptığı deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır [61]. Bu grafikteki değerler deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında maksimum bağıl hata 1 MPa basınçta %1.94 olarak bulunmuştur. Grafikte yer alan tüm değerlere ait bağıl hataların ortalaması %0.61 olarak hesaplanmıştır. Her değer için bağıl hata değerleri grafik üzerinde verilmiştir.



Şekil 3.10: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık- viskozite grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması.



Şekil 3.11: 273.15 K sıcaklıkta argona ait sıcaklık- ısı iletkenlik katsayısı grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması.

Sonuç olarak, kritik sıcaklık ve basınç değerlerine yakın noktalarda, argonun sıvı fazda olması durumunda ve yüksek basınçlı hallerde bağıl hatanın maksimum olabileceği görülmektedir. Yukarıda her grafik için hesaplanan ortalama ve maksimum bağıl hata değerlerinin özeti Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Argona ait hesaplanan termofiziksel özelliklerin deneysel verilere göre maksimum ve ortalama bağıl hata değerleri.

Bağıl hata (%)	Yoğunluk	Cv	Cp	Vizkozite	Isı iletkenlik katsayısı
Maksimum	0.8	7.2	1.93	3.36	1.94
Ortalama	0.1	2.2	0.55	1.07	0.61

### 3.7.2 Tek boyutlu analizlerin literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Bu bölümde bir J-T soğutucu üzerinde aksel yöndeki sıcaklık dağılımları bölüm 2’de verilen denklemler kullanılarak hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar literatürle karşılaştırılmıştır. Literatürde sadece Chua vd. tarafından deneysel çalışmalar yapıldığı tespit edilmiş, diğer araştırmacıların Chua vd.’nin paylaşmış olduğu geometriyi referans alarak sonuçlar elde ettiği görülmüştür [42]. Bu tez çalışmasında da Chua vd.’nin üzerinde çalıştığı geometri kullanılmış, elde edilen sonuçlar hem Chua vd.’nin hem de bu geometriyi kullanan diğer araştırmacıların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Kullanılan geometriye ait büyüklükler Çizelge 3.2’de sunulmuştur.

Çizelge 3.2: Chua’nın çalışmasında kullandığı geometrik ölçüler [42].

	Değerler (mm)	
Kılcal boru ( $d_{ci}/d_{co}$ )	0.3	0.5
Mandrel ( $d_{mi}/d_{mo}$ )	2.3	2.5
Yalıtkan boru ( $d_{si}/d_{so}$ )	4.5	4.8
Soğutucu uzunluğu (L)	50	
Helisel boru adımı ( $P_c$ )	1	
Kanat adımı ( $P_f$ )	0.3	
Ortalama helis çapı ( $D_{hel}$ )	3.5	
Kanat çapı ( $d_f$ )	1	
Kanat kalınlığı ( $t_b$ )	0.1	
Kılcal boru sarım sayısı ( $N_c$ )	50	

Chua vd.’nin çalışmasında girdi olan parametreler ise Çizelge 3.3’de verilmiştir. Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3’te verilen değerler kullanılarak tek boyutlu analizler yapılmıştır. Chua vd.’nin çalışmasında argon gazı kullanıldığı için bu çalışmada da soğutucu gaz olarak argon kullanılmıştır. Beş farklı durum için elde edilen sonuçlar Çizelge 3.3’de çıktılar sütununda bulunmaktadır. Bu sonuçlara göre en fazla mutlak hata birinci satırdaki durum için 0.99 K olarak bulunmuştur. En küçük mutlak hata ise üçüncü satırda yer alan durum için 0.01 K olarak hesaplanmıştır.



Çizelge 3.3: Hesapların Chua vd.'nin elde ettiği deneysel sonuçlar ile karşılaştırması [42].

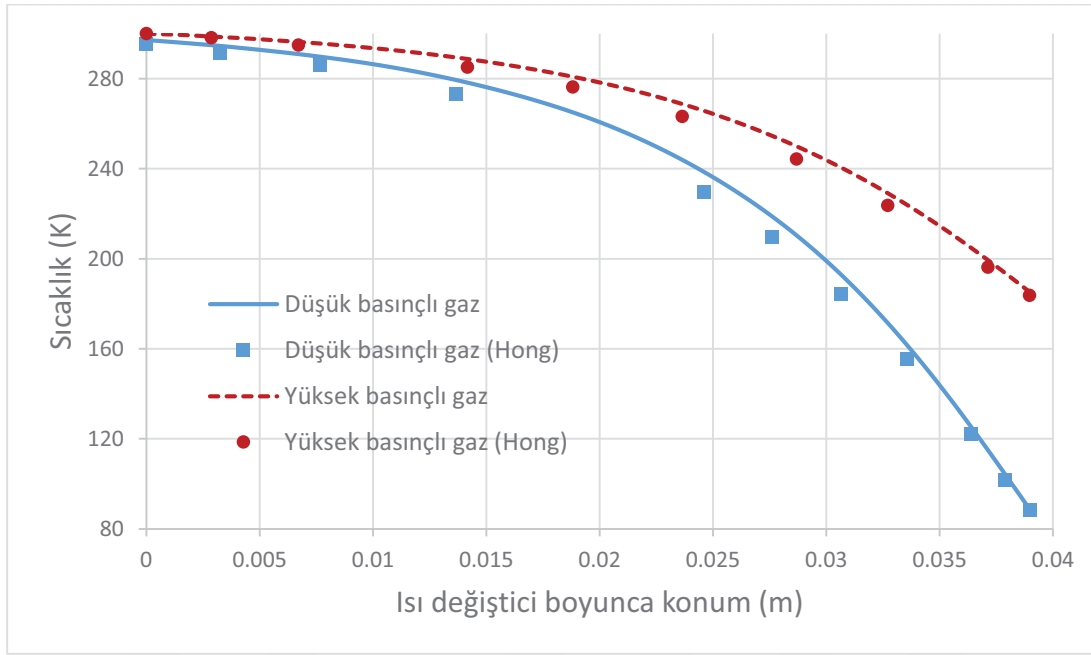
Girdiler					Çıktılar		
$P_{h, in}$	$P_{c, in}$	$M_v$	$T_{h, in}$	$T_{c, in}$	$T_{c, out}$ (K) [42]	$T_{c, out}$ (K) (Bu çalışma)	Mutlak Hata
(MPa)	(MPa)	(SLPM)	(K)	(K)	Deneysel	Analiz	(K)
17.91	0.17	13.93	291.49	92.68	282.57	283.56	0.99
16.99	0.17	13.10	291.40	92.8	283.73	283.67	0.06
16.01	0.16	11.94	292.25	92.11	284.77	284.76	0.01
14.97	0.15	10.95	292.14	90.99	284.90	285	0.10
14.05	0.13	10.15	291.94	90.06	284.98	285.01	0.03

J-T soğutucularla alakalı bir diğer çalışma ise Hong vd. tarafından yapılan çalışmadır. Söz konusu çalışmada, 40 MPa basınçta, 300 K sıcaklıkta 0.2818 g/s debiyle akan argon gazı kullanılmıştır. Geometrik boyutlar Çizelge 3.4'te yer almaktadır.

Çizelge 3.4: Hong vd.'nin çalışmasında kullandığı geometrik boyutlar [43].

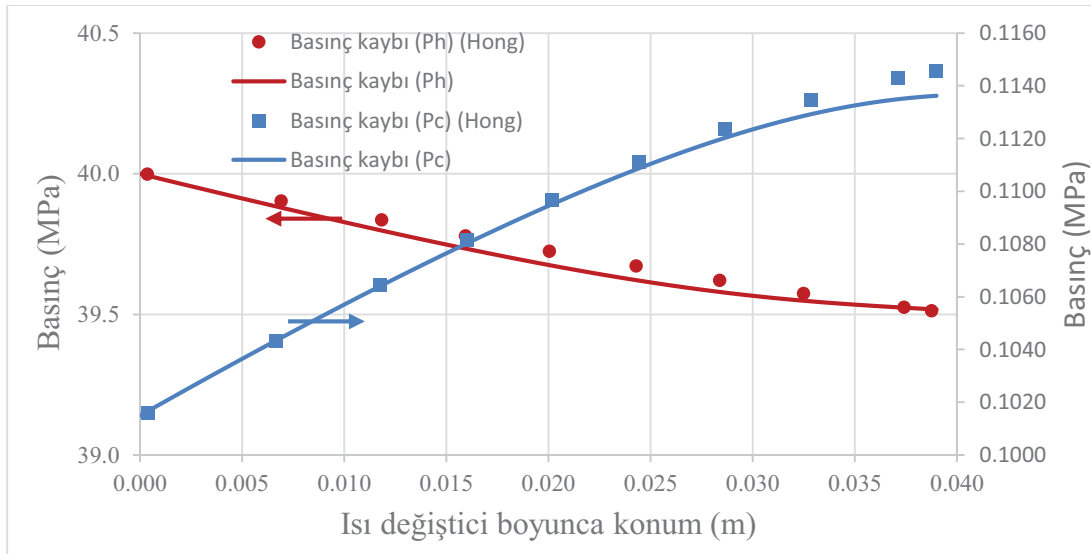
	Değerler (mm)	
Kılcal boru ( $d_{ci}/d_{co}$ )	0.3	0.5
Mandrel ( $d_{mi}/d_{mo}$ )	2.9	3.07
Yalıtkan boru ( $d_{si}/d_{so}$ )	4.97	5.2
Soğutucu uzunluğu (L)	39	
Helisel boru adımı ( $P_c$ )	0.929	
Kanat adımı ( $P_f$ )	0.2325	
Ortalama helis çapı ( $D_{hel}$ )	4.07	
Kanat çapı ( $d_f$ )	0.95	
Kanat kalınlığı ( $t_b$ )	0.08	
Kılcal boru sarım sayısı ( $N_c$ )	42	

Geliştirilen kod ile Çizelge 3.4 verilen boyutlarla hazırlanan analiz modeli belirtilen sınır şartları kullanılarak çözdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar Şekil 3.12'de Hong vd. tarafından sunulan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu grafikte ısı değiştirici boyunca farklı konumlarda her iki akışkana ait sıcaklık dağılımları görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde hesaplanan sıcaklıkların Hong vd.'nin yayınladığı sıcaklıklardan daha fazla olduğu görülmektedir. Hong vd. çalışmalarında ısı transfer yüzeyi hesaplarına dair bir detay sunmamıştır. Hesaplar arasındaki bu farkın ısı transfer yüzeyindeki farklılıklardan kaynaklandığı değerlendirilmektedir.



Şekil 3.12: Argon gazı kullanılan soğutucuda yüksek ve düşük basınçlı gazların sıcaklık dağılımının Hong vd.'nin çalışması ile karşılaştırılması [43].

Hong vd.'nin çalışmasına dayanılarak yapılan diğer bir karşılaştırma ise ısı değiştirici boyunca basınç kayıpları ile ilgilidir. Bu karşılaştırma Şekil 3.13'de özetlenmiştir. Basınç kaybı değerleri ısı değiştiricinin her iki tarafındaki akışkanlar için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Aynı denklemlerin kullanıldığından, her iki taraftaki akışkan için basınç kayıplarının Hong vd. tarafından yayınlanan değerlere oldukça yakın olduğu görülmektedir [43].



Şekil 3.13: Argon gazı kullanılan soğutucuda yüksek ve düşük basınçlı gazların basınç düşüş miktarının Hong vd.'nin çalışması ile karşılaştırılması [43].

Bu çalışmada elde edilen sonuçların karşılaştırıldığı bir diğer literatür çalışması ise Ardhapurkar vd. [45] tarafından yapılan çalışmadır. Ardhapurkar vd. çalışmasını doğrulamak için Chua vd. [42] tarafından kullanılan geometriyi referans almıştır. Referans boyutlar Çizelge 3.2’de verilmiştir. Ardhapurkar vd.’nin çalışması ile yüksek ve düşük basınçlı akışkanların sıcaklık dağılımı ve yüksek basınçlı akışkanın basınç kaybı Çizelge 3.3’de 1. satırda yer alan sınır şartları kullanılarak karşılaştırılmıştır. Bölüm 1’de bulunan Çizelge 2.4’deki basınç kaybı denklemlerine göre Ardhapurkar vd. basınç kaybını olması gerekenden 4 kat daha fazla hesaplamaktadır. Bu nedenle sonuçlar karşılaştırılırken iki yaklaşım yapılmıştır. İlk yaklaşımda basınç kaybı Ardhapurkar vd.’nin hesapladığı şekliyle, yani Eşitlik (3.46)’deki Darcy sürtünme katsayısı ifadesi ile hesaplanmıştır.

$$0.184 \left( 1 + \frac{3.5d_{ci}}{D_{hel}} \right) Re^{-0.2} \quad (3.46)$$

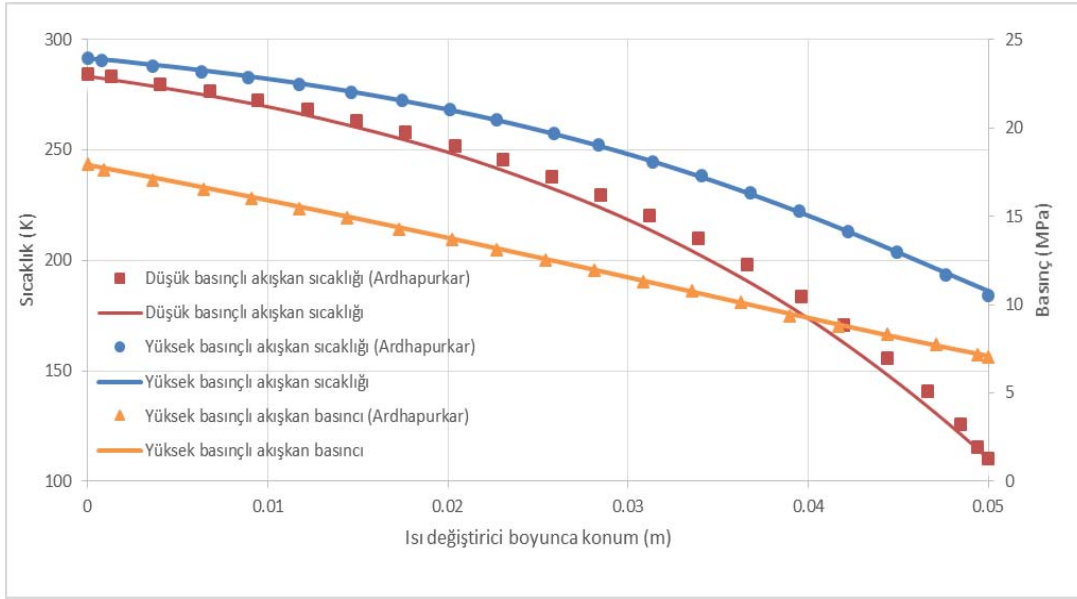
Bu yaklaşımla elde edilen sonuçlar Şekil 3.14’da bulunmaktadır. İkinci yaklaşımda ise hesaplamalarda doğru olduğu düşünülen basınç kaybı ifadesiyle, yani Eşitlik (3.47)’de yer alan Fanning sürtünme katsayısı ile hesaplanmıştır.

$$0.046 \left( 1 + \frac{3.5d_{ci}}{D_{hel}} \right) Re^{-0.2} \quad (3.47)$$

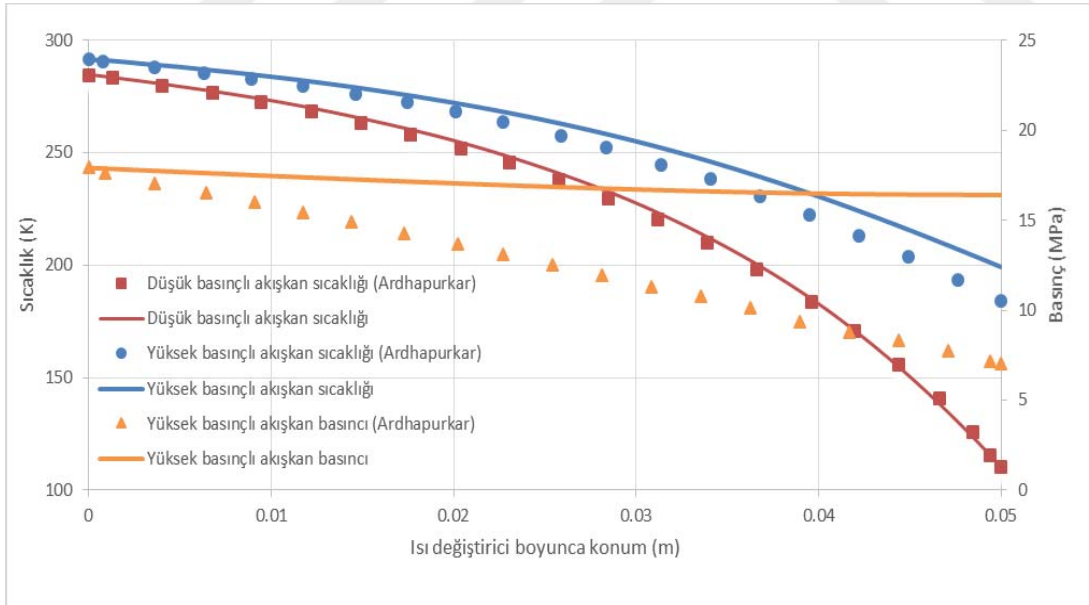
Bu yaklaşımla yapılan hesaplamalarda basınç kaybı Ardhapurkar vd.’nin hesapladığı basınç kaybı teriminin 1/4’ü olarak hesaplanmıştır. Bu yaklaşım ile bulunan sonuçlar Şekil 3.15’de sunulmuştur. İlk yaklaşım incelendiğinde basınç kaybı terimi için hesaplanan sonuçlar ile Ardhapurkar vd.’nin elde ettiği sonuçlar örtüşmektedir. Benzer şekilde yüksek basınçlı akışkanın sıcaklık dağılımı içinde sonuçların örtüştüğü görülmektedir. Ancak düşük basınçlı akışkanın sıcaklık dağılımı için yapılan karşılaştırmada sonuçların arasında bir miktar fark olduğu tespit edilmiştir. Bu durum Ardhapurkar vd.’nin düşük basınçlı akışkan için kullandığı ısı transfer alanının bu çalışmada kullanılan alandan farklı olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

İkinci yaklaşımla yapılan hesaplamalarda ise basınç kaybının Ardhapurkar vd.’nin elde ettiği değere kıyasla daha az olması sebebiyle ısı transferinin daha fazla olduğu ve sıcaklık dağılımı daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum basıncın yükseldikçe ısı transferi katsayısının artmasından kaynaklanmaktadır. Bu durum argon için verilen Şekil 3.11’deki ısı iletkenlik katsayısı grafiklerinde de açıkça görülebilmektedir.

Dolayısıyla aynı sıcaklıkta yüksek basınçlarda ısı iletkenlik katsayısının daha yüksek olduğu söylenebilir.



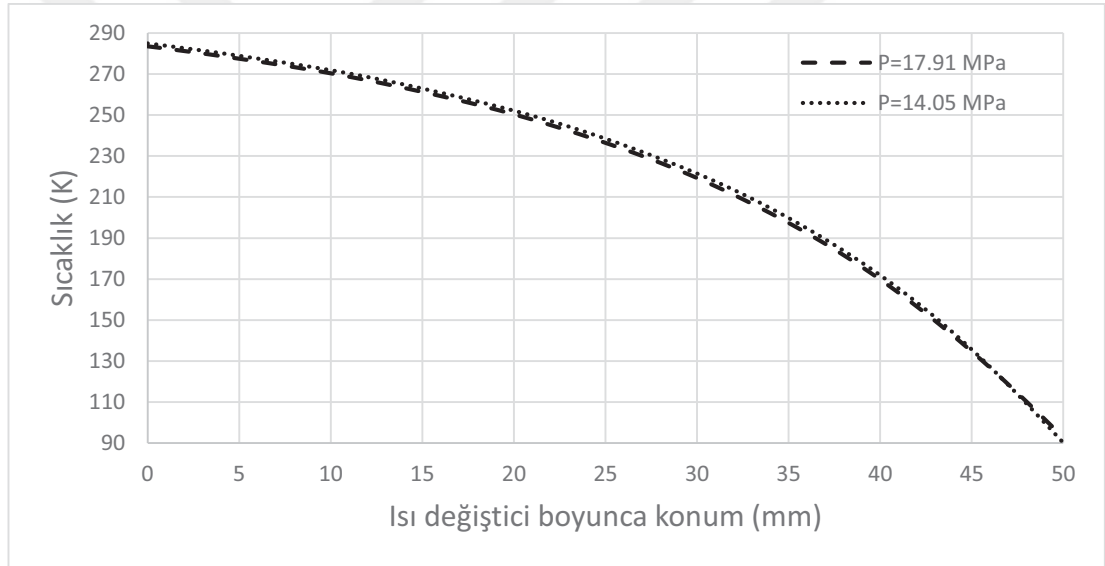
Şekil 3.14: Ardhapurkar vd.'nin kullandığı sürtünme faktörü hesabı kullanılarak elde edilen sonuçların, Ardhapurkar vd.'nin sonuçları ile karşılaştırılması [45].



Şekil 3.15: Doğru sürtünme faktörü hesabı kullanılarak elde edilen sonuçların, Ardhapurkar vd.'nin sonuçları ile karşılaştırılması [45].

Bu bölümde tek boyutlu model ile elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Oluşturulan model literatürle doğrulandıktan sonra mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı bulunmuştur. Akış kontrol birimi Çizelge 3.2'de ölçüleri

verilen soğutucunun içerisine yerleştirilmiştir. Çizelge 3.3'te 1. satırdaki sınır şartları kullanılarak elde edilen mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımını gösteren grafik Şekil 3.16'da verilmiştir. Bu noktada mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı için salınımlı bir grafik meydana geldiği görülmüştür. Normal şartlarda soğutucu akışkanlarda olduğu gibi mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımının da parabolik bir karakteristiğe sahip olması beklenmektedir. Ancak bu tez çalışmasının temel amacının körük üzerine olmasından dolayı bu salınımlı kaynağı araştırılmamıştır. Fiziksel olarak mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımının düşük basınçlı akışkanın sıcaklık dağılımına yakın olması beklendiğinden ve bu durum grafiklerde tespit edildiğinden dolayı salınımlı hesapları çok değiştirmeyeceği düşünülmektedir. Bundan dolayı yine de sınır şartı olarak mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.16'daki gibi salınımlı ortalaması alınarak kullanılmıştır.



Şekil 3.16: Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı.

Çizelge 3.2'de ölçüleri verilen soğutucu referans olarak alınmış ve akış kontrol biriminin davranışı Çizelge 3.3'te 1. satırdaki ve 5. satırdaki sınır şartları için incelenmiştir. Böylece akış kontrol biriminin farklı sınır şartlarından nasıl davranacağını tespit edilmesi amaçlanmaktadır. Bölüm 4'te akış kontrol birimi üzerindeki sıcaklık dağılımı ve kararlı halde körük için basıncı için geliştirilen yöntemler ve analizler anlatılacaktır.

