

KANATLI BORULU ÖZEL TİP ISI DEĞİŞTİRİCİDE KAYNAMA SORUNUNUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DINAMIĞİ İLE GİDERİLMESİ

Erdem KAYA *

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Bornova, İzmir
erdem-kaya@msn.com

Necdet ÖZBALTA

Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü,
Enerji Anabilim Dalı, Bornova, İzmir
necdet.ozbalta@ege.edu.tr

H. Murat ALTAY

BOSCH Termoteknik San. ve Tic. A.Ş.,
Organize Sanayi Bölgesi, 45030 Manisa
murat.altay@tr.bosch.com

ÖZET

Küçük boyutlu ısı değiştiricilerde, bağlantı elemanlarının performansa etkisi daha fazla önem kazanmaktadır. Bu çalışmada kanatlı borulu özel tip ısı değiştiricisindeki kaynak bağlantılarının boyut optimizasyonu ile kaynama sorununun çözülmesi amaçlanmıştır. İçinde üç farklı akışkanı barındıran bu özel uygulamada, çözüm için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılmıştır. İlk HAD analizlerinden sonra, problemin öngörülenden farklı olduğu, kaynak bağlantılarının kaynayan suyu ısıtmak yerine soğuttuğu belirlenmiştir. Mümkün olan maksimum kaynak teli genişliği suyun kaynamasına engel olamamıştır. Isı değiştirici içine ince bir sac parçasının kaynak teliyle tutturulmasıyla hazırlanan tasarımların analizleri sonucunda suyun kaynama sorunun engellenebileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirici, HAD, nümerik yöntem, ısıtma, soğutma

Preventing Boiling Problem With Computational Fluid Dynamics in Finned-Tube Special Heat Exchanger

ABSTRACT

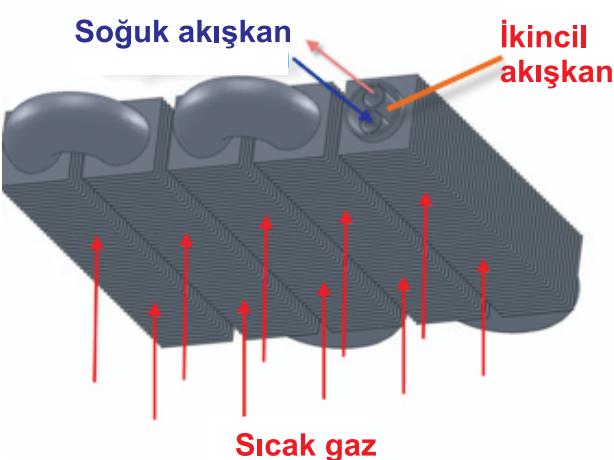
Welding is critical especially in small-scale heat exchanger thermal performance. The aim of this study is to solve the boiling problem with the optimization of welding size in finned-tube special heat exchangers. For this purpose, computational fluid dynamics (CFD) is used. The simulations are performed for three different fluids. As a result of the CFD analysis, it is found that the welded fittings cooled the water instead of heating it. Another aim of the study is to prevent boiling by increasing the size of the welded fittings. However, it is found that even when the maximum welding width was used, boiling of water could not be prevented. After the addition of a thin sheet metal which was constructed with the welding wire in the heat exchanger, the analyses revealed that the boiling problem was solved.

Keywords : Heat exchanger, CFD, numerical method, heating, cooling

* İletişim yazarı
Geliş tarihi : 02.10.2010
Kabul tarihi : 12.11.2010

GİRİŞ

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidarla ayrılan iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştirici olarak adlandırılır [1] ve hacim ısıtmasında, termik santrallerde, iklimlendirme sistemlerinde, atıkisinin geri kazanılmasında ve kimyasal işlemlerde kullanılır. Bazı uygulamalarda, ısı değiştirici tasarımları özelleşmekte, ihtiyaca göre hazırlanan tasarımlar oldukça karmaşık olabilmektedir. Kombi cihazı için kullanılan, hem evin kalorifer tesisatında dolaşan suyun hem de evdeki kullanım suyunun ısıtılması görevini yerine getiren özel bir ısı değiştirici modeli Şekil 1'de gösterilmektedir. Doğal gazın yanmasıyla açığa çıkan enerji kanatların arasından geçen sıcak gazla (şemadaki sıcak gaz) taşımakta ve kalorifer tesisatından gelen suyun (şemadaki ikincil akışkan) sıcaklığını artırmaktadır. Bu akışkan da enerjisini, evin sıcaklığını artırmak için radyatörlerden dışarı vermektedir.