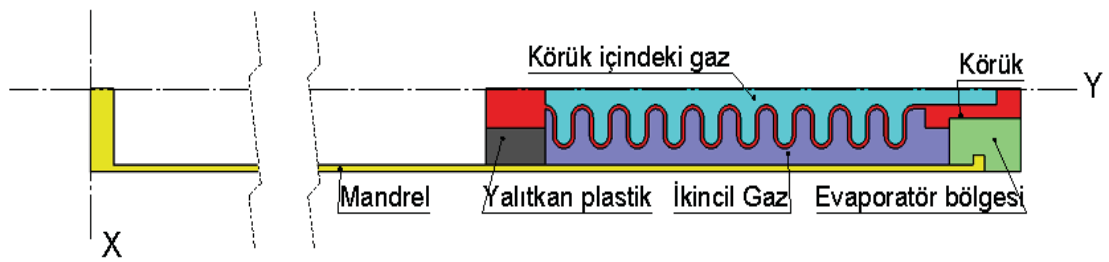


#### 4. KARARLI HALDE KÖRÜK İÇİ BASINCIN HESAPLANMASI

3. bölümde tek boyutlu analizde elde edilen mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı bu bölümde akış kontrol birimi üzerindeki sıcaklık dağılımının bulunması için sınır şartı olarak kullanılacaktır. Temel amaç ise soğutucuda bulunan körüğün içerisindeki gazın son basıncının hesaplanmasıdır. Akış kontrol birimi üzerindeki ısı iletim problemi sonlu elemanlar yöntemiyle ANSYS yazılımı kullanılarak çözülecektir. Çözüm için aşağıdaki adımlar takip edilecektir.

##### 4.1 Geometri

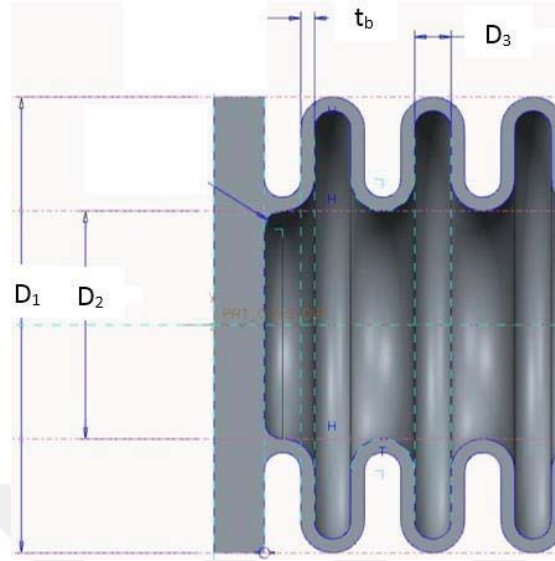
3. bölümde mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımının bulunması ile birlikte mandrelin dışında bulunan kanatlı kılcal boru, yalıtkan boru gibi soğutucuya ait kısımlar çıkarılarak yeni bir geometri oluşturulmuştur. Akış kontrol yapısı tamamen mandrelin içerisinde yer aldığı ve akış kontrol biriminin etrafını çevreleyen yapıların tamamının sıcaklığı hesaplandığı için mandrelin dışında kalan yapıların incelenmesine gerek kalmamıştır. Dolayısıyla oluşturulan yeni geometri daha basit bir yapıya sahiptir. Bu geometri Şekil 4.1'deki gösterilmiştir.



Şekil 4.1: İki boyutlu ısıl analizde kullanılan soğutucuya ait geometri.

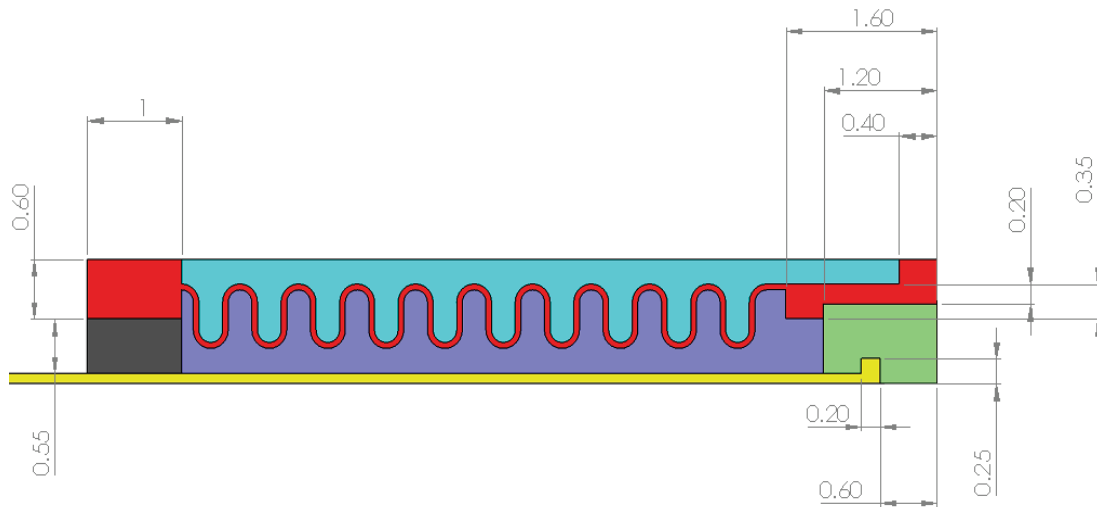
Geometri silindirik bir yapıya sahip olduğundan dolayı eksnel simetrik model oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu eleman modelinde simetri eksenini "Y" eksenidir. ANSYS yazılımında simetrik olan kısımlar "+X" yönünde oluşturulması gerektiğinden geometri bu şekilde yerleştirilmiştir. Yukarıda yer alan geometride körüğe ait bazı boyutlar farklı ölçülerdeki körüklerin de incelenebilmesi amacıyla

parametrik olarak tanımlanmıştır. Parametrik olarak tanımlanan körüğe ait ölçüler örnek bir kesiti üzerinde Şekil 4.2’de yer alan geometride gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Bir körük kesiti üzerinde temel boyutların gösterimi.

Evaporatör bölgesinde yer alan kısılma açıklığı ayar yapısını bağlı olduğu uç kısım ile mandrelin konumu sabittir. Körüğün parametreleri değiştiği zaman körük geriye doğru uzamakta ya da kısalmakta ve mandrelin yalıtkan plastik ile temas halinde olduğu nokta ileriye veya geriye kaymaktadır. Körük literatürde kullanılan ve Çizelge 3.2’de ölçüleri verilen Chua vd.’nin incelediği soğutucunun içerisine yerleştirilmiştir [42]. Parametrik olmayan ve Çizelge 3.2’de bulunmayan diğer ölçüler Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Tez çalışmasında yapılan hesapların tamamında bu geometriler kullanılmıştır.

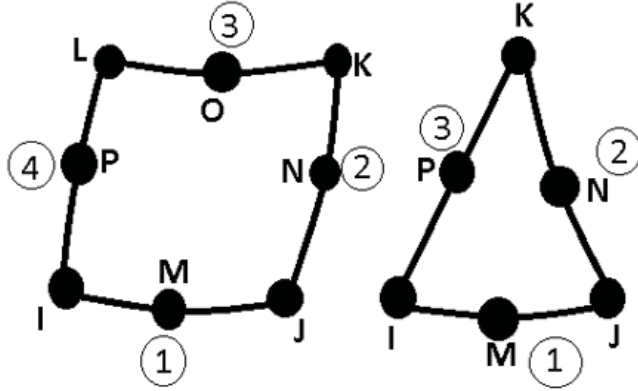


Şekil 4.3: Kullanılan körüğün soğutucu içerisindeki yerleşim detaylarını gösteren ölçüler.



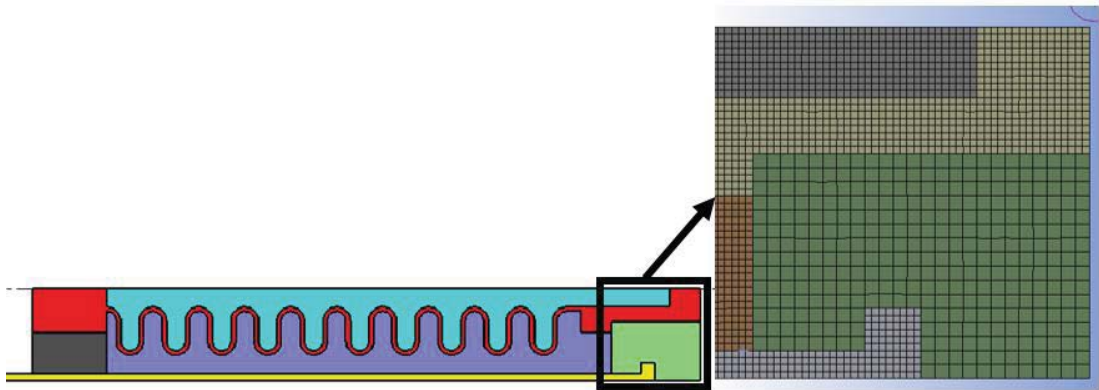
## 4.2 Çözüm Ağı Yapısı

Çalışmada aksel simetrik bir geometri oluşturulduğundan dolayı çözüm ağı da aksel simetriye uygun bir şekilde oluşturulmuştur. Ansys yazılımının workbench arayüzünde ısı analiz modülünde iki tip eleman kullanılmasına izin vermektedir. Bunlardan bir tanesi PLANE55 olarak tanımlanan, bünyesinde dörtgen eleman için dört nod, üçgen eleman için üç nod barındıran eleman tipidir. Bir diğer eleman tipi ise PLANE77'dir. PLANE77 elemanında dörtgen ve üçgen elemanlarının kenar ortalarında da ekstra bir nod bulunmaktadır. Bu durumda PLANE77 eleman 8 veya 6 nod barındırır. Bu elemana ait ağ yapısı Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4: PLANE77 elemana ait ağ yapısı [62].

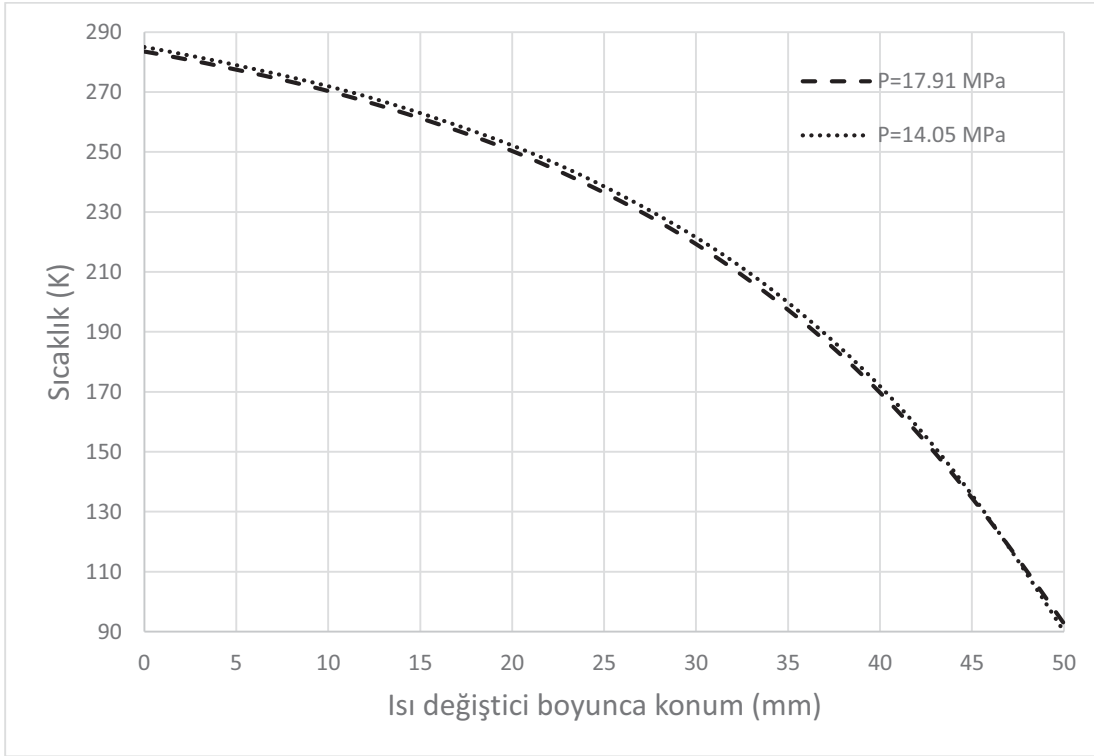
PLANE77 8 noddan oluşması bu elemanın üzerinde hesaplanacak olan sıcaklık dağılımının lineer değil ikinci dereceden bir fonksiyon olacağını göstermektedir. Bu çalışma kapsamında da daha hassas sonuçlar elde etmek için PLANE77 eleman tercih edilmiştir. PLANE77 eleman ile oluşturulmuş çözüm ağı Şekil 4.5 gösterilmiştir.



Şekil 4.5: PLANE77 elemanı kullanarak oluşturulan çözüm ağı.

### 4.3 Sınır Koşulları

Daha önce belirtildiği gibi akış kontrol birimi Chua'nın [42] incelediği Çizelge 3.2'de ölçüleri verilen ve Çizelge 3.3'de 1. ve 5. Satırda farklı giriş basınçları için belirtilen sınır koşullarına sahip soğutucu içerisine yerleştirilmiştir. 3. Bölümde, bahsedilen veriler kullanılarak Şekil 3.16 mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı 4. bölümdeki ısı iletim probleminin sınır şartı olarak kullanılmıştır. Farklı giriş basınçları için oluşturulan iki sınır şartı Şekil 4.6'de verilmiştir.



Şekil 4.6: İki boyutlu ısı analizde sınır şartı olarak kullanılan Mandrel üzerindeki yuvarlatılmış sıcaklık dağılımı.

Bir diğ er sınır şartı ise evaporatör bölgesinin sıcaklığıdır. Evaporatör bölgesinin sıcaklığı Çizelge 3.3'de 5. sütunda ( $T_{c,in}$ ) yer alan değerdir. Isı iletim problemine ait sınır şartları Çizelge 4.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1: Isı iletim problemi için sınır şartları.

	Giriş basıncı (MPa)	Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı ( $T_y$ ) (K)	Evaporatör bölgesi sıcaklığı ( $T_{c,in}$ ) (K)
1	17.91	Şekil 4.6 ( $T_y$ )	92.68
2	14.05	Şekil 4.6 ( $T_y$ )	90.06



#### Sınır şartları

- Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı
- Evaporatör bölgesi doyma sıcaklığı

#### Temas bölgeleri

- Evaporatör bölgesi- Mandrel
- Evaporatör bölgesi- Körük
- Evaporatör bölgesi- İkincil gaz
- Körük- Körük içerisindeki gaz
- Körük- İkincil gaz
- Mandrel- İkincil gaz
- Yalıtkan plastik- İkincil gaz
- Mandrel- Yalıtkan plastik
- Körük- Yalıtkan plastik

#### 4.4 Malzeme Özellikleri

Yukarıda belirtilen sınır şartları ve temas durumları kullanılarak çözüm için ihtiyaç duyulan model oluşturulmuştur. Bu noktada Körük, Yalıtkan plastik ve Mandrel'in ısı iletkenlik katsayıları sabit kabul edilmiştir. İkincil gazın ve körük içerisindeki gazın durağan olmaları sebebiyle taşınım ile ısı transferi ihmal edilmiştir. İkincil gaz bölgesinin son basıncı belli olduğu için ikincil gazın ısı iletkenlik katsayısı hem basıncına hem de sıcaklığına bağlı olarak modellenmiştir. Ancak körüğün içerisindeki gazın son basıncı belli değildir. Bu nedenle körüğün içindeki gazın basıncının ısı iletkenlik katsayısına etkisi ihmal edilmiştir. Körüğün sıvı-gaz hal değişimi bölgesinde çalışacağı bilindiğinden dolayı basıncının argon için 0.5 MPa ile 1.7 MPa arasında olacaktır. Bu basınçlarda aynı kriyojenik sıcaklıklarda ısı iletkenlik katsayıları arasındaki fark %2'den daha az olmaktadır. Bu nedenle körüğün içerisindeki gazın ısı iletkenlik katsayısının sadece sıcaklığa bağlı olarak modellenmesi ciddi bir hataya sebep olmayacaktır. Isı iletim hesabında kullanılan ve yukarıda detaylı olarak anlatılan parçalara ait ısı iletkenlik katsayısı değerleri Çizelge 4.2'de sunulmuştur.

Çizelge 4.2: Isı iletim problemi için malzeme özellikleri.

Yalıtkan Plastik		İkincil Gaz ve Evaporatör bölgesi malzeme özellikleri			
Isıl iletkenlik katsayısı (W/m/K)		Sıcaklık (K)	Isıl iletkenlik katsayısı (W/m/K)	Sıcaklık (K)	Isıl iletkenlik katsayısı (W/m/K)
0.25		90	0.0060	200	0.0126
		100	0.0065	210	0.0131
		110	0.0072	220	0.0137
		120	0.0078	230	0.0142
		130	0.0084	240	0.0148
		140	0.0090	250	0.0153
		150	0.0096	260	0.0158
		160	0.0102	270	0.0163
		170	0.0108	280	0.0169
		180	0.0114	290	0.0174
		190	0.0120	300	0.0179

#### 4.5 Analiz ve Kabuller

Yukarıda anlatılan detaylarla birlikte analizde yapılan kabuller aşağıda özetlenmiştir:

- Mandrel, körük ve Yalıtkan plastiğin ısı iletkenlik katsayıları sıcaklığa bağlı değildir. Değerler sabittir.
- Evaporatör bölgesinin sıcaklığı sabit alınmıştır.
- İkincil gaz ve körük içerisindeki gazlarda taşınım ile ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Temas noktalarındaki ısı temas direncinin olmadığı kabulü yapılmıştır.
- Körüğün içerisindeki gazın ısı iletkenlik katsayısı sıcaklığa bağlıdır. Basıncın etkisi ihmal edilmiştir.

Kararlı hal durumunda 2 boyutlu aksel simetrik geometrileri için sıcaklık dağılımı Eşitlik (4.1)'de yer alan diferansiyel denklem kullanılarak bulunur.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k(T) \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.1)$$

Bu çalışmada diferansiyel denklem SEM ile “ANSYS” ticari yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Bazı malzemelerin ısı iletkenlik katsayıları sıcaklığa bağlı olarak tanımlandığı için SEM modeli lineer olmamaktadır.

#### 4.6 Optimum Sonlu Eleman Boyutunun Belirlenmesi

Bu bölümde optimum sonlu eleman boyutunun belirlenmesi aşamaları anlatılacaktır. Çizelge 4.1’de İki farklı koşul için ayrı ayrı analizler yapılmasına rağmen sadece bir koşul için optimum eleman boyutu belirlenecektir. Çünkü iki koşul arasındaki tek fark sınır şartıdır ve bu sınır şartları Şekil 4.6 ve Çizelge 4.1’de görüldüğü üzere birbirine çok yakındır. Dolayısıyla bu aşamada sadece  $P=14.05$  giriş basıncına ait sınır koşulu üzerinden optimum eleman boyutu belirlenecektir.

Yapılan tüm hesaplamalarda körük 3 MPa argon gazı ile basınçlandırılmıştır. Eleman boyutunun belirlenmesi için Çizelge 4.3’de boyutları verilen körük geometrisi kullanılmıştır.

Çizelge 4.3: Örnek analizde kullanılan körük boyutları.

D <sub>1</sub> (mm)	D <sub>2</sub> (mm)	D <sub>3</sub> (mm)	t <sub>b</sub> (mm)
1.8	0.5	0.25	0.06

Eleman boyutları sırasıyla t<sub>b</sub>, t<sub>b</sub>/2, t<sub>b</sub>/4, t<sub>b</sub>/8 olmak üzere dört farklı analiz yapılmıştır. Bulunan sonuçlar Çizelge 4.4’de sunulmuştur. Eleman boyutunun t<sub>b</sub>/8 olduğu durum referans değer olarak kabul edilmiş ve diğer değerlere ait bağıl hatalar hesaplanmıştır. Eleman boyutunun t<sub>b</sub>/2 olduğu durum ile referans alından durum arasındaki bağıl hata %0.1’in altında olduğu için bundan sonra yapılacak olan analizlerde optimum eleman boyutu t<sub>b</sub>/2 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.4: İki boyutlu ısıl analizde köprüge ait farklı eleman boyutlarının çözüm üzerine etkisi.

			Bağıl Hata (%)		
Sonlu eleman boyutu (mm)	Ortalama Sıcaklık (K)	Basınç (MPa)	Ortalama Sıcaklık	Basınç	
t <sub>b</sub>	0.0600	114.540	0.8878	1.328	8.756
t <sub>b</sub> /2	0.0300	116.067	0.9722	0.012	0.082
t <sub>b</sub> /4	0.0150	116.077	0.9727	0.004	0.031
t <sub>b</sub> /8	0.0075	116.082	0.9730	0	0

Aynı yöntem modelde yer alan diğer parçalara da uygulanmıştır. Diğer parçalar için belirlenen optimum eleman boyutu Çizelge 4.5’de paylaşılmıştır. Bundan sonra hazırlanacak SEM modellerinde sonlu eleman boyutu çizelgedeki gibi seçilecektir. Körük içerisindeki gaz için sonlu eleman boyutu parametreye bağılı olarak

belirlenmiştir. Bunun sebebi körük içerisindeki gazın, körüğün boğumları arasındaki mesafeye bağlı olmasıdır. Benzer şekilde ikincil gaz da bu ölçü değişikliğinden etkilenmektedir. Ancak yapılan analizlerde bu etkinin sonuçlara yansımadağı tespit edilmiştir. Bundan dolayı ikincil gazın sonlu eleman boyutu için sabit bir değer kullanılmıştır.

Çizelge 4.5: İki boyutlu ısıl analizde modelde yer alan parçalar için belirlenen optimum sonlu eleman boyutları.

Parça	Optimum sonlu eleman boyutu (mm)
Mandrel	0.05
Evaporatör bölgesi	0.2
İkincil gaz	0.05
Körük içerisindeki gaz	$D_3/10$
Yalıtkan plastik	0.2

Bütün parçalar için belirlenen eleman boyutlarının sonuca etkisini anlamak için bir analiz daha yapılmıştır. Bu analizde bütün parçaların eleman boyutları yarıya indirilerek sonucu ne kadar değıştirdiğı incelenmiştir. Belirlenen boyutlara göre SEM modelinde 48893 nod ve 14703 eleman bulunmaktadır. Elemanların boyutlarının yarıya indirildiğı durumda ise model 181726 nod ve 57408 elemandan oluşmaktadır. Her iki duruma ait sonuçlar Çizelge 4.6’de paylaşılmıştır.

Çizelge 4.6: İki boyutlu ısıl analizde körüğe ait farklı eleman boyutlarının çözüm üzerine etkisi.

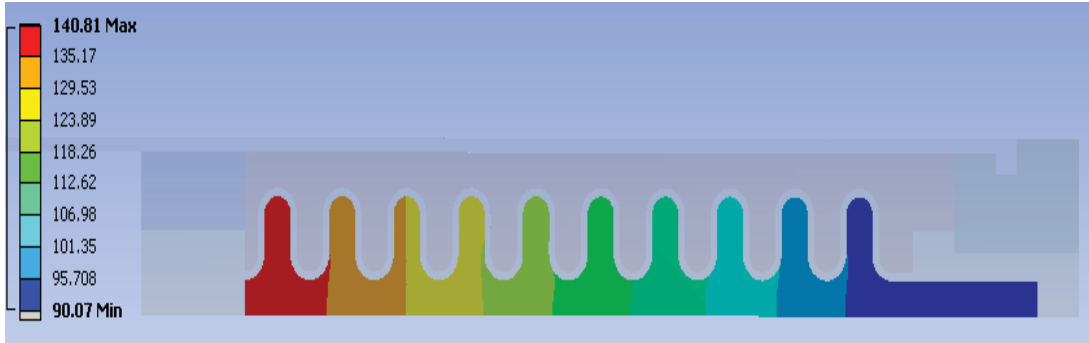
	Nod sayısı	Eleman Sayısı	Çözüm süresi (s)	İterasyon sayısı	Ortalama Sıcaklık (K)	Basınç (MPa)
Belirlenen sonlu eleman boyutuna göre	48893	14703	52.5	35	116.067	0.9722
Belirlenen sonlu eleman boyutunun yarısına göre	181726	57408	259.1	38	116.084	0.9731
				Bağıl hata (%)	0.014	0.093

Sonuçlara göre her iki duruma ait eleman sayısı arasında yaklaşık olarak 4 kat fark vardır. Bu durum çözüm süresinin yaklaşık olarak 5 kat artmasına neden olmaktadır. Bununla beraber her iki duruma ait sonuçlar karşılaştırıldığında aralarındaki bağıl hata Ortalama sıcaklık için %0.014, son basınç için ise %0.093 olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre parçalar için belirlenen sonlu eleman boyutunun tutarlı olduğı tespit edilmiştir.

## 4.7 Sonuçlar

Körüğün içindeki gazın sıcaklık dağılımı bulunduktan sonra içindeki basıncın bulunması için farklı bir yaklaşıma ihtiyaç duyulmaktadır. Kapalı kaplarda basıncın sabit olduğu düşünülürse, sıcaklık dağılımının oldukça geniş olduğu bir körükte, sıcaklık dağılımına bağlı olarak son basıncın hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla körük içerisindeki gazın ortalama sıcaklığını hesaplamak için “ANSYS” yazılımına bir kod eklenmiştir. Eklenen kod tüm elemanlardaki sıcaklıkların hacimsel olarak ortalamasını almaktadır. Ortalama sıcaklığın bulunmasından sonra bu sıcaklık yoğunlaşma sıcaklığı olarak kabul edilmiş ve bu sıcaklığa ait buhar basıncı yine “ANSYS” yazılımına eklenen kod aracılığıyla bulunmuştur. Bulunan buhar basıncı değeri kararlı hal durumuna ulaşıldığında körüğün içerisindeki gazın son basıncı olarak kabul edilmiştir. Yazılıma entegre edilen bu iki kod Ek 5’de paylaşılmıştır.

Belirlenen sonlu eleman boyutlarına göre Çizelge 4.3’de ölçüleri verilen körüğün içerisindeki gaza ait sıcaklık dağılımı Şekil 4.8’deki gibi bulunmuştur. Buna göre gazdaki en yüksek sıcaklık 140.81 en düşük sıcaklık ise 90.07 K olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.6’de hesaplanan ortalama sıcaklık ve basınç değerleri Ek 5’de bahsedilen kod yardımı ile bulunmuştur.



Şekil 4.8: Belirlenen körük ve eleman boyutlarına körük üzerindeki sıcaklık dağılımı.

Bu bölümde ortaya konulan analiz, Şekil 4.2’de parametrik olarak gösterilen ve Çizelge 4.7 bu parametrik boyutlara ait değerlerin verildiği boyutlar için tekrarlanmıştır.  $D_1$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  için üç farklı ölçü,  $t_b$  için dört farklı ölçü tanımlanmıştır. Toplamda 108 farklı körük kombinasyonu oluşturulmuştur. Bu bölümde geliştirilen metot 108 farklı körük için kararlı hal durumunda körüğün iç basıncının hesaplanmasında kullanılacaktır.



Çizelge 4.7: Çözümde kullanılan körik parametreleri.

D <sub>1</sub> (mm)	D <sub>2</sub> (mm)	D <sub>3</sub> (mm)	t <sub>b</sub> (mm)
1.6	0.4	0.2	0.03
1.8	0.5	0.25	0.04
2	0.6	0.3	0.05
			0.06

Kararlı hal durumundaki basıncın belirlenmesinin ardından, bu basıncın sebep olduğu deformasyon miktarının bulunması gerekmektedir. Bu amaçla ısıl analizlerin ardından yapısal analizler de gerçekleştirilmelidir. Yapısal analizlere ait detaylar Bölüm 5’te sunulacaktır.





## 5. KÖRÜK TASARIMI İÇİN YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ

### 5.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Temel Yaklaşımlar

Sonlu elemanlar metodu (SEM) mühendislik problemlerinin sayısal yöntemlerle çözümünde sıklıkla kullanılan bir metottur. Gerilme, ısı transferi, akım fonksiyonu hesabı, manyetizma gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. SEM, çözüm alanının alt parçalara bölünmesinden oluşan sayısal ağda denklemlerin sayısal yöntemlerle çözülmesi şeklinde tanımlanır. Ağ yapısında yer alan her alt parça eleman olarak isimlendirilir. Birkaç noddan oluşan her eleman kendi içerisinde genellikle bir polinom olarak temsil edilir. Sonlu elemanlar metodunda çözüm öncelikli olarak nodlar için yapılır. Eleman üzerindeki çözüm ise ona bağlı olan nodların interpolasyonu ile bulunur. Bir eleman üzerindeki nodların çözümü için kullanılan ifade Eşitlik (5.1) gösterilmiştir. Bu eşitlik matris formundadır. Gerilme hesapları için denklem tanımlanacak olursa; K elemanın rijitlik matrisini, F nodlar üzerindeki yük vektörünü ve  $\Delta u$  ise nodlardaki deplasman vektörünü temsil etmektedir.

$$F = K \cdot \Delta u \quad (5.1)$$

Çok sayıda elemandan oluşan çözüm alanında her bir elemanın yerel rijitlik matrisi kullanılarak global bir rijitlik matrisi oluşturulur. Bu amaçla her elemana ait nodların konumu global matris üzerinde adreslenir. Böylece yapılan adresleme yardımıyla her bir noda karşılık gelen yerel rijitlik matrisinin değerleri ile global matris oluşturulmuş olur. Global matris oluşturulurken ortak nodlara sahip komşu elemanların rijitlik değerleri toplanarak global matris üzerine yazılır. Sonlu elemanlar metodu temel olarak bu şekilde anlatılabilir. Bu şekilde doğrusal denklemler matris formuna getirilerek çözülebilir. Ancak bazı mühendislik problemlerinin doğrusal (lineer) olmamasına sebep olan durumlar söz konusudur. Bu durumlar lineer olmayan malzeme özelliklerinden, kontak bölgesi davranışlarından, malzeme üzerindeki deformasyonun fazla olmasından kaynaklanabilmektedir. Bu çalışmada da körük gibi fazla deforme olan bir yapının incelenmesi sebebiyle lineer olmayan yaklaşımın

kullanılması söz konusudur. Malzemelerin doğrusal yöndeki rijitliği çekme testi ile ölçülmektedir. Bu değer Elastiklik modülü olarak isimlendirilmektedir. Elastiklik modülü birim uzama başına meydana gelen gerilme miktarı olarak tanımlanır ve Eşitlik (5.2)'deki şekilde ifade edilir.

$$\sigma = E \varepsilon \quad (5.2)$$

Burada  $\varepsilon$  birim uzamayı,  $\sigma$  ise gerilme miktarını gösterir. Bu ifade “Hooke yasası” olarak da bilinmektedir. Elastik şekil değişim bölgesindeki birim uzama miktarı metal parçalarda çok azdır. Bu nedenle birim uzama miktarları Eşitlik (5.3)'de ile hesaplanabilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L_0} \quad (5.3)$$

Büyük miktarda elastik uzamaya izin veren yapıların tek eksenindeki uzama durumu incelenirken, lineer olmayan davranışlar sergilediği görülebilmektedir. Bu durumun nedeni uzamayla birlikte kesit alanının azalması ve gerçek boyunun ilk duruma göre gözle görülür bir şekilde değişmesinden kaynaklanmaktadır. Bu tarz yapılarda birim uzama miktarı “gerçek birim uzama (log-strain)” şeklinde tanımlanır ve Eşitlik (5.4)'ten hesaplanır.

$$\varepsilon = \ln \frac{\Delta l}{L_0} \quad (5.4)$$

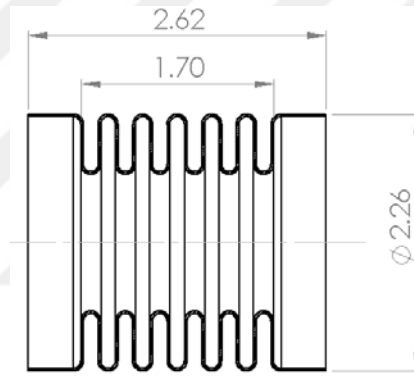
Eşitlik (5.4) sonlu elemanlar modelinin lineer olmamasını, diğer bir ifade ile rijitlik matrisinin değişimini de hesaba katılmasını sağlayan bir eşitliktir. Bu gibi durumlarda iteratif çözümlemenin yapılması gerekmektedir. Her bir adımda rijitlik matrisi yeniden hesaplanarak uzama miktarları tekrar hesaplanır. Sonuç yakınsayana kadar bu işleme devam edilir.

Bu çalışmada “ANSYS” sonlu elemanlar yazılımının R18 sürümü kullanılmıştır. ANSYS büyük miktarda elastik uzamaya sahip modelleri çözmek için yazılımda “Large deflection” opsiyonu bulunmaktadır. Bu özellik aktif olduğu zaman her adımda rijitlik matrisi yapının aldığı yeni forma göre güncellenmektedir. Bu şekilde ANSYS yazılımı iteratif çözüm yapmaktadır. İteratif çözümler için Newton-Raphson metodu kullanılmaktadır [62].

Bir önceki bölümde yer alan ısı iletim probleminin çözümü için oluşturulan modeli doğrulayabilecek literatürde herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Ancak minyatür körüklerin yapısal olarak incelendiği teorik ve deneysel bazı çalışmalar mevcuttur. Lee vd. minyatür körüklerin yapısal olarak incelemiş araştırmacılardan biridir. Bundan dolayı Lee vd.’nin kullandığı geometri, malzeme özellikleri ve sınır şartları kullanılarak sonlu eleman modeli oluşturulacak ve bu model Lee vd.’nin sonuçları ile doğrulanacaktır [51]. Akabinde bu tez çalışması kapsamında incelenmek istenilen farklı boyuttaki doğrulanmış modele ait parametreler kullanılarak analiz edilecektir.

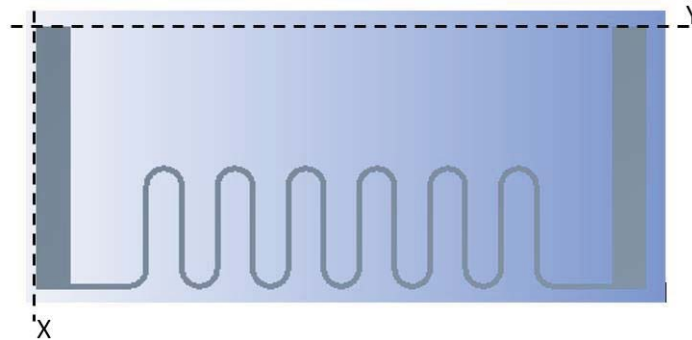
## 5.2 Geometri

Geometri olarak Lee vd.’nin çalışmasında sunduğu Şekil 5.1’de ölçüleri verilen et kalınlığı 0.025 mm olan körük incelenecektir.



Şekil 5.1: Lee vd.’nin çalışmalarında kullandığı körük geometrisi [51].

Körük silindirik bir yapıya sahip olduğundan dolayı aksel simetrik sonlu eleman modelinin oluşturulması mümkündür. Bundan dolayı ansys üzerinde Şekil 5.2’de gösterilen model oluşturulmuştur. “Y” eksenini simetri eksenini, “X” ekseninin +X yönü ise geometrinin yarısının konumlandırıldığı kısımdır.

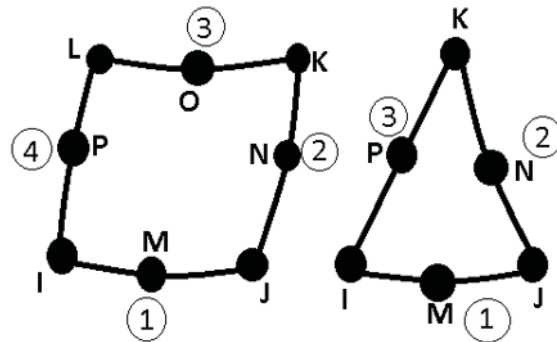


Şekil 5.2: Ansys üzerinde oluşturulan aksel simetrik körük modeli (simetri eksenini y).

### 5.3 Çözüm Ağı Yapısı

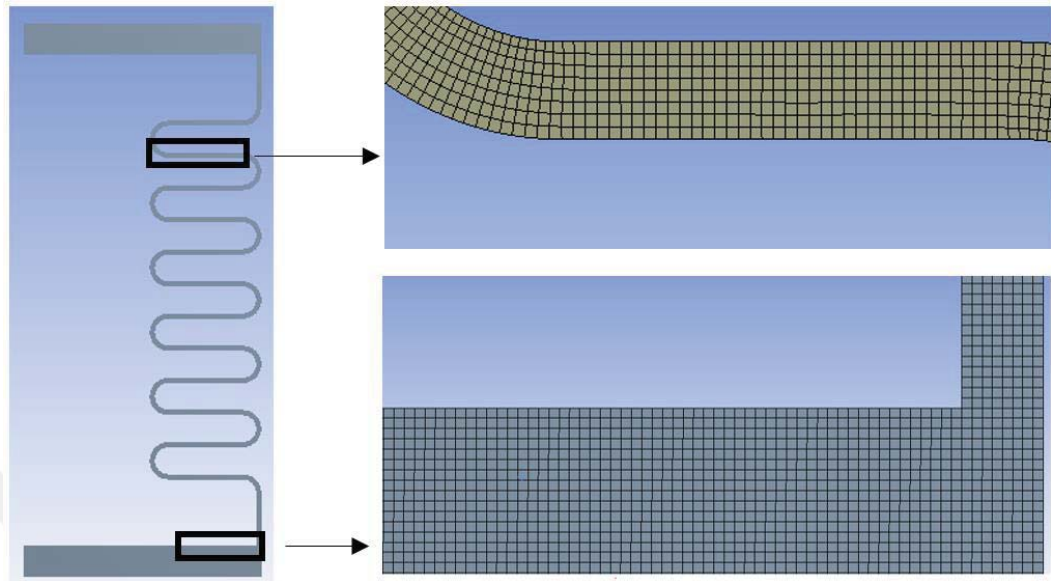
SEM’de problemi gerçeğe yakın şekilde tanımlamanın dışında, ağ yapısının yeterli sayıda elemandan oluşması ve uygun eleman tipinin seçilmesi de önemlidir. Bu çalışmada kullanılan körüğün aksel olarak simetrik bir yapıya sahip olması ve sınır şartlarının da aksel simetrik olması sebepleriyle iki boyutlu sonlu elemanlar modelinin oluşturulması mümkün olmuştur. Benzer yaklaşımlara literatürde de rastlanmıştır. Örneğin bir çalışmada aksel simetrik bir yapıya sahip körük için üç farklı model üzerinde çalışılmış, bu modelleme sonuçları karşılaştırılarak en doğru modelleme yaklaşımı belirlenmiştir. Söz konusu literatürde üç boyutlu, kabuk ve iki boyutlu aksel simetrik ağ yapıları kullanılmıştır. Üç boyutlu modelde “SOLID 45”, kabuk modelde “SHELL 43”, iki boyutlu aksel simetrik modelde ise “PLANE 83” elemanları kullanılmıştır. Her üç modelde de sonuçlar arasındaki maksimum fark %1.4 olarak bulunmuştur. Ancak iki boyutlu modelde 7600 denklem çözülürken, kabuk modelde 72750, üç boyutlu modelde 79200 denklem çözülmüştür. İki boyutlu aksel simetrik model diğer modellere göre 10 kat daha hızlı sonuç verdiği belirtilmiştir [63]. Sonuç olarak iki boyutlu modelin daha hızlı sonuç verdiği açıklandığından bu tez çalışmasında iki boyutlu aksel simetrik model kullanılmıştır.

Ansys Workbench’in yapısal analiz modülünde aksel simetrik modeller için iki tip elemanın seçilmesi mümkündür. Bunlardan bir tanesi PLANE82’dir. Bu eleman üzerinde dört nod mevcuttur. Bir diğer eleman ise PLANE83’dür. Bu elemanda dördü kenar ortalarında olmak üzere 8 adet noda bulunmaktadır. Dolayısıyla PLANE82 üzerinde lineer sonuç elde ederken, PLANE83 üzerinde 2. Dereceden sonuçlar elde edilebilmektedir. Literatür incelendiğinde özellikle yapısal problemlerin çözümünde PLANE83 elemanın kullanıldığı görülmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada da PLANE 83 eleman kullanılacaktır. PLANE83 elemana ait ağ yapısı Şekil 5.3’de gösterilmiştir.



Şekil 5.3: PLANE83 elemana ait ağ yapısı [62].

PLANE83 elemanlar ile oluşturulmuş çözüm ağı Şekil 5.4’de gösterilmiştir.



Şekil 5.4: Körük için PLANE83 eleman kullanılarak oluşturulan çözüm ağı.

#### 5.4 Malzeme Özellikleri

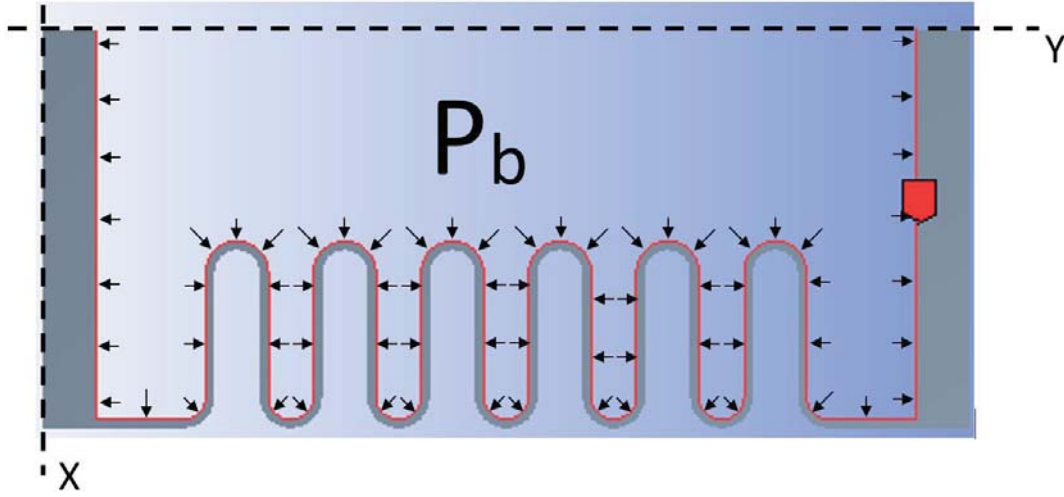
Lee vd.’nin çalışmasında kullandığı körüğün elektro-form yöntemiyle nikel malzemeden üretildiği belirtilmektedir [51]. Körüğe ait malzeme özellikleri Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1: Lee vd.’nin çalışmasında kullandığı körüğe ait malzeme özellikleri [51].

Özellik	Değer
Elastisite modülü (MPa)	160992
Poisson oranı	0.28

#### 5.5 Sınır Şartları

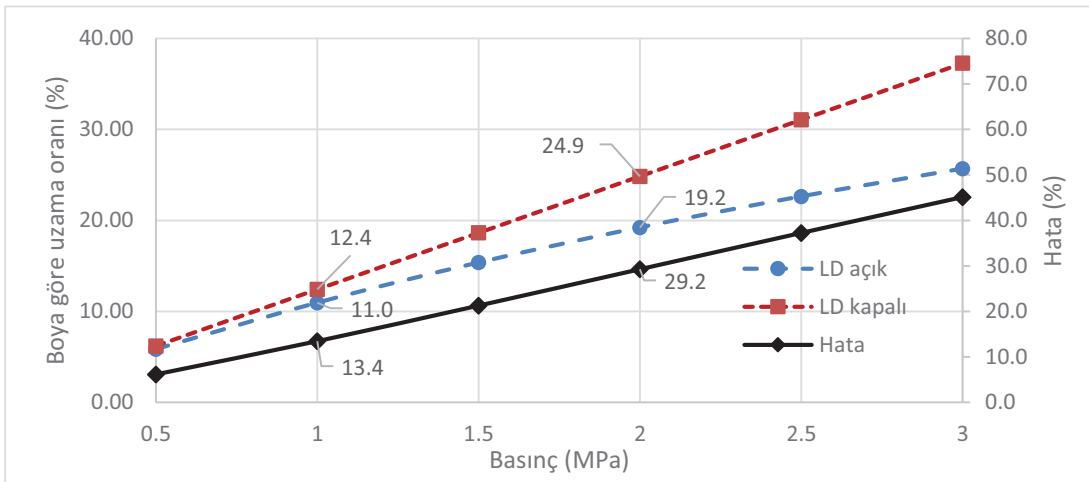
Bu çalışmada prensip olarak ince cidarlı basınçlı bir kap incelenmektedir. Dolayısıyla sınır şartı olarak sadece körüğün iç kısmındaki yüzeylere basınç etki etmektedir. Sonuçta bu basıncın körüğün boyunu ne kadar değiştireceği ve körük üzerinde ne kadar gerilme yaratacağı hesaplanmak istenmektedir. Bunun dışında başka bir sınır şartı bulunmamaktadır. Basıncın uygulanacağı bölge geometri üzerinde Şekil 5.5’de kırmızı çizgi ile gösterilmiştir. Uygulanan basınç değerleri sonuçların literatürle karşılaştırıldığı başlık altında anlatılacaktır.



Şekil 5.5: Yapısal analizde körük üzerindeki sınır koşulları.

### 5.6 Analiz Tipi

Öncelikli olarak körüğün uzama hesabında lineer ve lineer olmayan çözümlerin etkisi incelenmiştir. ANSYS yazılımı içerisinde bulunan “Large deflection” opsiyonunun kullanılması durumunda yazılımda lineer olmayan yaklaşımla sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 5.1’de boyutları verilen körük için farklı basınçlardaki uzama miktarları her iki yaklaşım için incelenmiştir. 0.5-3 MPa arasında 6 farklı basınç değeri için analizler gerçekleştirilmiştir. Lineer olmayan çözümlerde 5-6 iterasyonda sonuçların yakınsadığı tespit edilmiştir. Her iterasyonda körüğün rijitlik matrisi yeniden hesaplanmakta ve körüğün uzadıkça rijitlik değerinin arttığı görülmektedir. Dolayısıyla lineer olmayan çözümlerde körüğün daha az uzaması durumu ortaya çıkmaktadır. Sonuçlar Şekil 5.6’de paylaşılmıştır.