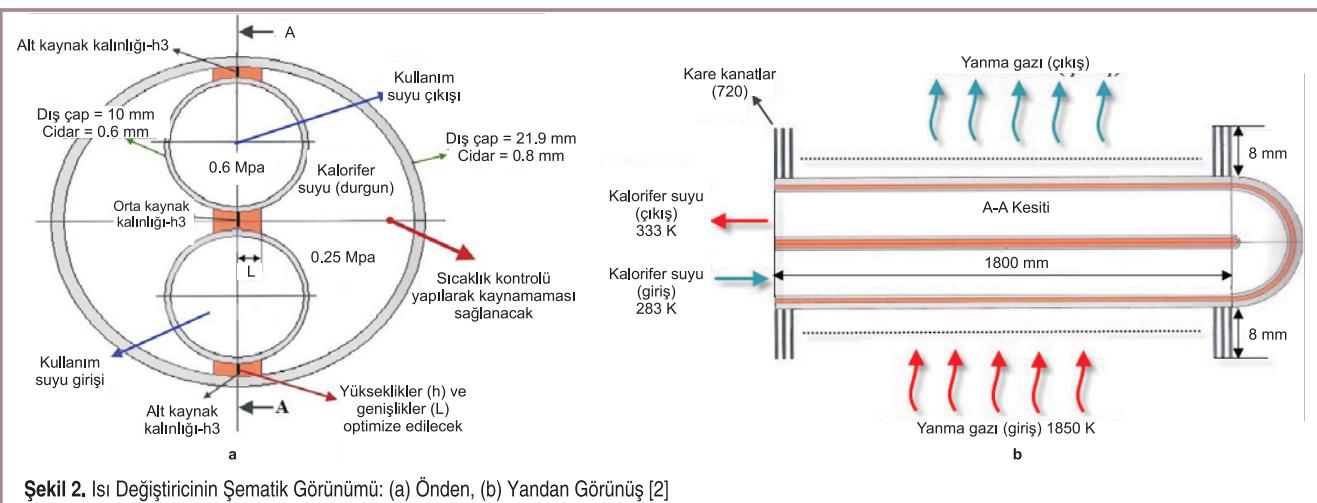
Şekil 1. Kanatlı Borulu Özel Tip Isı Değiştiricisindeki Sıvı Akış Mekanizması [2]

Eğer bu sırada kullanım suyu (şemadaki soğuk akışkan) talebi olursa, kalorifer tesisatındaki su durmakta ve kullanım suyunu ısıtmaktadır.

Isı değiştiricide boruların kaynak bağlantıları ise Şekil 2' de verilen şemadan incelenebilir. Boruların arasına yerleştirilen kaynak telleri, cihazın yapısal olarak ayakta kalmasını sağlamaktadır. Ancak tellerin hacmi ısı değiştiriciyi ısıl yönden oldukça etkilemektedir. Kullanım suyu talebi varken, kalorifer suyunun sıcaklığının kaynama noktasının üzerine çıktıığı belirlenmekte, bu kaynama sorununa kaynak bağlantılarının neden olduğu öngörmektedir.

Bu çalışmada, sorunun nedenini belirlemek amacıyla Gambit® [3] yazılımı kullanılarak üç boyutlu katı model ve ağ yapısı hazırlanmıştır. Model, ANSYS Fluent® [3] sonlu hacimler paket programında analiz edilerek soruna neden olan bölgeler belirlenmiştir. İlk hesaplamalı akışkanlar dinamigi (HAD) analizlerinden sonra, problemin öngörlülenen farklı olduğu, kaynak bağlantılarının kalorifer suyunu ısıtmak yerine soğuttuğu belirlenmiştir. Buna, kullanım suyunun taşınımıla ısı transferinin kaynak bağlantılarının olduğu bölgede daha etkili oluşu sebep olmuştur.