Şekil 5.6: Farklı basınçlar için argona ait sıcaklık-yoğunluk grafiği ve NIST verileri ile karşılaştırılması.



Sonuçlar incelendiğinde körük içi basıncı arttıkça her iki duruma ait sonuçlar arasındaki fark artmaktadır. Özellikle 3 MPa iç basınçta iki durum arasındaki fark %45'e kadar çıkmaktadır. 1 MPa iç basınçta lineer çözümde körük, boyuna göre %12.4 uzadığı, lineer olmayan çözümde %11 uzadığı, böylece hesaplanan sonucun %13.4 hatalı olduğu görülmektedir. Hata değeri boya göre uzama oranı arttıkça artmaktadır. Bu açıdan körük analizlerinde lineer olmayan çözümün diğer bir ifade ile ANSYS yazılımının sunmuş olduğu "Large deflection" opsiyonun kullanılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada da körük için yapısal analizlerde lineer olmayan yöntemler kullanılacaktır.

### 5.7 Optimum Sonlu Eleman Boyutunun Belirlenmesi

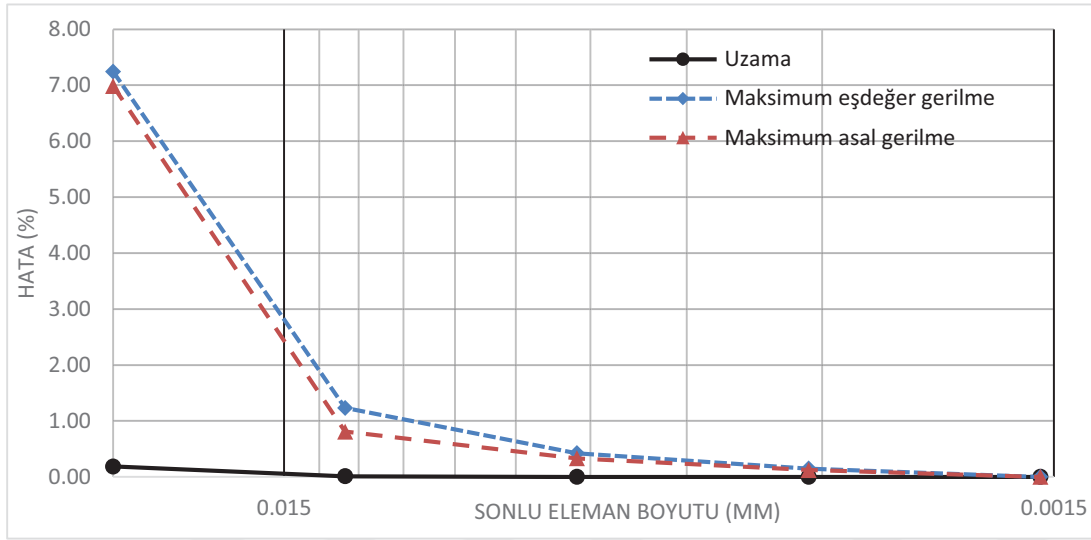
Sonlu eleman boyutunun etkisi aynı şekilde Şekil 5.1'de boyutları verilen körük üzerinde incelenmiştir. Belirtilen körük için uzama miktarı, eş değer gerilme ve maksimum asal gerilme durumları körüğün iç basıncının 1 MPa olduğu duruma göre hesaplanmıştır. Sonlu eleman boyutu ilk olarak körüğün cidar kalınlığında alınmış ve daha sonra sıralı olarak azaltılmıştır. En küçük eleman boyutu olarak  $t_b/16$  değeri kullanılmış ve  $t_b/16$  değeri için bulunan sonuçlar referans olarak kabul edilmiştir. Eleman boyutları sırası ile  $t_b$ ,  $t_b/2$ ,  $t_b/4$ ,  $t_b/8$  ve  $t_b/16$  olarak belirlenmiştir. Uzama miktarı, eş değer gerilme ve maksimum asal gerilme için sonlu eleman boyutuna göre sonuçlar Çizelge 5.2'de, bağıl hatalar Çizelge 5.3'de verilmiştir. Aynı sonuçlar Şekil 5.7'deki grafik üzerinde logaritmik ölçekte gösterilmiştir.

Çizelge 5.2: Sonlu eleman boyutuna göre 1 MPa iç basınçta uzama miktarı, eş değer ve maksimum asal gerilme değerleri.

Sonlu eleman boyutu (mm)	Uzama miktarı (mm)	Eşdeğer gerilme (MPa)	Maksimum asal gerilme (MPa)
t	0.0250000	836.29	850.77
t/2	0.0125000	890.46	907.25
t/4	0.0062500	897.75	911.63
t/8	0.0031250	900.23	913.54
t/16	0.0015625	901.56	914.66

Çizelge 5.3: Sonlu eleman boyutuna göre 1 MPa iç basınçta uzama miktarı, eş değer ve maksimum asal gerilme için bağıl hatalar.

Sonlu eleman boyutu (mm)	Hata uzama miktarı (%)	Eşdeğer gerilme hata (%)	Maksimum asal gerilme (%)
$t_b$	0.0250000	0.18	7.24
$t_b / 2$	0.0125000	0.01	1.23
$t_b / 4$	0.0062500	0.00	0.42
$t_b / 8$	0.0031250	0.00	0.15
$t_b / 16$	0.0015625	0.00	0.00



Şekil 5.7: Sonlu eleman boyutunun çözüm üzerine etkisinin logaritmik ölçekte gösterimi.

Bulunan sonuçlar değerlendirildiğinde uzamada miktarındaki hata sonlu eleman boyutundan çok fazla etkilenmezken, körük üzerindeki gerilme değerlerinin sonlu eleman boyutundan etkilendiği tespit edilmiştir. Belirtilen mutlak hataların %0.2'nin altında kaldığı en büyük sonlu eleman boyutu  $t_b/8$  olarak bulunmuştur. Bu değer körüklerin SEM modelleri oluştururken eleman boyutunun belirlenmesinde referans olarak kullanılacaktır. Yeni hazırlanacak modellerde sonlu eleman boyutu cidar kalınlığının 1/8'i kadar olacaktır

## 5.8 SEM ile Elde Edilen Sonuçların Literatürdeki Çalışmalarla

### Karşılaştırılması

Tez çalışması kapsamında incelenen kapalı ve içi basınçlandırılmış minyatür körükler üzerine benzer bir çalışma da Lee vd. tarafından gerçekleştirilmiştir. Lee vd. içerisi azot gazı ile basınçlandırılmış, boyutları Şekil 5.1'de verilen minyatür körük için analitik

ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Verilen geometri kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçlar Lee vd.'nin çalışmalarında paylaştığı deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Lee vd., 2009 yılında yayınlamış olduğu çalışmasında sabit sıcaklıkta farklı basınç yükleri altında körükte meydana gelen uzama miktarlarını incelemiştir. Bu çalışmada aynı veriler kullanılarak ANSYS yazılımı ile analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.4'de bulunmaktadır.

Çizelge 5.4: Lee vd.'nin 2009 yılında yaptığı deneysel çalışma ile SEM analizlerinin karşılaştırılması [51].

Basınç (MPa)	Deneysel [51] (mm)	SEM (Lee) [51] (mm)	SEM (Tez çalışması) (mm)	Bağlı Hata (Tez çalışması) %
0.2	0.061	0.064	0.064	4.92
0.4	0.126	0.124	0.124	1.59
0.6	0.192	0.182	0.182	5.21
0.8	0.243	0.236	0.236	2.88
1	0.287	0.287	0.287	0.00
1.2	0.339	0.335	0.335	1.12
1.4	0.382	0.381	0.381	0.26
1.6	0.421	0.424	0.424	0.71
1.8	0.465	0.465	0.465	0.00
2	0.502	0.505	0.504	0.40

SEM analiziyle edilen sonuçlar Lee vd.'nin deneysel sonuçları ile karşılaştırıldığında maksimum bağılı hatanın %5.21 olduğu görülmektedir [51]. Deneysel sonuçların yanında Lee vd. SEM ile numerik çalışmalar da yapmıştır. Lee vd.'nin numerik yollarla elde ettiği sonuçlar ile bu çalışma kapsamında elde edilen SEM sonuçlarının aynı olduğu görülmektedir.

## 5.9 Sonuçlar

Lineer olmayan yaklaşım kabulünün gerekliliği ve optimum sonlu eleman boyutunun belirlenmesi literatürdeki çalışmalarla sağlanmıştır. Böylece doğru bir SEM modelin oluşturulduğu ortaya konmuştur. Bölüm 4'te örnek analiz olarak seçilen ve ölçüleri Çizelge 4.3'de sunulan körük için Bölüm 5'te geliştirilen yapısal analiz metodu uygulanmıştır. Bu analizde sonlu eleman boyutu yukarıda anlatıldığı gibi  $t_b/8$  olarak

seçilmiştir. Bu durumda model 318998 noddan ve 103293 elemandan oluşmuştur. Körüğün içerisindeki başlangıç basıncı 3 MPa'dır. Bu durumda körük 0.091 mm uzamaktadır. Kararlı hal durumunda 0.9722 MPa basınçta ise 0.03 mm uzamıştır. Sonuç olarak net büzülme miktarı 0.061 mm olarak hesaplanmıştır. Her bir körük için başlangıç durumunda ve kararlı halde olmak üzere toplam iki adet analiz yapılmaktadır. Her bir analiz 57 saniye sürmekte ve 4 iterasyonda tamamlanmaktadır. Sonuç olarak bir körükteki büzülme miktarını hesaplamak için "ANSYS" yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen ısı ve yapısal analizlerin çözüm süresi toplamda yaklaşık olarak 150-160 saniye kadar sürmektedir.

Bölüm 4'te detaylı olarak anlatılan ve 108 farklı körük için gerçekleştirilen ısı analizlerinden elde edilen körük içi basınç değerleri kullanılarak yapısal analizlerin de gerçekleşmesi gerekmektedir. Yapılacak olan parametrik analizlerde Bölüm 4'teki ısı iletim çözümü ve Bölüm 5'teki yapısal çözümü birleştirerek sonuçlar Bölüm 6'da sunulacaktır.

## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada J-T soğutucu içerisinde kullanılan akış kontrol sistemleri araştırılmıştır. Bununla birlikte soğutucu içerisinde yer alan körük tipi akış kontrol yapısının ne kadar büzüleceği hesaplanmıştır. Bu amaçla farklı boyutlardaki körükler incelenmiştir. Literatürde yer alan bazı çalışmalar da kullanılarak özgün bir çözüm geliştirilmiştir. Tez çalışması boyunca geliştirilen çözüm metodu 3 aşamada aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- 1- Soğutucuya ait geometrik özellikler, soğutucu akışkana ait termofiziksel özellikler ve sınır koşulları kullanılarak Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımının tek boyutlu yaklaşım ile hesaplanması
- 2- Mandrel üzerindeki sıcaklık dağılımı ve evaporatör bölgesi sıcaklığı kullanılarak körük içerisindeki gazın kararlı hal durumundaki basıncının hesaplanması
- 3- Kararlı hal durumunda son basıncın körükte ne kadar yer değiştirmeye sebep olacağı hesaplanarak, ilk durumdaki basınca göre körüğün kararlı hal durumunda ne kadar büzüleceği bulunmuştur. Büzülme miktarı Eşitlik (6.1)'deki ifade ile bulunur.

$$\Delta l = |\delta_i - \delta_f| \quad (6.1)$$

1. aşamaya ait hesaplama adımları ve detaylar Bölüm 3'de, 2. aşamaya ait detaylar Bölüm 4'te, 3. aşamaya ait hesaplama detayları ise Bölüm 5'te sunulmuştur. 1. aşama ve 3. aşamada ortaya konulan hesaplamalar ile ilgili literatürde benzer çalışmalar yer aldığı için bu aşamalarda elde edilen sonuçlar literatür ile doğrulanmıştır. Akış kontrol birimi literatürde boyutları ve detayları verilen bir J-T soğutucu içerisine yerleştirilmiştir ve soğutucu için sınır koşulu olarak Chua'nın kullandığı değerler kullanılmıştır. Toplamda boyutları farklı 108 körük incelenmiş ve yukarıda anlatılan çözüm yöntemi kullanılarak büzülme miktarları bulunmuştur. 108 adet analiz için elde edilen sonuçlar P=14.06 MPa giriş basıncı için Ek 6'da Çizelge Ek7.1'de P=17.91 MPa'da giriş basıncı için Çizelge Ek7.2'de tablolar halinde paylaşılmıştır. Tablolar bir

sayfadan daha uzun olduğu için bu bölümde sadece birkaç sonuç incelenecektir. Sonuçlara göre aşağıdaki durumlar tespit edilmiştir;

- $P=17.91$  MPa ve  $P=14.06$  MPa soğutucu akışkan giriş basıncı için bulunan değerler birbirine çok yakındır. Dolayısıyla bu bölümde sadece  $P=14.06$  MPa giriş basıncına ait analizler incelenecektir.
- Maksimum büzülme miktarı 73. analizde elde edilmiştir. Bu analizde büzülme miktarı 0.524 mm olarak hesaplanmıştır. En yüksek büzülmenin elde edildiği 5 durum Çizelge 6.1’de paylaşılmıştır. Ancak körük üreticileri tarafından körüklerde meydana gelecek maksimum gerilmenin 800 MPa’nın altında olması gerektiği söylenmektedir. Bu yüzden  $P_{bi}=3$  MPa ile basınçlandırılan körüğün üzerindeki maksimum gerilme 800 MPa’nın altında olmalıdır. 5 sonuçta incelendiğinde bu koşulu sağlamayacağı için kullanılması mümkün görülmemektedir. 108 adet analiz sonucunda bu koşulu sağlamayan 29 adet körük bulunmaktadır. Bu nedenle bundan sonraki incelemeler kalan 79 adet körük için yapılacaktır.

Çizelge 6.1: Maksimum büzülmenin elde edildiği durumlar.

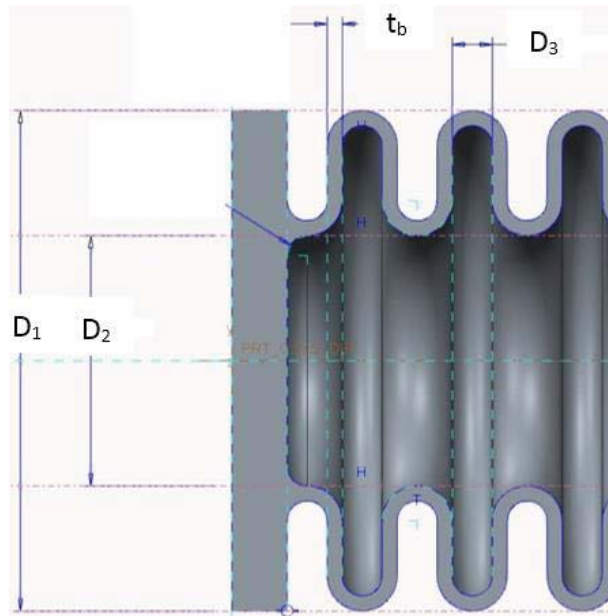
Körük Boyutları						Kararlı hal				Başlangıç durumu	
Sıra	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$t_b$	$L_b$	Ort. Sıcaklık	Basınç ( $P_{bf}$ )	Yer değişt. ( $\delta_f$ )	Büzülme miktarı ( $\Delta l$ )	Yer değişt. ( $\delta_i$ )	Maksimum gerilme
	mm	mm	mm	mm	mm	K	MPa	mm	mm	mm	MPa
73	2	0.4	0.2	0.03	4.6	116.03	0.970	0.431	0.524	0.955	1244.83
85	2	0.5	0.2	0.03	4.6	115.06	0.916	0.370	0.521	0.891	1275.63
97	2	0.6	0.2	0.03	4.6	114.16	0.868	0.312	0.506	0.818	1297.69
37	1.8	0.4	0.2	0.03	4.6	115.16	0.921	0.263	0.408	0.670	1123.52
77	2	0.4	0.25	0.03	5.6	120.02	1.217	0.452	0.400	0.853	1173.81

Başlangıçta üzerindeki maksimum gerilmenin 800 MPa’nın altında olduğu 79 adet körük incelendiğinde maksimum büzülme miktarı 38. analizde elde edilmiştir. 38. analize göre büzülme 0.245 mm, maksimum gerilme 780.8 MPa olarak hesaplanmıştır. Güvenli olarak en büyük gerilmenin elde edildiği 5 körük ve ona ait sonuçlar Çizelge 6.2’de paylaşılmıştır.

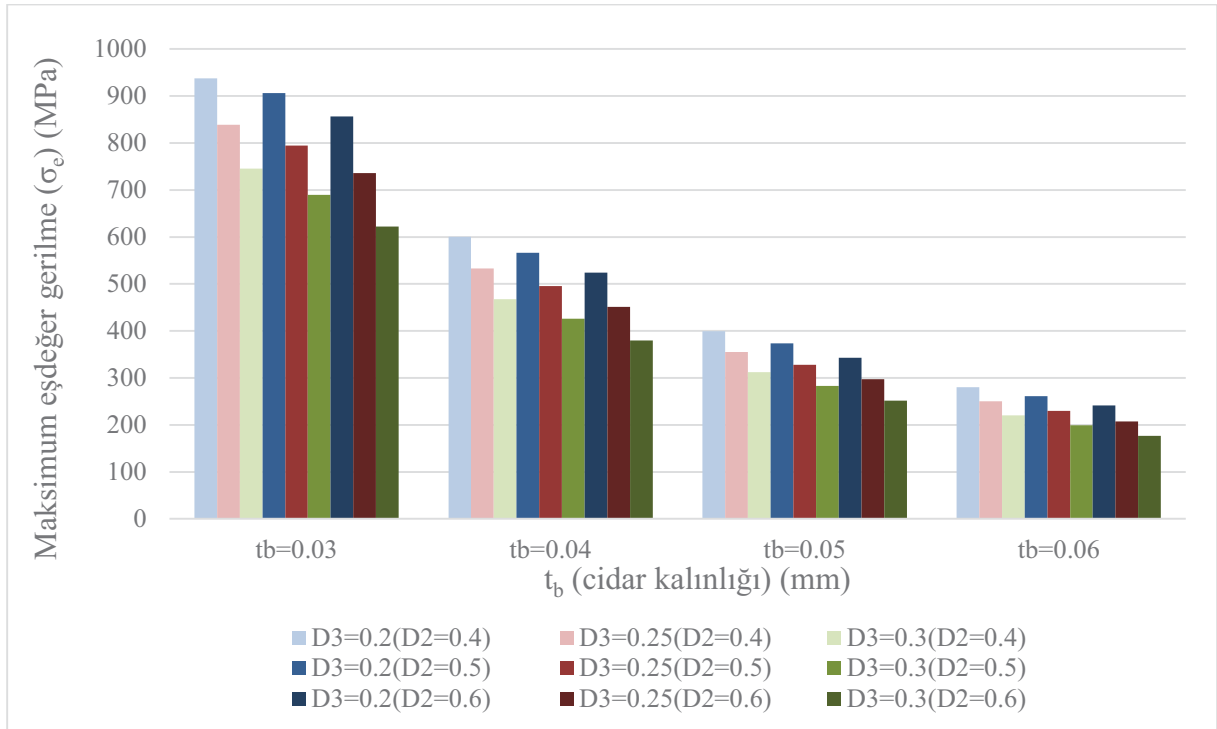
Çizelge 6.2: Güvenli olarak maksimum büzülmenin elde edildiği durumlar.

Sıra	Körük Boyutları					P=14.05 MPa giriş basıncı için kararlı hal durumu				Başlangıç durumu	
	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	t <sub>b</sub>	L <sub>b</sub>	Ort. Sıcaklık	Basınç (P <sub>bf</sub> )	Yer değişt. (δ <sub>f</sub> )	Büzülme miktarı (Δl)	Yer değişt. (δ <sub>i</sub> )	Maksimum gerilme
	mm	mm	mm	mm	mm	K	MPa	mm	mm	mm	MPa
38	1.8	0.4	0.2	0.04	4.8	114.72	0.897	0.120	0.245	0.365	780.80
50	1.8	0.5	0.2	0.04	4.8	113.52	0.834	0.096	0.223	0.319	755.28
75	2	0.4	0.2	0.05	5	115.32	0.930	0.109	0.222	0.331	674.95
87	2	0.5	0.2	0.05	5	114.20	0.870	0.090	0.205	0.295	657.21
62	1.8	0.6	0.2	0.04	4.8	112.30	0.773	0.076	0.198	0.274	720.68

Çizelge 6.2'deki sonuçlara göre güvenli maksimum büzülme 0.245 mm olarak bulunmuştur. Bu koşulda körük üzerindeki maksimum gerilme 780.8 MPa olarak bulunmuştur. Bunun dışında Çizelge 4.7'de verilen parametreler kullanılarak oluşturulan 108 farklı körüğe ait sonuçlar her grafikte 36 körük incelenecek şekilde sunulmuştur. Grafiklerde Maksimum eşdeğer gerilme ve büzülme miktarı ayrı ayrı incelenmiştir. Çizelge 4.7'deki körük dış çap ölçüsü (D<sub>1</sub>) sabit tutulmuş, diğer parametrelerin sonuçlara etkisi araştırılmıştır. Şekil 6.2'de D<sub>1</sub>=1.6 mm için diğer parametrelerin eş değer gerilme üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Analizlerde kullanılan parametreler Şekil 6.1'de gösterilmiştir.

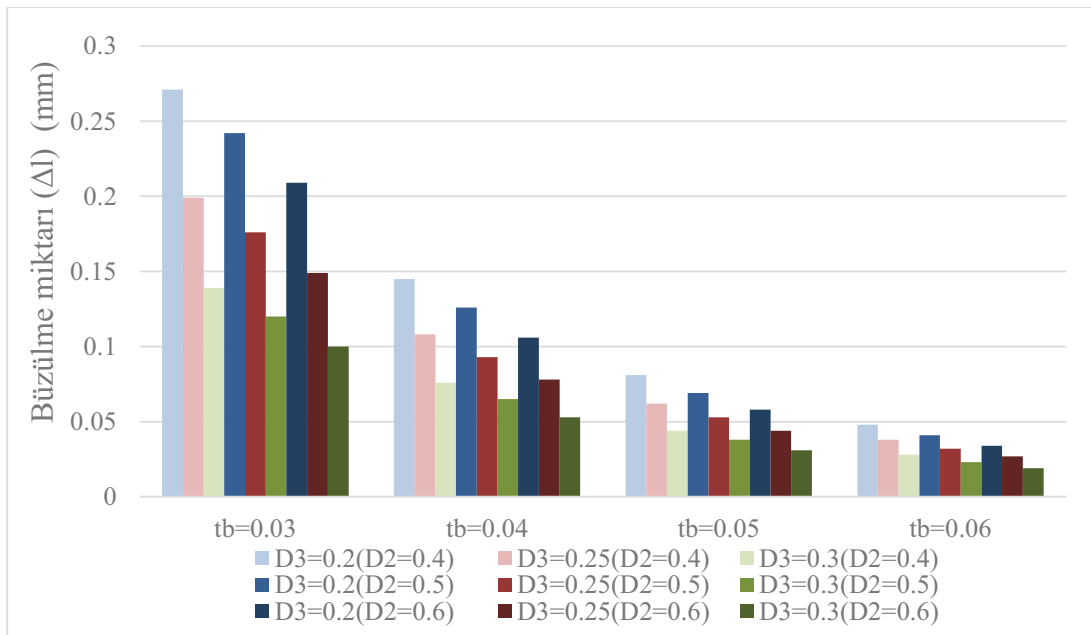


Şekil 6.1: Bir körük kesiti üzerinde kullanılan parametrelerin gösterilmesi.