Kaynak bağlantılarının çeşitli tasarımları ısıl yönden analiz edilerek, yapısal olarak mümkün olan maksimum kaynak teli genişliğinin kalorifer suyunun kaynamasının engellenmesine yetmediği görülmüştür. Kullanım suyunun soğutma özelliğini kalorifer suyunun bulunduğu geniş çaplı boruya taşıyabilmek için, kullanım suyunu taşıyan borunun alt tarafındakinden geniş çaplı boruya ince bir sac parçasının eklenmesi ve kaynak teliyle tutturulması öngörmüştür. Çeşitli tasarımların analizleri sonucu bu yöntemin, kalorifer suyunun sıcaklığını kaynama noktasının altında tutmayı başardığı görülmüştür. Veriler, analitik yaklaşımlar ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



Şekil 2. Isı Değiştiricinin Şematik Görünümü: (a) Önden, (b) Yandan Görünüş [2]

ANALİTİK YAKLAŞIM

Hesaplamlar

Analitik hesaplamların bu çalışmada gibi karmaşık geometrideki bir ısı değiştiricisinde uygulanabilmesi oldukça zordur. Ancak bazı kabuller ile analitik çözüm için gerekli yöntem belirlenmiştir. Isı değiştiricisindeki akışkanların ve katı malzemelerin özellikleri Tablo 1 ve Tablo 2'de verilmiştir. Gazın kimyasal bileşimi şu şekildedir [4]:



Analitik çözüm için gaz tarafındaki ortalama ısı taşınım katsayısı bazı kabullerle hesaplanmıştır. Çapraz akışla ısıtılan bir silindir üzerindeki Nusselt sayısının uygulamaları için

kinematik viskozitesi, gazın yoğunluğu ve Prandtl sayısıdır.

Kanat üzerindeki gazın ısı taşınım katsayısının hesabı için kanatlar 600 K sıcaklığında düz bir plaka olarak kabul edilmiş, ortalama ve yerel Nusselt sayıları arasındaki $\bar{Nu}_K = 2Nu_D$ ilişkisi dikkate alınarak Churchill ve Ozoe'nun laminer akıştaki yaklaşımı (Denk. 4) kullanılmıştır [1]:

$$Re_K = \frac{\mu_\infty \cdot K}{\mu / \rho} \quad (3)$$

$$Nu_K = \frac{0.3387 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/3}} \quad (4)$$

Tablo 1. Akışkan Özellikleri [1,5,6]

Hacim	Kabul Edilen Ort. Sıcaklık [K]	Yoğunluk [kg/m³]	Sabit Basınç Özgül Isısı [J/kgK]	Isıl İletkenlik Katsayı [W/mK]	Kinematik Viskozite [kg/ms]	Pr
Kullanım suyu (Alt boru)	283K	999,7	4195,8	0,5797	0,001312	9,68
Kullanım suyu (Üst boru)	333 K	995,8	4185,2	0,6542	0,000467	3,04
Kalorifer suyu	350 K	973,7	4194,6	0,6738	0,000012	2,29
Gaz	880 K	0,367	1279,0	0,0614	0,000037	0,03

Tablo 2. Katı Malzeme Özellikleri [5,7]

Malzeme	Yoğunluk [kg/m³]	Sabit Basınç Özgül Isısı [J/kgK]	Isıl İletkenlik Katsayı [W/mK]
Çelik (Kanat Malzemesi)	8030	502,48	16,27
Bakır (Borular ve Kaynaklar)	8978	381,00	387,60

Churchill ve Bernstein' in ampirik yaklaşımı (Denk. 2) kullanılmıştır [1]:

$$R_{eD} = \frac{V \cdot D}{\mu / \rho} \quad (1)$$

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4 / Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2)$$

Burada, Re , \overline{Nu} , V , D , μ , ρ ve Pr sırasıyla, Reynolds sayısı, ortalama Nusselt sayısı, gazın hızı, büyük boru dış çapı, gazın

Burada, μ_∞ gazın hızı, K kanat uzunluğudur. Ortalama ısı taşınım katsayı ise Denk. 5'ten elde edilecektir. Kanat üzerindeki ortalama ısı taşınım katsayı hesabi \bar{h} için aynı denklemde \overline{Nu}_D ve D yerine, \overline{Nu}_K ve K kullanılmalıdır [1].

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \cdot \frac{k}{D} \quad (5)$$

Ortalama ısı taşınım katsayısının eldesinden sonra gaz tarafından taşınımıla ve kanatlardan iletimle boruya geçen ısı transferi miktarı, kanat verimleri de dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Aktarılan Isı Transferi Miktarı

Hesaplamalar doğrultusunda gaz tarafında tüm ısı değiştirici yüzeyindeki ortalama ısı taşınım katsayısı $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınarak kanat etkenliği hesabı yapılmış, gazdan dış boruya aktarılan ısı miktarının 7 kW olduğu belirlenmiştir.

Ancak kalorifer suyunun sıcaklığının $283 \text{ K}'$ den $333 \text{ K}'$ e yükselebilmesi için gerekli olan ısı transferi miktarının 34 kW olması gereği bulunmuştur. Bu sonucun beklenen değerden oldukça yüksek çıkışına yanlış kabullerin sebep olduğu düşünülmüş, ancak kabullerin gözden geçirilmesine rağmen sonucun değişmediği görülmüştür. Aktarılması gereken ısı transferi miktarının belirlenmemiş olması, kaynak bağlantılarının etkenliğinin ne denli büyük olduğunu göstergesidir.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DINAMIĞI

Matematiksel Model

Analizlerde kullanılan süreklilik (Denk. 6), momentum (Denk. 7 ve Denk. 8) ve enerji (Denk. 9) denklemleri temel olarak şu şekildedir [8]:

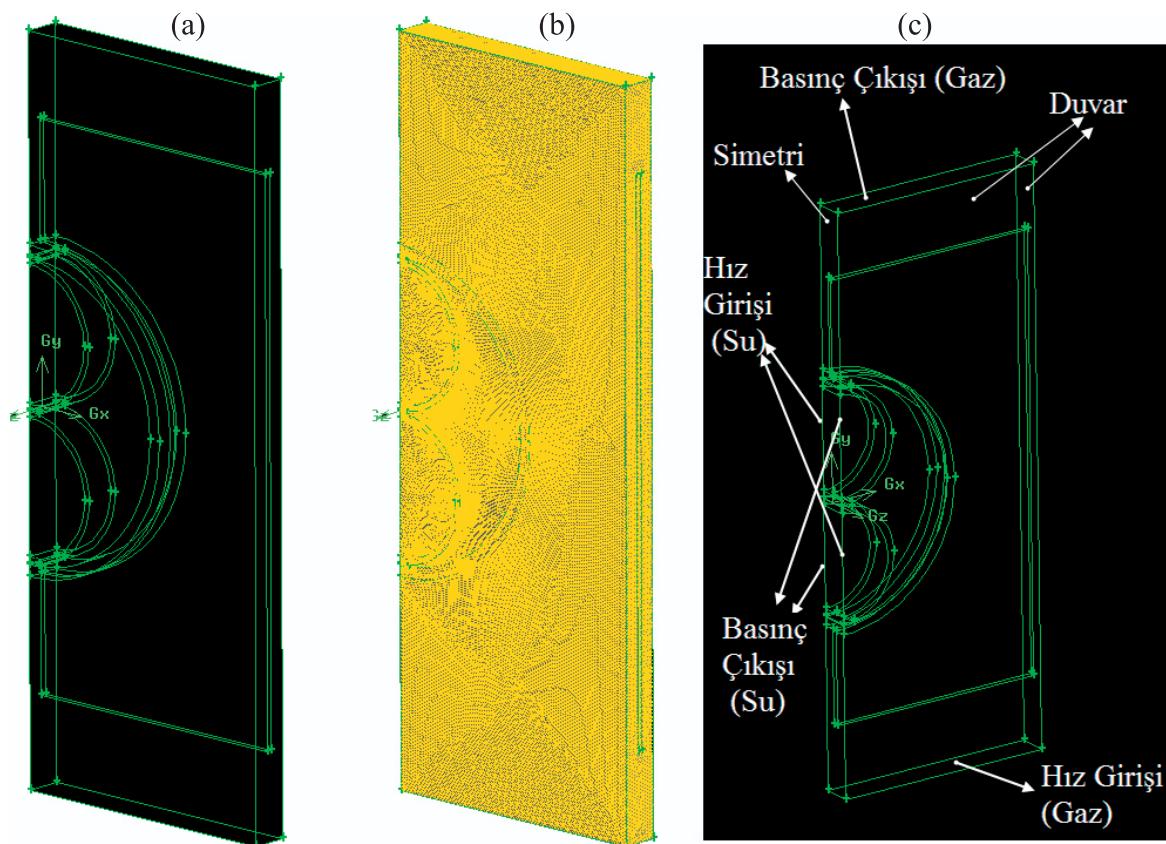
$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right] \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} \right] \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\mu E_T)}{\partial x} + \frac{\partial(v E_T)}{\partial y} = -\frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{1}{RePr} \left[\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} \right] + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\mu \tau_{xx} + v \tau_{yy}) \right] \quad (9)$$