Şekil 6.2:  $D_1=1.6$  mm için körüğe ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.

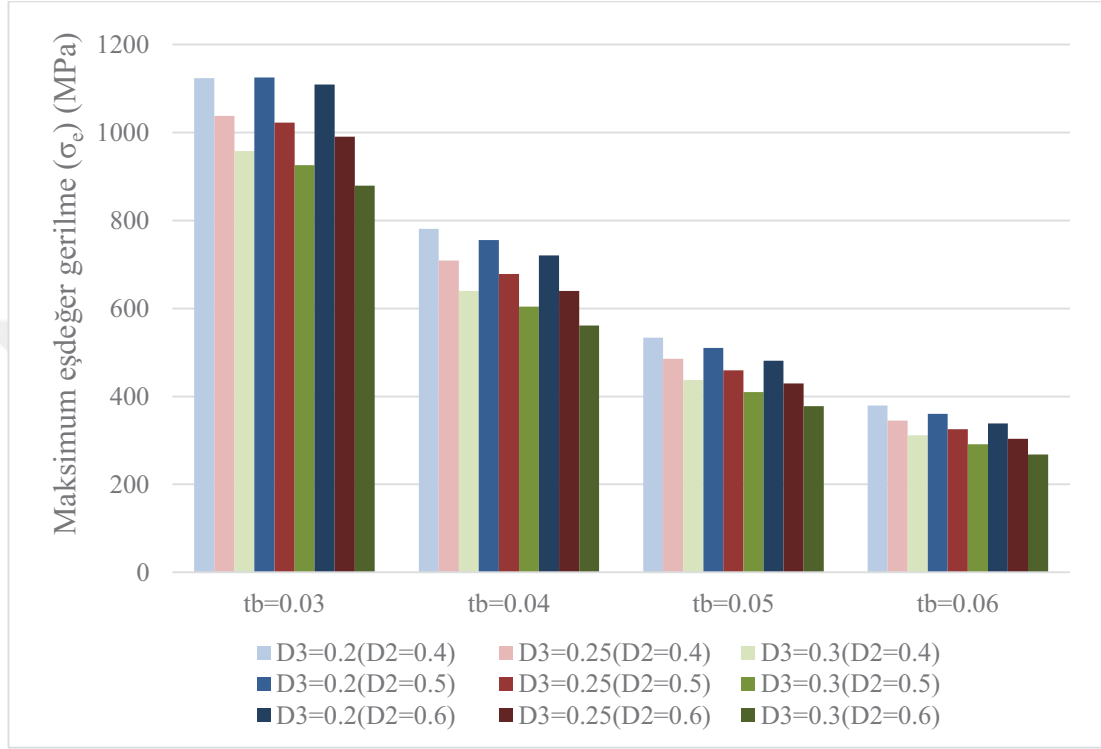
Şekil 6.2'deki grafik değerlendirilecek olursa; maksimum eş değer gerilme miktarının  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. En etkili parametrenin  $t_b$  olduğu, ardından  $D_3$  ve en az etkili parametrenin  $D_2$  olduğu anlaşılmaktadır. Maksimum eş değer gerilmenin yanında bir diğer grafik büzülme miktarı için verilmiştir. Şekil 6.3'de  $D_1=1.6$  mm için diğer parametrelerin büzülme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 6.3:  $D_1=1.6$  mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.



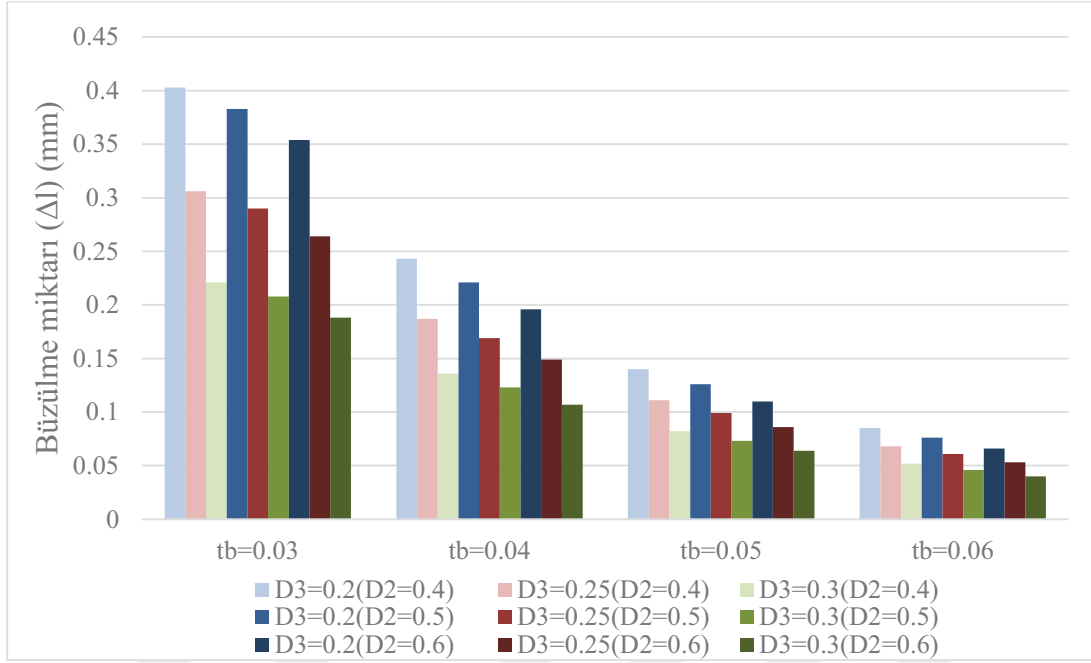
Şekil 6.3'deki grafik değerlendirilecek olursa; büzülme miktarının  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. Parametrelerin etkisi bir önceki grafikte belirtildiği biçimdedir. Bir sonraki adımda  $D_1=1.8$  için yine aynı parametrelerin etkisi incelenecektir. Şekil 6.4'de  $D_1=1.8$  mm için  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$ 'ün maksimum eşdeğer gerilme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



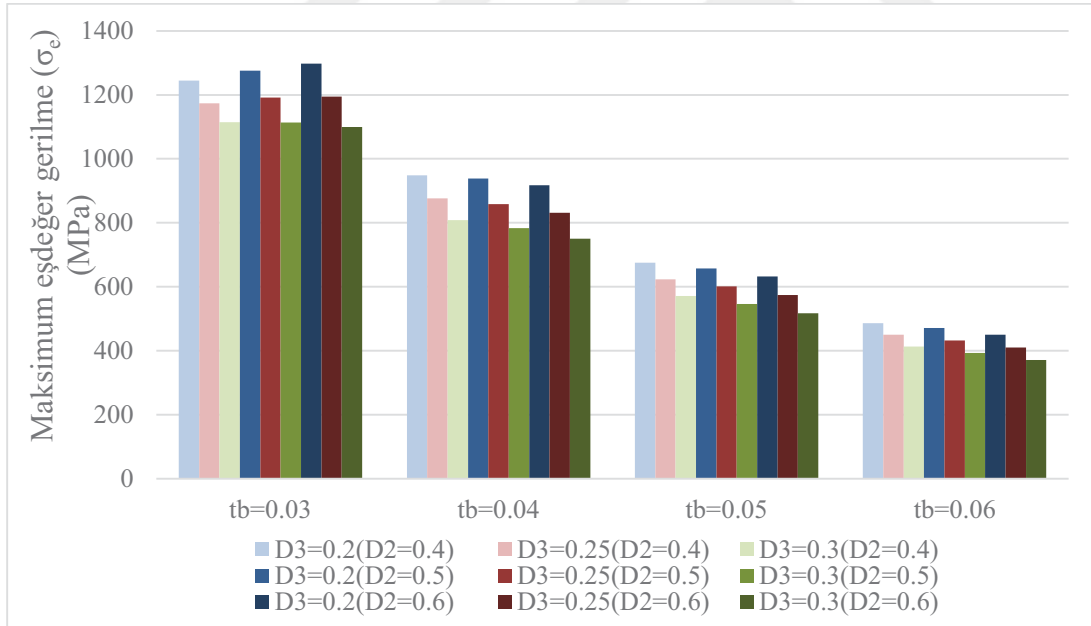
Şekil 6.4:  $D_1=1.8$  mm için köprüge ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.

Şekil 6.4'deki grafik değerlendirilecek olursa; maksimum eş değer gerilme miktarının benzer şekilde  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. Maksimum eş değer gerilme değeri,  $D_1$  değeri arttıkça artmaktadır. Şekil 6.2 ve Şekil 6.4'deki grafikler karşılaştırıldığında bu durum tespit edilebilir. Bir sonraki grafik Şekil 6.5'de  $D_1=1.8$  mm için  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$ 'ün büzülme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

Şekil 6.5'deki grafik değerlendirilecek olursa; Büzülme miktarının benzer şekilde  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda  $D_1$  değeri arttıkça büzülme miktarı artmaktadır. Şekil 6.3 ve Şekil 6.5'deki grafikler karşılaştırıldığında bu durum tespit edilebilir. Şekil 6.6'de yer alan grafikte  $D_1=2$  mm için  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$ 'ün maksimum eşdeğer gerilme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



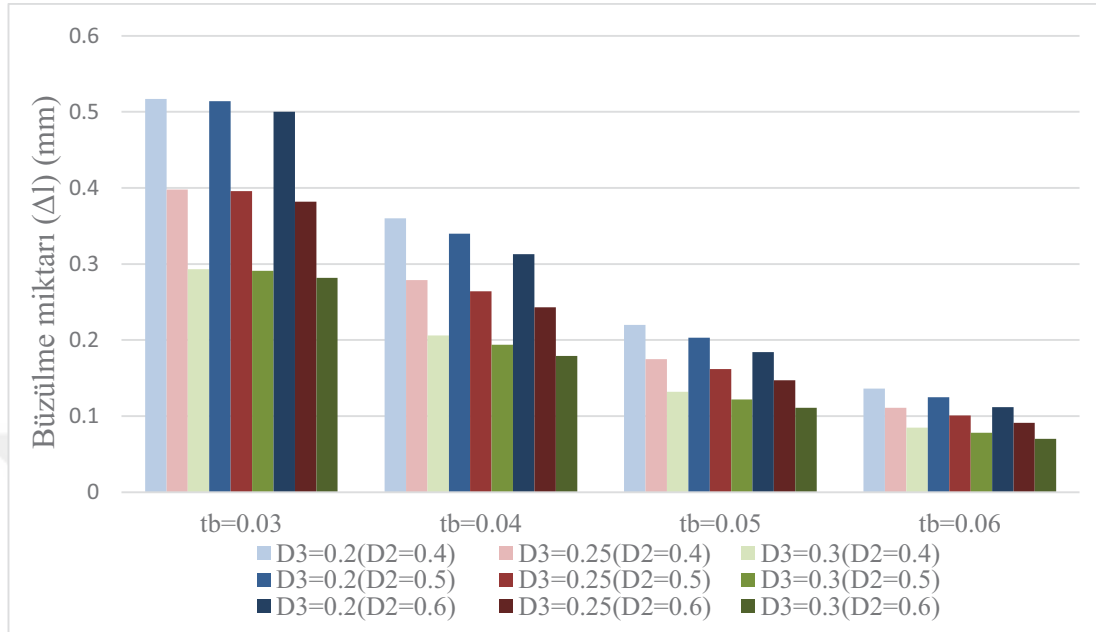
Şekil 6.5:  $D_1=1.8$  mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.



Şekil 6.6:  $D_1=2$  mm için körüğe ait parametrelerin eşdeğer gerilme üzerindeki etkisi.

Şekil 6.6'deki grafik değerlendirilecek olursa; maksimum eş değer gerilme miktarının benzer şekilde  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. Ancak istisna olarak  $t_b=0.03$  ve  $D_3=0.2$  veya  $D_3=0.25$  olduğunda maksimum eş değer gerilme değeri  $D_2$  arttıkça artmaktadır. Bununla beraber  $D_1=2$  mm değerinde  $D_1=1.8$ mm değerine göre maksimum eş değer gerilme değeri daha fazla hesaplanmıştır. Şekil 6.4'deki ve

Şekil 6.6'deki grafikler karşılaştırıldığında bu durum tespit edilebilir. Bir sonraki grafik Şekil 6.7'da  $D_1=2$  mm için  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$ 'ün büzülme miktarı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 6.7:  $D_1=2$  mm için körüğe ait parametrelerin körüğün büzülme miktarına etkisi.

Şekil 6.7'deki grafik değerlendirilecek olursa; Büzülme miktarının benzer şekilde  $t_b$ ,  $D_2$  ve  $D_3$  değerleri arttıkça azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda  $D_1$  değeri arttıkça büzülme miktarı artmaktadır. Şekil 6.5 ve Şekil 6.7'deki grafikler karşılaştırıldığında bu durum tespit edilebilir. Şekil 6.6'deki grafiğin aksine  $t_b=0.03$  ve  $D_3=0.2$  veya  $D_3=0.25$  olduğunda meydana gelen istisna bu grafikte görülmemektedir. Ancak yine de büzülme miktarı  $t_b=0.03$  değerinde  $D_2$ 'nin etkisi oldukça azdır.

$D_1=1.6$ mm değeri için verilen Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'de grafiklerde maksimum gerilmenin 800 MPa'nın altında olduğu ve maksimum uzamanın gerçekleştiği parametreler  $D_2=0.5$  mm,  $D_3=0.25$  mm ve  $t_b=0.03$  mm değerleridir. Bu konfigürasyonda büzülme miktarı 0.177 mm ve maksimum gerilme 794.5 MPa olarak tespit edilmiştir.

$D_1=1.8$ mm değeri için verilen Şekil 6.4, Şekil 6.2 ve Şekil 6.5'de grafiklerde maksimum gerilmenin 800 MPa'nın altında olduğu ve maksimum uzamanın gerçekleştiği parametreler  $D_2=0.4$  mm,  $D_3=0.2$  mm ve  $t_b=0.04$  mm değerleridir. Bu konfigürasyonda büzülme miktarı 0.245 mm ve maksimum gerilme 780.8 MPa olarak tespit edilmiştir.

$D_1=2\text{mm}$  değeri için verilen Şekil 6.6 Şekil 6.2 ve Şekil 6.7 Şekil 6.5’de grafiklerde maksimum gerilmenin  $800\text{ MPa}$ ’nın altında olduğu ve maksimum uzamanın gerçekleştiği parametreler  $D_2=0.4\text{ mm}$ ,  $D_3=0.2\text{ mm}$  ve  $t_b=0.05\text{ mm}$  değerleridir. Bu konfigürasyonda büzülme miktarı  $0.222\text{ mm}$  ve maksimum gerilme  $675\text{ MPa}$  olarak tespit edilmiştir. Yukarıda tespit edilen durumlar Çizelge 6.3’de özetlenmiştir.

Çizelge 6.3: Parametrik grafiklere göre en iyi konfigürasyonlar.

Konfigürasyon (mm)	Konfigürasyon 1 ( $D_1=1.6$ , $D_2=0.5$ , $D_3=0.2$ , $t_b=0.03$ )	Konfigürasyon 2 ( $D_1=1.8$ , $D_2=0.4$ , $D_3=0.2$ , $t_b=0.04$ )	Konfigürasyon 3 ( $D_1=2$ , $D_2=0.4$ , $D_3=0.2$ , $t_b=0.05$ )
$\sigma_e$ (MPa)	794.5	780.8	675
$\Delta l$ (mm)	0.177	0.245	0.222
$\Delta l/\sigma_e$	2.23E-04	3.14E-04	3.29E-04

$D_1$  için çizdirilen grafiklere göre en iyi konfigürasyonlar tabloda listelenmiştir. Büzülme miktarı ile maksimum gerilmenin oranı tabloda son satırda paylaşılmıştır. Bu değerlere göre Konfigürasyon 1 en kötü performansa sahip körük olacaktır. Konfigürasyon 2 ve 3 incelendiğinde  $D_2=0.4$  ve  $D_3=0.2$  değerlerinin ortak olduğu görülmektedir. Bu noktada çıkarılan sonuç  $D_2$  ve  $D_3$ ’ün minimum olduğu değerlerde en iyi performansın elde edildiği görülmüştür. Bununla beraber Konfigürasyon 2’de Konfigürasyon 3’e göre daha fazla büzülmesine rağmen,  $D_1$ ’in maksimum olduğu durumda yani konfigürasyon 3’de  $\Delta l/\sigma_e$  oranının daha fazla olduğu görülmektedir. Buradan çıkacak sonuca göre  $D_1$ ’in maksimum  $D_2$  ve  $D_3$ ’ün minimum olduğu durumda  $t_b$ ’nin  $0.04-0.05$  arasında olduğu bir değerde büzülme miktarının maksimize olacağı anlaşılmaktadır.

## 7. BULGULAR VE TARTIŞMA

Literatür araştırması esnasında literatürde yüksek basınçlı akışkan tarafında kullanılan sürtünme faktörü ve basınç kaybı hesaplarında araştırmacıların kullandığı denklemlerin birbiri ile çeliştiği tespit edilmiş ve bununla ilgili detaylar paylaşılmıştır.

Geliştirilen metot kullanılarak hem argon hem de farklı soğutucu gazlar için akış kontrol birimi tasarlanabilir.

Geliştirilen bu özgün çözüm metoduyla belirli bir soğutucu içerisine tasarlanacak akış kontrol biriminin boyutlandırılması sağlanabilmektedir. Burada körük imalatçılarının üretebileceği boyutlardaki körükler parametrik olarak tanımlanabilir ve belirtilen boyut aralıklarında körükler incelenebilir.

Kısılma açıklığı tasarımı yapılırken bu çalışmanın dikkate alınması gerekir. Kısılma açıklığında bulunan iğnenin bu büzülme miktarı içerisinde akışı tamamen kesmesi gerekmektedir. Eklerde verilen 108 adet farklı boyutlardaki körüklere ait büzülme miktarları içerisinde ihtiyaç duyulan büzülme sağlayabilecek körükler seçilebilir.

Körük boyutlarının belirlenmesinde bu çalışmada olduğu gibi farklı kombinasyonlar arasından en uygun körüğün seçilmesi mümkündür. Bunun dışında belirli bir boyut aralığından belirli optimizasyon yöntemleri ile optimum körük boyutu için çalışmalar da yapılabilir.

-



## KAYNAKLAR

- [1] **R. Radebaugh ve J. J. Lagowski**, The MacMillan Encyclopedia Of Chemistry. New York: The MacMillan, 2002.
- [2] **Ben Zion Maytal ve John M. Pfothauer**, Miniature Joule-Thomson Cryocooling. New York: Springer, 2013.
- [3] **S. B. Chien, L. T. Chen, ve F. C. Chou**, "A Study on the Transient Characteristics of a Self-Regulating Joule-Thomson Cryocooler," Cryogenics, vol. 36, no. 12, pp. 979-984, 1996.
- [4] **S. Hensen**, "Flow Rate Control for A Joule-Thomson Refrigerator," US US3413819, Mayıs 9, 1966.
- [5] **Eugene W. Peterson ve Michael J. Nagy**, "Temperature sensitive valve arrangement," US3269140, Temmuz 10, 1964.
- [6] **Joseph S. Buller, J. Michael Nagy, ve Eugene W. Petersen**, "Valve arrangement to provide temperature level control at cryogenic temperature ranges," US3640091, Mayıs 13, 1969.
- [7] **Ralph C. Longworth**, "Cryogenic refrigeration system," US3728868, Aralık 6, 1971.
- [8] **David N. Campbell**, "Cryogenic Cooling Apparatus," US4570457, Ocak 7, 1985.
- [9] **Keith Brown**, "Cryogenic Cooling Apparatus," US5181386, Ağustos 7, 1991.
- [10] **Matthew M. Skertic**, "Joule-Thompson Cryostat for Use With Multiple Coolants," US5548963, Ocak 8, 1985.
- [11] **David N. Campbell**, "Cooling apparatus employing the Joule-Thomson effect," US3517525, Haziran 24, 1968.
- [12] **David N. Campbell**, "Cryogenic cooling apparatus," US3818720, Eylül 5, 1972.
- [13] **Alan George Fox**, "Improvements relating to cooling apparatus of Joule Thomson effect," GB1238470, Eylül 19, 1969.
- [14] **Serge Reale**, "Joule-Thomson Cooler," US5003783, Mart 15, 1990.
- [15] **David N Campbell**, "Cryogenic cooling apparatus," US3740601, Mart 23, 1970.
- [16] **Jerome Guichard, Alain Cottureau, ve Dominique Chazot**, "Cryogenic characterization of low cost Joule-Thomson coolers," the international society of optics engineering, vol. 4130, pp. 496-506, 2000.
- [17] **P. Chovet ve diğerleri**, "Method of Regulation of the Frigorific Power of a Joule-Thomson Refrigerator and Refrigerator Utilizing Said Method," US3827252, Mart 19, 1973.
- [18] **Rodney E. Herrington ve Carol O. Taylor**, "Adjustable Joule-Thomson Cryogenic Cooler with Downstream Thermal Compensation," US4028907, Aralık 15, 1975.

- [19] **Paul L. Buelow, Eric L. Ryba, ve M. Matthew Skertic**, "Fast Response Joule-Thomson Cryostat," 5,913,889, Haziran 22, 1999.
- [20] **Roy A. Mangano ve Paul L. Buelow**, "Joule-Thomson cryostat in-line valve flow controller," US5918471, Kasım 21, 1997.
- [21] **Robert E. Jepsen, Henry F. Villaume, Artur R. Winters, ve Frank J. Zimmerman**, "Cryogenic refrigeration system ," US US3320755, Kasım 8, 1965.
- [22] **Graham Walker ve Ariz Scottsdale**, "Refrigerant expansion device with means for capturing condensed contaminants to prevent blockage," US4738122, Aralık 29, 1986.
- [23] **J. W. Prentice, G. Walker, ve S. G. Zylstra**, "Advancements in clog resistant and demand flow Joule-Thomson cryostats," in *Advances in Cryogenic Engineering*, vol. 37B, New york, 1991, pp. 963-972.
- [24] **Rene D. M. Albagnac**, "Cooling controller utilizing the Joule-Thomson effect," US4569210, Temmuz 23, 1985.
- [25] **R. C. Cramer ve J. A. Mientus**, "Self regulating cryostat," US4002039, Ağustos 28, 1975.
- [26] **Robbert B. Berry ve Palos V. Peninsula**, "Throttling Valve Employing The Joule-Thomson Effect," US3457730, Ekim 2, 1967.
- [27] **Glenn Bonney**, "Cryostat throttle," US5313801, Haziran 7, 1992.
- [28] **Rene D. M. Albagnac ve Jean-Pierre Silly**, "Device for regulating a Joule-Thomson effect refrigerator," US4419867, Haziran 2, 1982.
- [29] **Rene D.M. Albagnac**, "Device for regulating a Joule-Thomson effect refrigerator," US4468935, Ocak 4, 1983.
- [30] **Dominique Chazot**, "System for controlling cryogenic fluid flow rate and Joule-Thomson effect cooler comprising same," US2005/0076653, Nisan 14, 2005.
- [31] **I.A. Arbusova, A.G. Desyatov, L. Kandors, ve U. Shiganskii**, "Regulated throttle based microcooler," SU533802, Ekim 30, 1976.
- [32] **Aleksandar Sicovic, Momčilo Milinovic, ve Olivera Jeremic**, "Experimental Equipment Research for Cryogenic Joule-Thompson Cryocoolers Comparison in IR Technology Sensors," *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, vol. 57, no. 12, pp. 936-949, 2011.
- [33] **Damien Feger**, "Method of thermal regulation a Joule-Thomson mini-refrigerator," EP675329, Mart 22, 1995.
- [34] **Glenn Bonney**, "Bi-Material controlled demand flow Joule-Thomson coolers," in *7th International Cryocoolers Conference*, vol. 4, Santa Fe, New Mexico, 1992, pp. 1003-1011.
- [35] **F. C. Chou, C. F. Pai, S. B. Chien, ve J. S. Chen**, "Preliminary Experimental and Numerical Study of Transient Characteristics for a Joule-Thomson Cryocooler," *Cryogenics*, vol. 35, no. 5, pp. 311-316, 1995.
- [36] **Klaus D. Timmerhaus ve Thomas M. Flynn**, *Cryogenic Process Engineering*. New York: Springer, 1989.
- [37] **G. G. Haselden**, *Cryogenic fundamentals*. New york: Academic Press, 1971.
- [38] **M. Necati Özişik**, *Basic Heat Transfer*. New york: McGraw-Hill, 1977.



- [39] **S. B. Chien ve L. T. Chen**, "Two-phase coexistence analysis of the Bellows Control Mechanism for a J-T Cryocooler," *Cryogenics*, vol. 39, no. 4, pp. 359-365, 1999.
- [40] **Fatih Can, Abdullah Berkan Erdoğmuş, Murat Baki, Murat Kadri Aktaş, ve Mehmet Ali Güler**, "Design of Miniature Bellow in a Conceptual Joule-Thomson Cooler," in ICC 19 International Cryocooler Conference, Bükreş, 2016, pp. 221-229.
- [41] **K. C. Ng, H. Xue, ve J. B. Wang**, "Experimental and numerical study on a miniature Joule Thomson cooler for steady-state characteristics," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 3, pp. 609-618, 2002.
- [42] **Hui Tong Chua, Xian Lin. Wang, ve Hwee Yean Teo**, "A Numerical Study of the Hampson-Type Joule-Thomson Cooler," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, no. 3-4, pp. 582-593, 2006.
- [43] **Yong Ju Hong, Seong Je Park, ve Young Don Choi**, "A Numerical Study of the Performance of a Heat Exchanger for a Miniature Joule-Thomson Refrigerator," in International Cryocooler Conference, Long Beach, 2008, pp. 379-386.
- [44] **Yong Ju Hong, Seong Je Park, ve Young Don Choi**, "A numerical study on operating characteristics of a miniature Joule-Thomson refrigerator," *Progress in Superconductivity and Cryogenics*, vol. 12, no. 4, pp. 41-45, 2010.
- [45] **P. M. Ardhapurkar ve M. D. Atrey**, "Performance optimization of a miniature Joule-Thomson cryocooler using numerical model," *Cryogenics*, vol. 63, pp. 94-101, 2014.
- [46] **Fatih Can, Abdullah Berkan Erdoğmuş, Murat Baki, ve Murat Kadri Aktaş**, "Cooling Characterization of Conceptual Joule-thomson Cryogenic Cooler," in ICCRT2016, Bucharest, 2016, pp. 221-228.
- [47] **M. Baki, T. Okutucu Özyurt, ve C. Sert**, "Kriyojenik Bir Soğutucunun Alt Parçası Olan, Ters Akışlı, Reküperatif, Helisel Sarımlı Kılcal Boru Isı Değiştiricinin Sayısal Modelinin Oluşturulması," in 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK), Çorum, 2017.
- [48] **Frank P. Incropera ve David P. Dewitt**, *Fundamentals of mass and heat transfer*, 4th ed.: John Wiley & Sons, 2002.
- [49] **Prabhat Kumar Gupta, P. K. Kush, ve Ashesh Tiwari**, "Design and optimization of coil finned-tube heat exchangers for cryogenic applications," *Cryogenics*, vol. 47, no. 5-6, pp. 322-332, 2007.
- [50] **S.E. Lee ve T.W. Lee**, "Deformation Analysis of Self-regulating Bellows in Joule-Thomson Cryocooler," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, vol. 25, no. 4, 2008.
- [51] **S.E. Lee ve T.W. Lee**, "A Study on the Structural Characteristics of Miniature Metal Bellows in Joule-Thomson Micro-Cryocooler," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, vol. 25, no. 9, 2008.
- [52] **S.E. Lee ve T.W. Lee**, "Deformation Analysis of Miniature Metal Bellows Charged Nitrogen for Temperature Change to Cryogenic Condition," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, vol. 26, no. 10, pp. 81-88, 2009.

- [53] **S.E. Lee ve T.W. Lee**, "Study on Deformation of Miniature Metal Bellows in Cryocooler Following Temperature Change of Internal Gas," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, vol. 39, no. 4, pp. 429-435, 2015.
- [54] **B. A. Younglove**, "Thermophysical properties of fluids 1 Argon, Ethylene, parahydrogen, nitrogen, nitrogen trifluoride, and oxygen," Journal of physical and chemical reference data, vol. 11, no. 1, pp. 1-161, 1982.
- [55] **E. W. Lemmon ve R. T. Jacobsen**, "Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air," International Journal of Thermophysics, vol. 25, no. 1, pp. 21-69, 2004.
- [56] **Thomas M. Flynn**, **Cryogenic Engineering**, 2nd ed. Boca Raton, FLorida: CRC Press, 2005.
- [57] **A. Michels, J. M. Levelt, ve G. J. Wolkers**, "Thermodynamic properties of argon at temperatures between 0°C and -140°C and at densities up to 640 amagat (pressures up to 1050 atm.)," Physica, vol. 24, no. 6-10, pp. 769-794, 1958.
- [58] **C. Gladun**, "The specific heat of liquid argon," Cryogenics, vol. 11, no. 3, pp. 205-209, 1971.
- [59] **L. Dordain ve diğerleri.**, "Isobaric heat capacities of carbon dioxide and argon between 323 and 423 K and at pressures up to 25 MPa," The Journal of Supercritical Fluids, vol. 8, no. 3, pp. 228-235, 1995.
- [60] **J. A. Gracki, G. P. Flynn, ve J. Ross**, "Viscosity of Nitrogen, Helium, Hydrogen, and Argon from -100 to 25°C up to 150-250 atm," The Journal of Chemical Physics, vol. 51, no. 9, pp. 3856-3863, 1969.
- [61] **A. Michels, J. V. Sengers, ve L. J.M. Van De Klundert**, "The thermal conductivity of argon at elevated densities," Physica, vol. 29, no. 2, pp. 149-160, 1963.
- [62] (2005, Şubat) ANSYS Training Manuel.
- [63] **Sebastien Robyr**. (1999, Şubat) Aalto University School of Electrical Engineering. [Online]. <http://autsys.aalto.fi/pub/control.tkk.fi/rpt/r113isbn9512244713.pdf>
- [64] Average Temperature on One or More Faces of Bodies In Ansys Mechanical (Workbench). [Online]. <https://www.simutechgroup.com/tips-and-tricks/fea-articles/156-fea-tips-tricks-ansys-average-temperature>

## **EKLER**

**EK 1:** MBWR metoduyla termofiziksel büyüklüklerin hesaplanması

**EK 2:** Isı iletkenlik katsayısı hesabı

**EK 3:** Viskozite hesabı

**EK 4:** Tek boyutlu sayısal çözüm için geliştirilen algoritmanın akış şeması

**EK 5:** Ortalama sıcaklık ve buharlaşma basıncını hesaplayan ANSYS kodu

**EK 6:** Farklı boyuttaki körüklerin performanslarına ait sonuçlar

**EK 7:** Matlab kodu CD'si

**EK 1 MBWR metoduyla termofiziksel büyüklüklerin hesaplanması**

$$P = \rho RT + \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i$$

$\rho$  (mol/L)  
 $R$ (atm.L/mol.K)  
 $T$ (K)  
 $P$ (atm)

Çizelge Ek1.1: Argon için MBWR metodu basınç hesabı katsayıları.

	Argon
N <sub>1</sub>	-0.000065697300000000
N <sub>2</sub>	0.018229578010000000
N <sub>3</sub>	-0.364947014000000000
N <sub>4</sub>	12.320121070000000000
N <sub>5</sub>	-861.357827400000000000
N <sub>6</sub>	0.00000797857969100
N <sub>7</sub>	-0.002911489000000000
N <sub>8</sub>	0.758182176000000000
N <sub>9</sub>	878.048816900000000000
N <sub>10</sub>	0.00000001423145989
N <sub>11</sub>	0.00016741461310000
N <sub>12</sub>	-0.032004479000000000
N <sub>13</sub>	0.00000256176637200
N <sub>14</sub>	-0.000054759300000000
N <sub>15</sub>	-0.045050321000000000
N <sub>16</sub>	0.00000201325465300
N <sub>17</sub>	-0.00000001678940000
N <sub>18</sub>	0.00004207329271000
N <sub>19</sub>	-0.00000054442100000
N <sub>20</sub>	-800.485501100000000000
N <sub>21</sub>	-13193.042010000000000000
N <sub>22</sub>	-4.954923930000000000
N <sub>23</sub>	8092.132177000000000000
N <sub>24</sub>	-0.009870104000000000
N <sub>25</sub>	0.202044156000000000
N <sub>26</sub>	-0.000016374200000000
N <sub>27</sub>	-0.070389441000000000
N <sub>28</sub>	-0.00000001154320000
N <sub>29</sub>	0.00000155599011700
N <sub>30</sub>	-0.00000000001492180
N <sub>31</sub>	-0.00000000100136000
N <sub>32</sub>	0.00000002933963216

Çizelge Ek1.2: MBWR metodu basınç hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	$\rho^2 * T$
X <sub>2</sub>	$\rho^2 * T^{1/2}$
X <sub>3</sub>	$\rho^2$
X <sub>4</sub>	$\rho^2 / T$
X <sub>5</sub>	$\rho^2 / T^2$
X <sub>6</sub>	$\rho^3 * T$
X <sub>7</sub>	$\rho^3$
X <sub>8</sub>	$\rho^3 / T$
X <sub>9</sub>	$\rho^3 / T^2$
X <sub>10</sub>	$\rho^4 * T$
X <sub>11</sub>	$\rho^4$
X <sub>12</sub>	$\rho^4 / T$
X <sub>13</sub>	$\rho^5$
X <sub>14</sub>	$\rho^6 / T$
X <sub>15</sub>	$\rho^6 / T^2$
X <sub>16</sub>	$\rho^7 / T$
X <sub>17</sub>	$\rho^8 / T$
X <sub>18</sub>	$\rho^8 / T^2$
X <sub>19</sub>	$\rho^9 / T^2$
X <sub>20</sub>	$\rho^3 / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>21</sub>	$\rho^3 / T^3 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>22</sub>	$\rho^5 / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>23</sub>	$\rho^5 / T^4 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>24</sub>	$\rho^7 / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>25</sub>	$\rho^7 / T^3 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>26</sub>	$\rho^9 / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>27</sub>	$\rho^9 / T^4 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>28</sub>	$\rho^{11} / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>29</sub>	$\rho^{11} / T^3 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>30</sub>	$\rho^{13} / T^2 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>31</sub>	$\rho^{13} / T^3 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$
X <sub>32</sub>	$\rho^{13} / T^4 * \exp(-0.0056 * \rho^2)$

$$\frac{\partial P}{\partial \rho} = R.T + \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i \left( \frac{\text{atm.L}}{\text{mol}} \right)$$

Çizelge Ek1.3: MBWR metodu basınç/yoğunluk türevi hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	$2 * T * \rho$
X <sub>2</sub>	$2 * T^{0.5} * \rho$
X <sub>3</sub>	$2 * \rho$
X <sub>4</sub>	$(2 * \rho)/T$
X <sub>5</sub>	$2 * \rho/T^2$
X <sub>6</sub>	$3 * T * \rho^2$
X <sub>7</sub>	$3 * \rho^2$
X <sub>8</sub>	$3 * \rho^2/T$
X <sub>9</sub>	$3 * \rho^2/T^2$
X <sub>10</sub>	$4 * T * \rho^3$
X <sub>11</sub>	$4 * \rho^3$
X <sub>12</sub>	$4 * \rho^3/T$
X <sub>13</sub>	$5 * \rho^4$
X <sub>14</sub>	$6 * \rho^5/T$
X <sub>15</sub>	$6 * \rho^5/T^2$
X <sub>16</sub>	$(7 * \rho^6)/T$
X <sub>17</sub>	$8 * \rho^7/T$
X <sub>18</sub>	$8 * \rho^7/T^2$
X <sub>19</sub>	$(9 * \rho^8)/T^2$
X <sub>20</sub>	$3 * \rho^2 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^4 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>21</sub>	$3 * \rho^2 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^3 - 7 * \rho^4 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^3)$
X <sub>22</sub>	$5 * \rho^4 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^6 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>23</sub>	$5 * \rho^4 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^4 - 7 * \rho^6 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^4)$
X <sub>24</sub>	$7 * \rho^6 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^8 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>25</sub>	$7 * \rho^6 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^3 - 7 * \rho^8 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^3)$
X <sub>26</sub>	$9 * \rho^8 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^{10} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>27</sub>	$9 * \rho^8 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^4 - 7 * \rho^{10} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^4)$
X <sub>28</sub>	$11 * \rho^{10} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^{12} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>29</sub>	$11 * \rho^{10} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^3 - 7 * \rho^{12} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^3)$
X <sub>30</sub>	$13 * \rho^{12} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^2 - 7 * \rho^{14} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^2)$
X <sub>31</sub>	$13 * \rho^{12} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^3 - 7 * \rho^{14} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^3)$
X <sub>32</sub>	$13 * \rho^{12} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/T^4 - 7 * \rho^{14} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(625 * T^4)$

$$\frac{\partial P}{\partial T} = \rho \cdot R + \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i \left( \frac{atm}{K} \right)$$

Çizelge Ek1.4: MBWR metodu basınç/sıcaklık türevi hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	$\rho^2$
X <sub>2</sub>	$\rho^2 / (2 * T^{\frac{1}{2}})$
X <sub>3</sub>	0
X <sub>4</sub>	$-\rho^2 / T^2$
X <sub>5</sub>	$-2 * \rho^2 / T^3$
X <sub>6</sub>	$\rho^3$
X <sub>7</sub>	0
X <sub>8</sub>	$-\rho^3 / T^2$
X <sub>9</sub>	$-2 * \rho^3 / T^3$
X <sub>10</sub>	$\rho^4$
X <sub>11</sub>	0
X <sub>12</sub>	$-\rho^4 / T^2$
X <sub>13</sub>	0
X <sub>14</sub>	$-\rho^6 / T^2$
X <sub>15</sub>	$-2 * \rho^6 / T^3$
X <sub>16</sub>	$-\rho^7 / T^2$
X <sub>17</sub>	$-\rho^8 / T^2$
X <sub>18</sub>	$-2 * \rho^8 / T^3$
X <sub>19</sub>	$-2 * \rho^9 / T^3$
X <sub>20</sub>	$-2 * \rho^3 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>21</sub>	$-3 * \rho^3 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^4$
X <sub>22</sub>	$-2 * \rho^5 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>23</sub>	$-4 * \rho^5 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^5$
X <sub>24</sub>	$-2 * \rho^7 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>25</sub>	$-3 * \rho^7 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^4$
X <sub>26</sub>	$-2 * \rho^9 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>27</sub>	$-4 * \rho^9 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^5$
X <sub>28</sub>	$-2 * \rho^{11} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>29</sub>	$-3 * \rho^{11} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^4$
X <sub>30</sub>	$-2 * \rho^{13} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^3$
X <sub>31</sub>	$-3 * \rho^{13} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^4$
X <sub>32</sub>	$-4 * \rho^{13} * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) / T^5$

$$\int \left[ \frac{R}{\rho} - \left( \frac{1}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) \right] d\rho = \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i \left( \frac{\text{atm.L}}{\text{mol.K}} \right)$$

Çizelge Ek1.5: MBWR metodu 1. integral hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	$-\rho$
X <sub>2</sub>	$-\frac{\rho}{2 * T^{\frac{1}{2}}}$
X <sub>3</sub>	0
X <sub>4</sub>	$\frac{\rho}{T^2}$
X <sub>5</sub>	$\frac{2 * \rho}{T^3}$
X <sub>6</sub>	$-\frac{\rho^2}{2}$
X <sub>7</sub>	0
X <sub>8</sub>	$\frac{\rho^2}{2 * T^2}$
X <sub>9</sub>	$\frac{\rho^2}{T^3}$
X <sub>10</sub>	$-\frac{\rho^3}{3}$
X <sub>11</sub>	0
X <sub>12</sub>	$\frac{\rho^3}{3 * T^2}$
X <sub>13</sub>	0
X <sub>14</sub>	$\frac{\rho^5}{5 * T^2}$
X <sub>15</sub>	$\frac{2 * \rho^5}{5 * T^3}$
X <sub>16</sub>	$\frac{\rho^6}{6 * T^2}$
X <sub>17</sub>	$\frac{\rho^7}{7 * T^2}$
X <sub>18</sub>	$\frac{2 * \rho^7}{7 * T^3}$
X <sub>19</sub>	$\frac{\rho^8}{4 * T^3}$
X <sub>20</sub>	$-\frac{1250 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)}{7 * T^3}$
X <sub>21</sub>	$-\frac{1875 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)}{7 * T^4}$



Çizelge Ek1.5: (devamı) MBWR metodu 1. integral hesabı terimleri.

X <sub>22</sub>	$-\frac{1562500 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7*\rho^2}{1250} + 1\right)}{49 * T^3}$
X <sub>23</sub>	$-\frac{3125000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7*\rho^2}{1250} + 1\right)}{49 * T^5}$
X <sub>24</sub>	$-\frac{1953125000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49*\rho^4}{1562500} + \frac{7*\rho^2}{625} + 2\right)}{343 * T^3}$
X <sub>25</sub>	$-\frac{2929687500 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49*\rho^4}{1562500} + \frac{7*\rho^2}{625} + 2\right)}{343 * T^4}$
X <sub>26</sub>	$-\frac{2441406250000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^3}$
X <sub>27</sub>	$-\frac{4882812500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^5}$
X <sub>28</sub>	$-\frac{3051757812500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^3}$
X <sub>29</sub>	$-\frac{4577636718750000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^4}$
X <sub>30</sub>	$-\frac{3814697265625000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^3}$
X <sub>31</sub>	$-\frac{5722045898437500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^4}$
X <sub>32</sub>	$-\frac{7629394531250000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^5}$

$$\int \left[ \frac{P}{\rho^2} - \left( \frac{RT}{\rho} \right) \right] d\rho = \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i \left( \frac{\text{atm.L}}{\text{mol}} \right)$$

Çizelge Ek1.6:MBWR metodu 2. integral hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	$T * \rho$
X <sub>2</sub>	$T^{\frac{1}{2}} * \rho$
X <sub>3</sub>	$\rho$
X <sub>4</sub>	$\rho/T$
X <sub>5</sub>	$\rho/T^2$
X <sub>6</sub>	$T * \rho^2/2$
X <sub>7</sub>	$\rho^2/2$
X <sub>8</sub>	$\rho^2/(2 * T)$
X <sub>9</sub>	$\rho^2/(2 * T^2)$
X <sub>10</sub>	$T * \rho^3/3$
X <sub>11</sub>	$\rho^3/3$
X <sub>12</sub>	$\rho^3/3 * T$
X <sub>13</sub>	$\rho^4/4$
X <sub>14</sub>	$\rho^5/(5 * T)$
X <sub>15</sub>	$\rho^5/(5 * T^2)$
X <sub>16</sub>	$\frac{\rho^6}{(6 * T)}$
X <sub>17</sub>	$\frac{\rho^7}{(7 * T)}$
X <sub>18</sub>	$\frac{\rho^7}{(7 * T^2)}$
X <sub>19</sub>	$\frac{\rho^8}{(8 * T^2)}$
X <sub>20</sub>	$- 625 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(7 * T^2)$
X <sub>21</sub>	$- 625 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right)/(7 * T^3)$
X <sub>22</sub>	$- 781250 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7 * \rho^2}{1250} + 1\right)/(49 * T^2)$
X <sub>23</sub>	$- 781250 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7 * \rho^2}{1250} + 1\right)/(49 * T^4)$
X <sub>24</sub>	$- 976562500 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49 * \rho^4}{1562500} + \frac{7 * \rho^2}{625} + 2\right)/(343 * T^2)$
X <sub>25</sub>	$- 976562500 * \exp\left(-\frac{7 * \rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49 * \rho^4}{1562500} + \frac{7 * \rho^2}{625} + 2\right)/343 * T^3$

Çizelge Ek1.6: (devamı) MBWR metodu 2. integral hesabı terimleri.

X <sub>26</sub>	$-\frac{1220703125000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^2}$
X <sub>27</sub>	$-\frac{1220703125000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^4}$
X <sub>28</sub>	$-\frac{1525878906250000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^2}$
X <sub>29</sub>	$-\frac{1525878906250000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^3}$
X <sub>30</sub>	$-\frac{1907348632812500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^2}$
X <sub>31</sub>	$-\frac{1907348632812500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^3}$
X <sub>32</sub>	$-\frac{1907348632812500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^4}$

$$\int \left[ \frac{T}{\rho^2} \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right) \right] d\rho = \sum_{i=1}^{32} N_i \cdot X_i \left( \frac{\text{atm.L}}{\text{mol.K}} \right)$$

Çizelge Ek1.7: MBWR metodu 3. integral hesabı terimleri.

X <sub>1</sub>	0
X <sub>2</sub>	$-\rho / \left( 4 * T^{\frac{1}{2}} \right)$
X <sub>3</sub>	0
X <sub>4</sub>	$2 * \rho / T^2$
X <sub>5</sub>	$6 * \rho / T^3$
X <sub>6</sub>	0
X <sub>7</sub>	0
X <sub>8</sub>	$\rho^2 / T^2$
X <sub>9</sub>	$3 * \rho^2 / T^3$
X <sub>10</sub>	0
X <sub>11</sub>	0
X <sub>12</sub>	$2 * \rho^3 / (3 * T^2)$
X <sub>13</sub>	0
X <sub>14</sub>	$2 * \rho^5 / (5 * T^2)$
X <sub>15</sub>	$6 * \rho^5 / (5 * T^3)$
X <sub>16</sub>	$\rho^6 / (3 * T^2)$
X <sub>17</sub>	$2 * \rho^7 / (7 * T^2)$
X <sub>18</sub>	$6 * \rho^7 / (7 * T^3)$
X <sub>19</sub>	$3 * \rho^8 / (4 * T^3)$
X <sub>20</sub>	$-\frac{3750 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right)}{7 * T^3}$
X <sub>21</sub>	$-\frac{7500 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right)}{7 * T^4}$
X <sub>22</sub>	$-\frac{4687500 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7*\rho^2}{1250} + 1\right)}{49 * T^3}$
X <sub>23</sub>	$-\frac{15625000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{7*\rho^2}{1250} + 1\right)}{49 * T^5}$
X <sub>24</sub>	$-\frac{5859375000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49*\rho^4}{1562500} + \frac{7*\rho^2}{625} + 2\right)}{343 * T^3}$
X <sub>25</sub>	$-\frac{11718750000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{49*\rho^4}{1562500} + \frac{7*\rho^2}{625} + 2\right)}{343 * T^4}$
X <sub>26</sub>	$-\frac{7324218750000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^3}$
X <sub>27</sub>	$-\frac{24414062500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{343*\rho^6}{1953125000} + \frac{147*\rho^4}{1562500} + \frac{21*\rho^2}{625} + 6\right)}{2401 * T^5}$
X <sub>28</sub>	$-\frac{9155273437500000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^3}$
X <sub>29</sub>	$-\frac{18310546875000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{2401*\rho^8}{2441406250000} + \frac{343*\rho^6}{488281250} + \frac{147*\rho^4}{390625} + \frac{84*\rho^2}{625} + 24\right)}{16807 * T^4}$
X <sub>30</sub>	$-\frac{11444091796875000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250} + \frac{147*\rho^4}{78125} + \frac{84*\rho^2}{125} + 120\right)}{117649 * T^3}$

Çizelge Ek1.7: (devamı) MBWR metodu 3. integral hesabı terimleri.

X <sub>31</sub>	$\frac{22888183593750000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250}\right)}{117649 * T^4}$
X <sub>32</sub>	$\frac{38146972656250000000 * \exp\left(-\frac{7*\rho^2}{1250}\right) * \left(\frac{16807*\rho^{10}}{3051757812500000} + \frac{2401*\rho^8}{488281250000} + \frac{343*\rho^6}{97656250}\right)}{117649 * T^5}$

İdeal gaz ısı sığası terimlerinin hesabı;

$$\frac{C_{p0}}{R} = \frac{N_1}{T^3} + \frac{N_2}{T^2} + \frac{N_3}{T} + N_4 + N_5 \cdot T + N_6 \cdot T^2 + N_7 \cdot T^3 + N_8 \cdot \left(\frac{N_9}{T}\right)^2 \cdot \frac{\exp\left(\frac{N_9}{T}\right)}{\exp\left(\frac{N_9}{T}\right) - 1}$$

Çizelge Ek1.8: İdeal gaz ısı sığası hesabı katsayıları.

	Argon	Azot
N <sub>1</sub>	0	-735.2104012
N <sub>2</sub>	0	34.22399804
N <sub>3</sub>	0	-0.557648285
N <sub>4</sub>	2.5	3.504042283
N <sub>5</sub>	0	-0.0000173
N <sub>6</sub>	0	0.0000000175
N <sub>7</sub>	0	-0.000000000000357
N <sub>8</sub>	0	1.005387228
N <sub>9</sub>	2.5	33534061

$$\int [C_p^0] dT = R \sum_{i=1}^8 N_i \cdot Y_i$$

Çizelge Ek1.9: İdeal gaz ısı sığası 1. integral hesabı terimleri.

Y <sub>1</sub>	$-1/(2 * T^2)$
Y <sub>2</sub>	$-1/T$
Y <sub>3</sub>	$\ln(T)$
Y <sub>4</sub>	$T$
Y <sub>5</sub>	$T^2/2$
Y <sub>6</sub>	$T^3/3$
Y <sub>7</sub>	$T^4/4$
Y <sub>8</sub>	$\frac{460888624950621}{137438953472 * \left(\exp\left(\frac{460888624950621}{137438953472 * T}\right) - 1\right)}$

$$\int \left[ \frac{C_p^0}{T} \right] dT = R \sum_{i=1}^8 N_i \cdot Y_i$$

Çizelge Ek1.10: İdeal gaz ısı sığası 2. integral hesabı terimleri.

Y <sub>1</sub>	$-1/(3 * T^3)$
Y <sub>2</sub>	$-1/(2 * T^2)$
Y <sub>3</sub>	$-1/T$
Y <sub>4</sub>	$\log(T)$
Y <sub>5</sub>	$T$
Y <sub>6</sub>	$T^2/2$
Y <sub>7</sub>	$T^3/3$
Y <sub>8</sub>	$\frac{460888624950621}{137438953472 * T * \left( \exp\left(\frac{460888624950621}{137438953472 * T}\right) - 1 \right)}$ $- \frac{T * \log\left(-\frac{460888624950621}{137438953472} * \exp(T) - 1\right) - \frac{460888624950621}{137438953472}}{T}$

Yukarıda verilen denklemlerle ifade edilen termodinamik özelliklerin formülasyonları;

$$S(T, \rho) = S_{T_0}^0 + \int_{T_0}^T \left[ \frac{C_p^0}{T} \right] dT - R * \ln(RT\rho) + \int_0^\rho \left[ \frac{R}{\rho} - \left( \frac{1}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) \right] d\rho$$

$$H(T, \rho) = H_{T_0}^0 + T \int_0^\rho \left[ \frac{R}{\rho} - \left( \frac{1}{\rho^2} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right) \right] d\rho + \int_0^\rho \left[ \frac{P}{\rho^2} - \left( \frac{RT}{\rho} \right) \right] d\rho + \frac{P - \rho RT}{\rho} + \int_{T_0}^T [C_p^0] dT$$

$$U(T, \rho) = H(T, \rho) - \frac{P}{\rho}$$

$$C_v(T, \rho) = C_p^0 - R - \int_0^\rho \left[ \frac{T}{\rho^2} \left( \frac{\partial^2 P}{\partial T^2} \right) \right] d\rho$$

$$C_p(T, \rho) = C_v(T, \rho) + \left[ \left( \frac{T}{\rho^2} \right) \frac{\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)^2}{\frac{\partial P}{\partial \rho}} \right]$$

$$W(T, \rho) = \left\{ \frac{C_p}{C_v} \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

### Buhar Basıncı hesabı

$$\ln(P_v) = \frac{N_1}{T} + N_2 + N_3 \cdot T + N_4(T_c - T)^{1.95} + N_5 \cdot T^3 + N_6 \cdot T^4 + N_7 \cdot T^5 + N_8 \cdot T^6 + N_9 \cdot \ln(T)$$

Çizelge Ek1.11: Buhar basıncı hesabına ait katsayılar.

	Argon
N <sub>1</sub>	3.415111552
N <sub>2</sub>	1.191081252
N <sub>3</sub>	-0.340763233
N <sub>4</sub>	0
N <sub>5</sub>	0.895558553
N <sub>6</sub>	1.5
N <sub>7</sub>	0
N <sub>8</sub>	0
N <sub>9</sub>	0

## EK 2 Isı iletkenlik katsayısı hesabı

$$\lambda = \lambda^0(T) + \lambda^r(\tau, \delta) + \lambda^c(\tau, \delta)$$

$$\lambda^0(T) = N_1 \left( \frac{\eta^0}{1 \mu Pa \cdot s} \right) + N_2 \tau^{t_2} + N_3 \tau^{t_3} \quad (\text{Ek2.1})$$

$$\lambda^r(\tau, \delta) = \sum_{i=4}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (\text{Ek2.2})$$

$l_i=0$  olduğunda  $\gamma_i=0$ ,  $l_i \neq 0$  olduğunda  $\gamma_i=1$  olacaktır.

Çizelge Ek2.1: Isı iletkenliği katsayısı hesabında kullanılacak argon ve azot'a ait katsayılar.

i	Argon				Azot			
	$N_i$	$t_i$	$d_i$	$l_i$	$N_i$	$t_i$	$d_i$	$l_i$
1	0.8158				1.511			
2	-0.432	-0.77			2.117	-1		
3	0	-1			-3.332	-0.7		
4	13.73	0	1	0	8.862	0	1	0
5	10.07	0	2	0	31.11	0.03	2	0
6	0.7375	0	4	0	-73.13	0.2	3	1
7	-33.96	0.8	5	2	20.03	0.8	4	2
8	20.47	1.2	6	2	-0.7096	0.6	8	2
9	-2.274	0.8	9	2	0.2672	1.9	10	2
10	-3.973	0.5	1	4				

$$\lambda^c = \rho \cdot c_p \cdot \frac{k R_o T}{6 \pi \xi \eta(T, \rho)} (\tilde{\Omega} - \tilde{\Omega}_0) \quad (\text{Ek2.3})$$

$$\tilde{\Omega} = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{C_p - C_v}{C_p} \right] \tan^{-1}(\xi/q_D) + \frac{C_v}{C_p} (\xi/q_D) \quad (\text{Ek2.4})$$

$$\tilde{\Omega}_0 = \frac{2}{\pi} \left\{ 1 - \exp \left[ \frac{-1}{\left( \frac{\xi}{q_D} \right)^{-1} + \frac{1}{3} \left( \frac{\xi}{q_D} \right)^2 \left( \frac{\rho_c}{\rho} \right)^2} \right] \right\} \quad (\text{Ek2.5})$$

$$\xi = \xi_0 \left[ \tilde{\chi}(T, \rho) - \tilde{\chi}(T_{ref}, \rho) \frac{T_{ref}}{T} \right]^{v/\gamma} \quad (\text{Ek2.6})$$

$$\tilde{\chi}(T, \rho) = \frac{p_c \rho}{\rho_c^2} \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \quad (\text{Ek2.7})$$



### EK 3 Viskozite hesabı

Çizelge Ek3.1: Argon ve azota ait bazı sabitler.

Sabitler	Argon
T <sub>c</sub> (K)	150.687
ρ <sub>c</sub> (mol. dm <sup>-3</sup> )	13.40743
p <sub>c</sub> (MPa)	4.863
M (g. mol <sup>-1</sup> )	39.948
ε/k (K)	143.2
σ(nm)	0.335
ξ <sub>0</sub> (nm)	0.13
Γ	0.055
q <sub>D</sub> (nm)	0.32
T <sub>ref</sub> (K)	301.374

$$\eta = \eta^0(T) + \eta^r(\tau, \delta)$$

$$\eta^0(T) = \frac{0,0266958 \cdot \sqrt{(M \cdot T)}}{\sigma^2 \cdot \Omega(T^*)} \quad (\text{Ek3.1})$$

$$\Omega(T^*) = \exp\left(\sum_{i=0}^4 b_i [\ln(T^*)]^i\right) \quad (\text{Ek3.2})$$

$$\tau = \frac{T_c}{T}, \quad \delta = \frac{\rho}{\rho_c}, \quad T^* = T/(\varepsilon/k)$$

Çizelge Ek3.2: Viskozite hesabında kullanılacak katsayılar.

i	b <sub>i</sub>
0	0,431
1	-0,4623
2	0,08406
3	0,005341
4	-0,00331

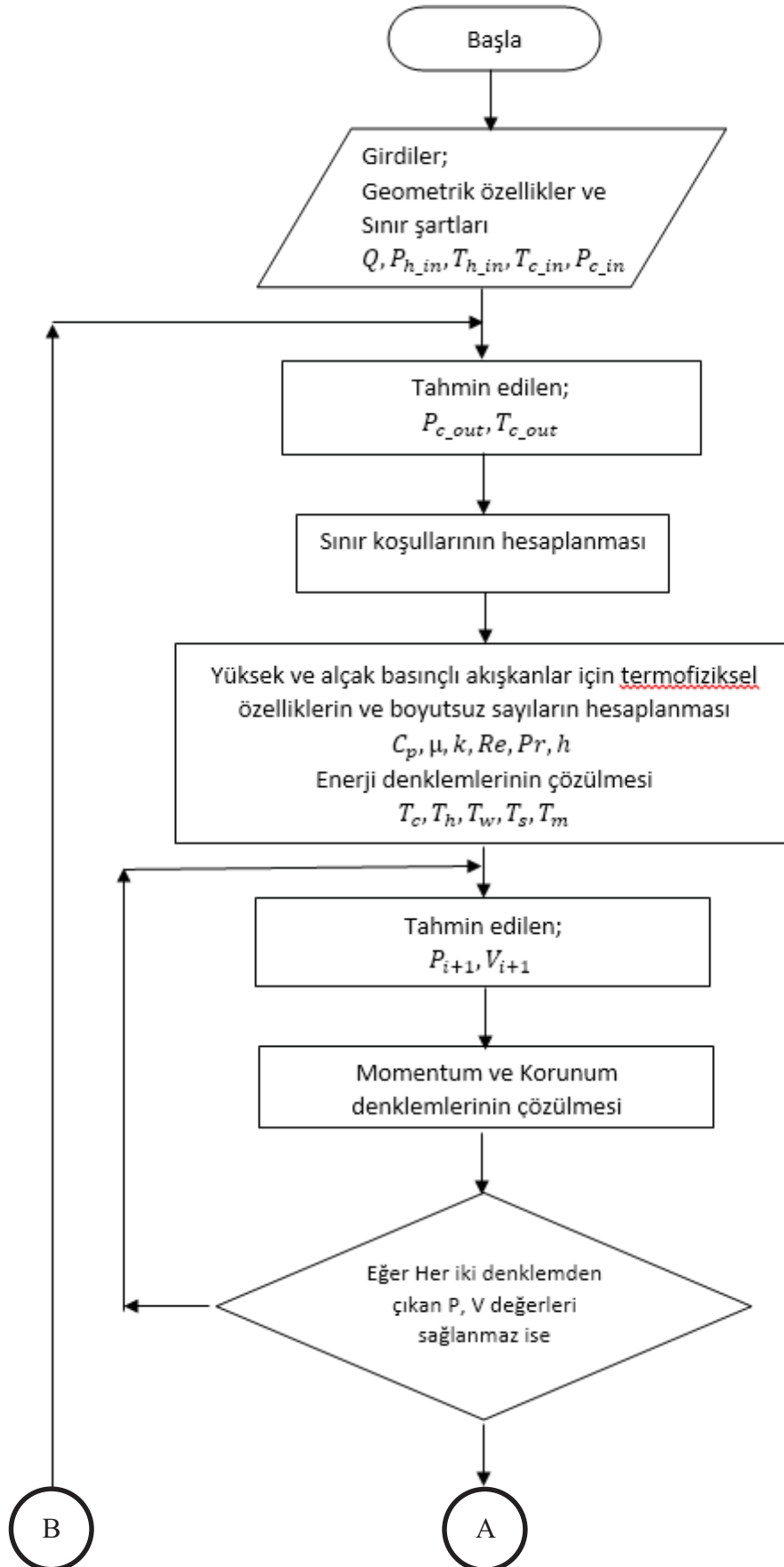
$$\eta^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (\text{Ek3.3})$$

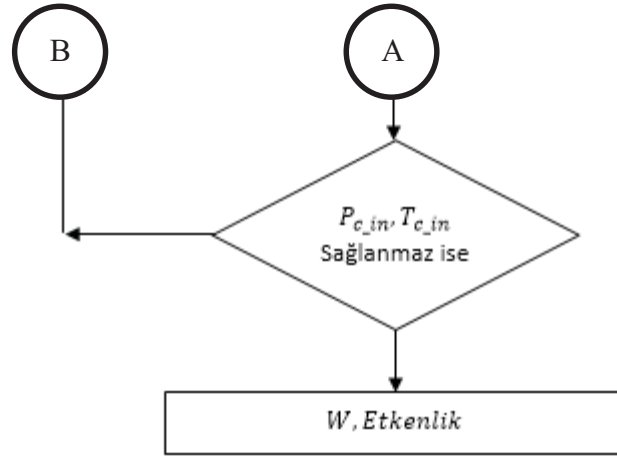
l<sub>i</sub>=0 olduğunda γ<sub>i</sub>=0, l<sub>i</sub>≠0 olduğunda γ<sub>i</sub>=1 olacaktır.

Çizelge Ek3.3: Viskozite hesabında kullanılacak argon ve azota ait katsayılar.

Argon				
i	N <sub>i</sub>	t <sub>i</sub>	d <sub>i</sub>	l <sub>i</sub>
1	12.19	0.42	1	0
2	13.99	0	2	0
3	0.005	0.95	10	0
4	-18.93	0.5	5	2
5	-6.698	0.9	1	4
6	-3.827	0.8	2	4

EK 4 Tek boyutlu sayısal çözüm için geliştirilen algoritmanın akış şeması





## EK 5 Ortalama sıcaklık ve buharlaşma basıncını hesaplayan ANSYS kodu

### Ortalama sıcaklık [64]

- \*if,ARG1,eq,0,then
- \*if,ARG3,eq,0,then
- set,LAST ! if nothing specified, use final value
- \*MSG,WARN
- No Load Step or Time was provided to temperature average macro. %/&
- SET,LAST will be used for final Load Step. See my\_time Output in Details.
- \*else
- set,,,,,ARG3 ! if ARG1=0 and ARG3<>0 use ARG3 time
- \*endif
- \*else
- set,ARG1,ARG2
- \*endif
- \*get,my\_time,ACTIVE,,SET,TIME ! time of result in database
- !
- \*get,comptype,COMP,Temp\_Here,TYPE ! what type of component
- \*if,comptype,ne,1,then ! is it a node component
- my\_comp\_test=0
- allsel
- set,last
- \*MSG,ERROR
- Named Selection "Temp\_Here" must be created on face(s) of interest.
- /EOF
- \*return,-1
- \*endif
- !
- cmsel,s,Temp\_Here ! select nodes on face(s)
- my\_comp\_test=1
- !
- \*stat
- \*get,n\_nodes,node,,count ! how many nodes in component
- \*dim,node\_arnode,array,n\_nodes ! associated elements surface area each node
- \*dim,node\_t\_a,array,n\_nodes ! product of temperature\*area at each node
- node\_next=0
- \*do,ii,1,n\_nodes
- node\_next=NDNEXT(node\_next) ! work through all the nodes
- node\_arnode(ii)=ARNODE(node\_next) ! associated area on element faces
- node\_t\_a(ii)=ARNODE(node\_next)\*TEMP(node\_next) ! product
- \*enddo
- \*vscfun,sum\_node\_t\_a,SUM,node\_t\_a(1) ! sum of temperature\*area products
- \*vscfun,sum\_area,SUM,node\_arnode(1) ! sum of areas
- !
- my\_temp\_avg=sum\_node\_t\_a/sum\_area+273.15 ! the average temperature on the surface

## Buhar basıncı

- $xT=(1-83.8/my\_temp\_avg)/(1-83.8/150.86)$
- $my\_pressure\_avg=0.89555855251*xT*(1-xT)**1.5$
- $my\_pressure\_avg=3.4151115519*xT+1.1910812519*xT**2-0.3407632334*xT**3+my\_pressure\_avg$
- $my\_pressure\_avg=EXP(my\_pressure\_avg)*0.068906$
- ! my\_temp\_avg is reported in Results
- allsel
- set,last
- !



## EK 6 Farklı boyuttaki körüklerin performanslarına ait sonuçlar

Çizelge Ek6.1: 14.05 MPa giriş basıncında Bölüm 5’de detayları verilen soğutucu için 3 MPa argon gazı ile basınçlandırılmış farklı geometrilere sahip körüklerin performansı.

	Körük Boyutları					Başlangıç durumu		P <sub>h,in</sub> =14.05 MPa giriş basıncı için kararlı hal durumu			
	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	t <sub>b</sub>	L <sub>b</sub>	Yer değiştirme	Maksimum gerilme	Ortalama Sıcaklık	Basınç	Yer değiştirme	Büzülme miktarı
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	MPa	K	MPa	mm	mm
1	1.6	0.4	0.2	0.03	4.6	0.417	937.88	114.49	0.885	0.144	0.273
2	1.6	0.4	0.2	0.04	4.8	0.21	600.7	113.87	0.853	0.063	0.146
3	1.6	0.4	0.2	0.05	5	0.113	399.44	113.38	0.827	0.032	0.081
4	1.6	0.4	0.2	0.06	5.2	0.066	280.33	112.97	0.806	0.018	0.048
5	1.6	0.4	0.25	0.03	5.6	0.343	839.02	118.26	1.103	0.143	0.2
6	1.6	0.4	0.25	0.04	5.8	0.173	533.13	117.64	1.065	0.065	0.109
7	1.6	0.4	0.25	0.05	6	0.095	355.47	117.05	1.029	0.033	0.062
8	1.6	0.4	0.25	0.06	6.2	0.056	250.33	116.4	0.991	0.019	0.038
9	1.6	0.4	0.3	0.03	6.6	0.274	745.35	121.96	1.352	0.135	0.138
10	1.6	0.4	0.3	0.04	6.8	0.138	467.64	121.16	1.295	0.062	0.076
11	1.6	0.4	0.3	0.05	7	0.077	312.03	120.47	1.248	0.032	0.044
12	1.6	0.4	0.3	0.06	7.2	0.046	220.04	119.74	1.199	0.019	0.027
13	1.6	0.5	0.2	0.03	4.6	0.356	906.34	113.28	0.822	0.111	0.245
14	1.6	0.5	0.2	0.04	4.8	0.176	566.24	112.62	0.789	0.049	0.127
15	1.6	0.5	0.2	0.05	5	0.095	373.67	112.13	0.765	0.025	0.07
16	1.6	0.5	0.2	0.06	5.2	0.055	261.05	111.64	0.742	0.014	0.041
17	1.6	0.5	0.25	0.03	5.6	0.285	794.51	117.06	1.03	0.109	0.177
18	1.6	0.5	0.25	0.04	5.8	0.142	495.38	116.29	0.985	0.049	0.094
19	1.6	0.5	0.25	0.05	6	0.078	328.08	115.58	0.944	0.025	0.053
20	1.6	0.5	0.25	0.06	6.2	0.046	230.17	115.05	0.915	0.014	0.032
21	1.6	0.5	0.3	0.03	6.6	0.222	689.82	120.81	1.271	0.101	0.12
22	1.6	0.5	0.3	0.04	6.8	0.111	426.24	119.82	1.203	0.046	0.065
23	1.6	0.5	0.3	0.05	7	0.061	283.12	118.95	1.147	0.024	0.038
24	1.6	0.5	0.3	0.06	7.2	0.037	199.22	118.17	1.098	0.014	0.023
25	1.6	0.6	0.2	0.03	4.6	0.295	856.92	112.1	0.764	0.084	0.211
26	1.6	0.6	0.2	0.04	4.8	0.143	523.86	111.47	0.734	0.036	0.107
27	1.6	0.6	0.2	0.05	5	0.077	342.66	110.69	0.698	0.018	0.058
28	1.6	0.6	0.2	0.06	5.2	0.045	241.44	110.16	0.675	0.01	0.035
29	1.6	0.6	0.25	0.03	5.6	0.23	736.06	115.92	0.964	0.08	0.149
30	1.6	0.6	0.25	0.04	5.8	0.113	451.02	114.95	0.91	0.036	0.078
31	1.6	0.6	0.25	0.05	6	0.062	297.02	114.24	0.872	0.018	0.044

32	1.6	0.6	0.25	0.06	6.2	0.037	207.57	113.42	0.829	0.01	0.027
33	1.6	0.6	0.3	0.03	6.6	0.172	622.2	119.57	1.188	0.073	0.1
34	1.6	0.6	0.3	0.04	6.8	0.086	380.01	118.35	1.109	0.033	0.053
35	1.6	0.6	0.3	0.05	7	0.048	251.65	117.58	1.061	0.017	0.031
36	1.6	0.6	0.3	0.06	7.2	0.029	176.88	116.66	1.007	0.01	0.019
37	1.8	0.4	0.2	0.03	4.6	0.67	1123.52	115.16	0.921	0.263	0.408
38	1.8	0.4	0.2	0.04	4.8	0.365	780.8	114.72	0.897	0.12	0.245
39	1.8	0.4	0.2	0.05	5	0.203	533.79	114.34	0.877	0.062	0.141
40	1.8	0.4	0.2	0.06	5.2	0.12	378.98	113.88	0.853	0.035	0.085
41	1.8	0.4	0.25	0.03	5.6	0.578	1038.1	119.08	1.155	0.271	0.307
42	1.8	0.4	0.25	0.04	5.8	0.315	708.98	118.46	1.116	0.127	0.188
43	1.8	0.4	0.25	0.05	6	0.177	485.19	117.88	1.079	0.066	0.111
44	1.8	0.4	0.25	0.06	6.2	0.106	345.24	117.39	1.05	0.038	0.068
45	1.8	0.4	0.3	0.03	6.6	0.488	957.56	122.88	1.419	0.268	0.221
46	1.8	0.4	0.3	0.04	6.8	0.264	640.11	122.21	1.37	0.129	0.135
47	1.8	0.4	0.3	0.05	7	0.15	437.49	121.45	1.316	0.068	0.082
48	1.8	0.4	0.3	0.06	7.2	0.091	311.74	120.88	1.276	0.039	0.051
49	1.8	0.5	0.2	0.03	4.6	0.603	1125.56	114.09	0.864	0.215	0.388
50	1.8	0.5	0.2	0.04	4.8	0.319	755.28	113.52	0.834	0.096	0.223
51	1.8	0.5	0.2	0.05	5	0.176	510.35	112.96	0.806	0.049	0.127
52	1.8	0.5	0.2	0.06	5.2	0.104	360.48	112.58	0.787	0.028	0.076
53	1.8	0.5	0.25	0.03	5.6	0.511	1022.84	117.9	1.081	0.219	0.292
54	1.8	0.5	0.25	0.04	5.8	0.271	678.36	117.26	1.042	0.101	0.17
55	1.8	0.5	0.25	0.05	6	0.152	459.49	116.68	1.008	0.053	0.099
56	1.8	0.5	0.25	0.06	6.2	0.091	325.74	116.07	0.972	0.03	0.061
57	1.8	0.5	0.3	0.03	6.6	0.423	925.94	121.81	1.342	0.215	0.207
58	1.8	0.5	0.3	0.04	6.8	0.223	604.23	120.86	1.274	0.101	0.123
59	1.8	0.5	0.3	0.05	7	0.126	409.53	120.18	1.228	0.053	0.073
60	1.8	0.5	0.3	0.06	7.2	0.076	290.94	119.48	1.181	0.031	0.046
61	1.8	0.6	0.2	0.03	4.6	0.53	1109	113.03	0.81	0.172	0.358
62	1.8	0.6	0.2	0.04	4.8	0.274	720.68	112.3	0.773	0.076	0.198
63	1.8	0.6	0.2	0.05	5	0.15	481.53	111.91	0.755	0.039	0.111
64	1.8	0.6	0.2	0.06	5.2	0.088	338.24	111.29	0.726	0.022	0.066
65	1.8	0.6	0.25	0.03	5.6	0.44	990.84	116.97	1.025	0.175	0.265
66	1.8	0.6	0.25	0.04	5.8	0.229	640.11	116.17	0.978	0.079	0.149
67	1.8	0.6	0.25	0.05	6	0.127	429.64	115.34	0.932	0.041	0.087
68	1.8	0.6	0.25	0.06	6.2	0.076	303.25	114.82	0.903	0.023	0.053
69	1.8	0.6	0.3	0.03	6.6	0.356	879.59	120.76	1.267	0.168	0.187
70	1.8	0.6	0.3	0.04	6.8	0.185	561.57	119.82	1.204	0.078	0.107
71	1.8	0.6	0.3	0.05	7	0.104	377.94	118.84	1.14	0.041	0.063
72	1.8	0.6	0.3	0.06	7.2	0.063	267.66	118.03	1.089	0.023	0.04

73	2	0.4	0.2	0.03	4.6	0.955	1244.83	116.03	0.97	0.431	0.524
74	2	0.4	0.2	0.04	4.8	0.571	948.49	115.6	0.946	0.207	0.363
75	2	0.4	0.2	0.05	5	0.331	674.95	115.32	0.93	0.109	0.222
76	2	0.4	0.2	0.06	5.2	0.199	486.17	115.02	0.913	0.062	0.137
77	2	0.4	0.25	0.03	5.6	0.853	1173.81	120.02	1.217	0.452	0.4
78	2	0.4	0.25	0.04	5.8	0.507	876.41	119.59	1.188	0.227	0.28
79	2	0.4	0.25	0.05	6	0.297	622.79	119.13	1.158	0.121	0.175
80	2	0.4	0.25	0.06	6.2	0.181	449.79	118.64	1.127	0.07	0.111
81	2	0.4	0.3	0.03	6.6	0.749	1114.97	123.91	1.499	0.458	0.291
82	2	0.4	0.3	0.04	6.8	0.44	808.7	123.35	1.455	0.236	0.205
83	2	0.4	0.3	0.05	7	0.259	571.32	122.82	1.415	0.128	0.131
84	2	0.4	0.3	0.06	7.2	0.159	413.38	122.36	1.382	0.075	0.084
85	2	0.5	0.2	0.03	4.6	0.891	1275.63	115.06	0.916	0.37	0.521
86	2	0.5	0.2	0.04	4.8	0.516	938.45	114.51	0.886	0.173	0.343
87	2	0.5	0.2	0.05	5	0.295	657.21	114.2	0.87	0.09	0.205
88	2	0.5	0.2	0.06	5.2	0.177	470.58	113.83	0.85	0.051	0.125
89	2	0.5	0.25	0.03	5.6	0.785	1191.3	118.99	1.15	0.386	0.399
90	2	0.5	0.25	0.04	5.8	0.453	858.6	118.44	1.114	0.188	0.265
91	2	0.5	0.25	0.05	6	0.262	600.8	117.89	1.08	0.099	0.163
92	2	0.5	0.25	0.06	6.2	0.159	431.54	117.48	1.055	0.057	0.102
93	2	0.5	0.3	0.03	6.6	0.68	1113.91	122.96	1.426	0.39	0.29
94	2	0.5	0.3	0.04	6.8	0.388	783.13	122.27	1.375	0.194	0.194
95	2	0.5	0.3	0.05	7	0.226	546.49	121.65	1.33	0.105	0.121
96	2	0.5	0.3	0.06	7.2	0.138	393.27	121.06	1.288	0.061	0.078
97	2	0.6	0.2	0.03	4.6	0.818	1297.69	114.16	0.868	0.312	0.506
98	2	0.6	0.2	0.04	4.8	0.459	916.87	113.51	0.834	0.143	0.316
99	2	0.6	0.2	0.05	5	0.259	631.61	113.07	0.811	0.073	0.185
100	2	0.6	0.2	0.06	5.2	0.154	449.47	112.71	0.794	0.042	0.113
101	2	0.6	0.25	0.03	5.6	0.71	1194.24	118.16	1.097	0.325	0.385
102	2	0.6	0.25	0.04	5.8	0.398	831.12	117.41	1.051	0.154	0.244
103	2	0.6	0.25	0.05	6	0.228	573.92	116.79	1.014	0.081	0.147
104	2	0.6	0.25	0.06	6.2	0.138	410.09	116.25	0.982	0.046	0.092
105	2	0.6	0.3	0.03	6.6	0.605	1099.17	121.89	1.347	0.323	0.282
106	2	0.6	0.3	0.04	6.8	0.336	750.06	121.24	1.301	0.158	0.178
107	2	0.6	0.3	0.05	7	0.194	517.25	120.4	1.243	0.084	0.11
108	2	0.6	0.3	0.06	7.2	0.119	370.71	119.78	1.201	0.049	0.07



Çizelge Ek6.2: 17.91 MPa giriş basıncında Bölüm 5’de detayları verilen soğutucu için 3 MPa argon gazı ile basınçlandırılmış farklı geometrilere sahip körüklerin performansı.

	Körük Boyutları					Başlangıç durumu		P=17.91 MPa giriş basıncı için kararlı hal durumu			
	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	t <sub>b</sub>	L <sub>b</sub>	Yer değiştirme	Maksimum gerilme	Ortalama Sıcaklık	Basınç	Yer değiştirme	Büzülme miktarı
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	MPa	K	MPa	mm	mm
1	1.6	0.4	0.2	0.03	4.6	0.417	937.88	114.83	0.903	0.146	0.271
2	1.6	0.4	0.2	0.04	4.8	0.21	600.7	114.16	0.868	0.064	0.145
3	1.6	0.4	0.2	0.05	5	0.113	399.44	113.61	0.839	0.033	0.081
4	1.6	0.4	0.2	0.06	5.2	0.066	280.33	113.16	0.816	0.018	0.048
5	1.6	0.4	0.25	0.03	5.6	0.343	839.02	118.39	1.112	0.144	0.199
6	1.6	0.4	0.25	0.04	5.8	0.173	533.13	117.71	1.069	0.065	0.108
7	1.6	0.4	0.25	0.05	6	0.095	355.47	117.06	1.03	0.033	0.062
8	1.6	0.4	0.25	0.06	6.2	0.056	250.33	116.39	0.991	0.019	0.038
9	1.6	0.4	0.3	0.03	6.6	0.274	745.35	121.91	1.349	0.135	0.139
10	1.6	0.4	0.3	0.04	6.8	0.138	467.64	121.06	1.288	0.062	0.076
11	1.6	0.4	0.3	0.05	7	0.077	312.03	120.33	1.238	0.032	0.044
12	1.6	0.4	0.3	0.06	7.2	0.046	220.04	119.58	1.188	0.018	0.028
13	1.6	0.5	0.2	0.03	4.6	0.356	906.34	113.67	0.842	0.114	0.242
14	1.6	0.5	0.2	0.04	4.8	0.176	566.24	112.95	0.806	0.05	0.126
15	1.6	0.5	0.2	0.05	5	0.095	373.67	112.41	0.779	0.025	0.069
16	1.6	0.5	0.2	0.06	5.2	0.055	261.05	111.89	0.754	0.014	0.041
17	1.6	0.5	0.25	0.03	5.6	0.285	794.51	117.22	1.04	0.11	0.176
18	1.6	0.5	0.25	0.04	5.8	0.142	495.38	116.4	0.991	0.049	0.093
19	1.6	0.5	0.25	0.05	6	0.078	328.08	115.64	0.948	0.025	0.053
20	1.6	0.5	0.25	0.06	6.2	0.046	230.17	115.07	0.916	0.014	0.032
21	1.6	0.5	0.3	0.03	6.6	0.222	689.82	120.79	1.269	0.101	0.12
22	1.6	0.5	0.3	0.04	6.8	0.111	426.24	119.75	1.199	0.046	0.065
23	1.6	0.5	0.3	0.05	7	0.061	283.12	118.85	1.14	0.024	0.038
24	1.6	0.5	0.3	0.06	7.2	0.037	199.22	118.04	1.09	0.014	0.023
25	1.6	0.6	0.2	0.03	4.6	0.295	856.92	112.53	0.785	0.086	0.209
26	1.6	0.6	0.2	0.04	4.8	0.143	523.86	111.84	0.751	0.037	0.106
27	1.6	0.6	0.2	0.05	5	0.077	342.66	111.04	0.714	0.019	0.058
28	1.6	0.6	0.2	0.06	5.2	0.045	241.44	110.47	0.689	0.01	0.034
29	1.6	0.6	0.25	0.03	5.6	0.23	736.06	116.1	0.974	0.081	0.149
30	1.6	0.6	0.25	0.04	5.8	0.113	451.02	115.09	0.918	0.036	0.078
31	1.6	0.6	0.25	0.05	6	0.062	297.02	114.34	0.877	0.018	0.044
32	1.6	0.6	0.25	0.06	6.2	0.037	207.57	113.51	0.834	0.01	0.027
33	1.6	0.6	0.3	0.03	6.6	0.172	622.2	119.58	1.188	0.073	0.1
34	1.6	0.6	0.3	0.04	6.8	0.086	380.01	118.33	1.108	0.033	0.053

35	1.6	0.6	0.3	0.05	7	0.048	251.65	117.51	1.057	0.017	0.031
36	1.6	0.6	0.3	0.06	7.2	0.029	176.88	116.58	1.002	0.01	0.019
37	1.8	0.4	0.2	0.03	4.6	0.67	1123.52	115.49	0.94	0.267	0.403
38	1.8	0.4	0.2	0.04	4.8	0.365	780.8	114.99	0.912	0.122	0.243
39	1.8	0.4	0.2	0.05	5	0.203	533.79	114.56	0.889	0.063	0.14
40	1.8	0.4	0.2	0.06	5.2	0.12	378.98	114.07	0.863	0.035	0.085
41	1.8	0.4	0.25	0.03	5.6	0.578	1038.1	119.19	1.163	0.273	0.306
42	1.8	0.4	0.25	0.04	5.8	0.315	708.98	118.53	1.12	0.128	0.187
43	1.8	0.4	0.25	0.05	6	0.177	485.19	117.91	1.081	0.066	0.111
44	1.8	0.4	0.25	0.06	6.2	0.106	345.24	117.38	1.049	0.038	0.068
45	1.8	0.4	0.3	0.03	6.6	0.488	957.56	122.81	1.414	0.267	0.221
46	1.8	0.4	0.3	0.04	6.8	0.264	640.11	122.1	1.362	0.128	0.136
47	1.8	0.4	0.3	0.05	7	0.15	437.49	121.31	1.306	0.067	0.082
48	1.8	0.4	0.3	0.06	7.2	0.091	311.74	120.71	1.264	0.039	0.052
49	1.8	0.5	0.2	0.03	4.6	0.603	1125.56	114.46	0.883	0.22	0.383
50	1.8	0.5	0.2	0.04	4.8	0.319	755.28	113.84	0.851	0.098	0.221
51	1.8	0.5	0.2	0.05	5	0.176	510.35	113.24	0.82	0.05	0.126
52	1.8	0.5	0.2	0.06	5.2	0.104	360.48	112.82	0.799	0.028	0.076
53	1.8	0.5	0.25	0.03	5.6	0.511	1022.84	118.06	1.091	0.221	0.29
54	1.8	0.5	0.25	0.04	5.8	0.271	678.36	117.36	1.048	0.102	0.169
55	1.8	0.5	0.25	0.05	6	0.152	459.49	116.73	1.011	0.053	0.099
56	1.8	0.5	0.25	0.06	6.2	0.091	325.74	116.1	0.974	0.03	0.061
57	1.8	0.5	0.3	0.03	6.6	0.423	925.94	121.77	1.338	0.215	0.208
58	1.8	0.5	0.3	0.04	6.8	0.223	604.23	120.78	1.269	0.1	0.123
59	1.8	0.5	0.3	0.05	7	0.126	409.53	120.06	1.22	0.053	0.073
60	1.8	0.5	0.3	0.06	7.2	0.076	290.94	119.34	1.172	0.03	0.046
61	1.8	0.6	0.2	0.03	4.6	0.53	1109	113.45	0.831	0.176	0.354
62	1.8	0.6	0.2	0.04	4.8	0.274	720.68	112.67	0.792	0.077	0.196
63	1.8	0.6	0.2	0.05	5	0.15	481.53	112.23	0.77	0.04	0.11
64	1.8	0.6	0.2	0.06	5.2	0.088	338.24	111.59	0.74	0.022	0.066
65	1.8	0.6	0.25	0.03	5.6	0.44	990.84	117.14	1.035	0.176	0.264
66	1.8	0.6	0.25	0.04	5.8	0.229	640.11	116.3	0.985	0.08	0.149
67	1.8	0.6	0.25	0.05	6	0.127	429.64	115.44	0.937	0.041	0.086
68	1.8	0.6	0.25	0.06	6.2	0.076	303.25	114.88	0.906	0.023	0.053
69	1.8	0.6	0.3	0.03	6.6	0.356	879.59	120.74	1.266	0.168	0.188
70	1.8	0.6	0.3	0.04	6.8	0.185	561.57	119.76	1.2	0.078	0.107
71	1.8	0.6	0.3	0.05	7	0.104	377.94	118.77	1.135	0.04	0.064
72	1.8	0.6	0.3	0.06	7.2	0.063	267.66	117.94	1.084	0.023	0.04
73	2	0.4	0.2	0.03	4.6	0.955	1244.83	116.35	0.988	0.438	0.517
74	2	0.4	0.2	0.04	4.8	0.571	948.49	115.88	0.961	0.211	0.36
75	2	0.4	0.2	0.05	5	0.331	674.95	115.55	0.943	0.11	0.22

76	2	0.4	0.2	0.06	5.2	0.199	486.17	115.21	0.924	0.063	0.136
77	2	0.4	0.25	0.03	5.6	0.853	1173.81	120.11	1.223	0.454	0.398
78	2	0.4	0.25	0.04	5.8	0.507	876.41	119.64	1.192	0.228	0.279
79	2	0.4	0.25	0.05	6	0.297	622.79	119.15	1.16	0.121	0.175
80	2	0.4	0.25	0.06	6.2	0.181	449.79	118.65	1.127	0.07	0.111
81	2	0.4	0.3	0.03	6.6	0.749	1114.97	123.83	1.492	0.457	0.293
82	2	0.4	0.3	0.04	6.8	0.44	808.7	123.23	1.446	0.234	0.206
83	2	0.4	0.3	0.05	7	0.259	571.32	122.67	1.404	0.127	0.132
84	2	0.4	0.3	0.06	7.2	0.159	413.38	122.19	1.369	0.074	0.085
85	2	0.5	0.2	0.03	4.6	0.891	1275.63	115.42	0.936	0.376	0.514
86	2	0.5	0.2	0.04	4.8	0.516	938.45	114.83	0.903	0.176	0.34
87	2	0.5	0.2	0.05	5	0.295	657.21	114.48	0.884	0.092	0.203
88	2	0.5	0.2	0.06	5.2	0.177	470.58	114.07	0.863	0.052	0.125
89	2	0.5	0.25	0.03	5.6	0.785	1191.3	119.13	1.159	0.389	0.396
90	2	0.5	0.25	0.04	5.8	0.453	858.6	118.54	1.121	0.189	0.264
91	2	0.5	0.25	0.05	6	0.262	600.8	117.96	1.085	0.1	0.162
92	2	0.5	0.25	0.06	6.2	0.159	431.54	117.52	1.057	0.058	0.101
93	2	0.5	0.3	0.03	6.6	0.68	1113.91	122.89	1.421	0.389	0.291
94	2	0.5	0.3	0.04	6.8	0.388	783.13	122.18	1.368	0.194	0.194
95	2	0.5	0.3	0.05	7	0.226	546.49	121.53	1.321	0.104	0.122
96	2	0.5	0.3	0.06	7.2	0.138	393.27	120.91	1.278	0.06	0.078
97	2	0.6	0.2	0.03	4.6	0.818	1297.69	114.55	0.888	0.318	0.5
98	2	0.6	0.2	0.04	4.8	0.459	916.87	113.87	0.853	0.146	0.313
99	2	0.6	0.2	0.05	5	0.259	631.61	113.39	0.828	0.075	0.184
100	2	0.6	0.2	0.06	5.2	0.154	449.47	112.99	0.808	0.043	0.112
101	2	0.6	0.25	0.03	5.6	0.71	1194.24	118.33	1.107	0.328	0.382
102	2	0.6	0.25	0.04	5.8	0.398	831.12	117.54	1.059	0.155	0.243
103	2	0.6	0.25	0.05	6	0.228	573.92	116.89	1.02	0.081	0.147
104	2	0.6	0.25	0.06	6.2	0.138	410.09	116.32	0.986	0.046	0.091
105	2	0.6	0.3	0.03	6.6	0.605	1099.17	121.87	1.346	0.322	0.282
106	2	0.6	0.3	0.04	6.8	0.336	750.06	121.17	1.296	0.157	0.179
107	2	0.6	0.3	0.05	7	0.194	517.25	120.32	1.237	0.083	0.111
108	2	0.6	0.3	0.06	7.2	0.119	370.71	119.67	1.194	0.048	0.07



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Fatih CAN  
**Uyruğu** : T.C.  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 04.06.1989 Adana  
**E-posta** : f.can@etu.edu.tr

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2013 -.....	Aselsan	Mekanik Tasarım Mühendisi
2011 -2013	İTÜ Güneş Arabası Ekibi	Mekanik Grup Sorumlusu
2012	TÜBİTAK Formula G 2012	3.lük ödülü
2012	TÜBİTAK Formula G 2012	En İyi Mühendislik Tasarımı
2013	World Solar Challenge (Avustralya)	17.lik

### YABANCI DİL: İngilizce

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Can, F.**, Erdogmus, A. B., Baki, M., Aktas, M. K., 2016. Cooling Characterization of Conceptual Joule-Thomson Cryogenic Cooler. *International Conference of Cryogenics and Refrigeration Technology*, 22 – 25 Haziran, Bükreş, Romanya
- **Can, F.**, Erdogmus, A. B., Baki, M., Aktas, M. K., Güler, M. A., 2016. Design of Miniature Bellow in a Conceptual Joule-Thomson Cooler. *International Cryocooler Conference 19 (ICC 19)*, 20-23 Haziran, San Diego, CA

## **DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:**

- **Can, F.**, Topçu, M., Kavaklıoğlu, K.B., Atabay, O., Ereke, M., Ergeneman, M., 2012. “Kompozit Malzeme Őasili Bir Güneş Arabası için Őasi Destek Elemanlarının Optimizasyonu”, 6. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi* 04 – 05 Haziran, Bursa, Türkiye
- Topçu, M., Uğurlu, B., akmak, U., **Can, F.**, Atabay, O., 2014. Dört Tekerlekli Güneş Enerjili Elektrikli TaŐitlar için Gövde, Tahrik Sistemi ve Yürüyen Aksam Tasarımı, 7. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 26 – 27 Mayıs, Bursa, Türkiye