Bu denklemlerde x, y ve z koordinatlar, ρ yoğunluk, p basınç, u, v ve w hız bileşenleri, Re Reynolds sayısı, τ gerilme, E_T toplam enerji ve Pr Prandtl sayısıdır.



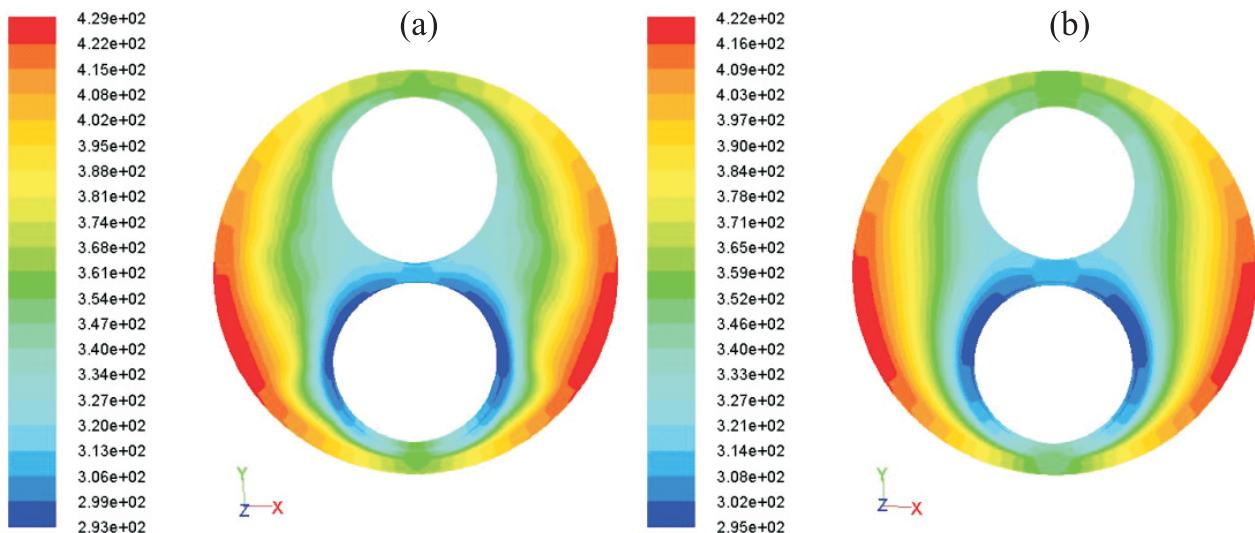
Şekil 3. Isı Değiştirici (a) Modeli, (b) Ağ Yapısı ve (c) Sınır Koşulları

Ağ Yapısının Hazırlanması

Analizlerde üç boyutlu, zamana bağlı olmayan, laminer akış kriterleri kullanılmıştır. Isı değiştirici eksenel simetrik olduğundan tek bir kanat boşluğu da Şekil 3 (a)'daki gibi yarımodellenmiştir. Tüm kaynak bağlantıları ve boru cıdarları modele dahil edilmiştir. Şekil 3 (b)'de gösterilen 720

Nümerik Analiz

Kaynakların genişliği $2L=1,5$ mm ve yükseklikleri $h_1=h_2=h_3=0,1$ mm olan ilk modelin analizi sonucu kalorifer suyunun kaynamasına, alt kaynak bağlantısının sebep olduğu öngörüsünün yanlış olduğu görülmüştür. Aslında kaynak bağlantılarının soğutma görevi gördüğü gözlemlenmiştir.



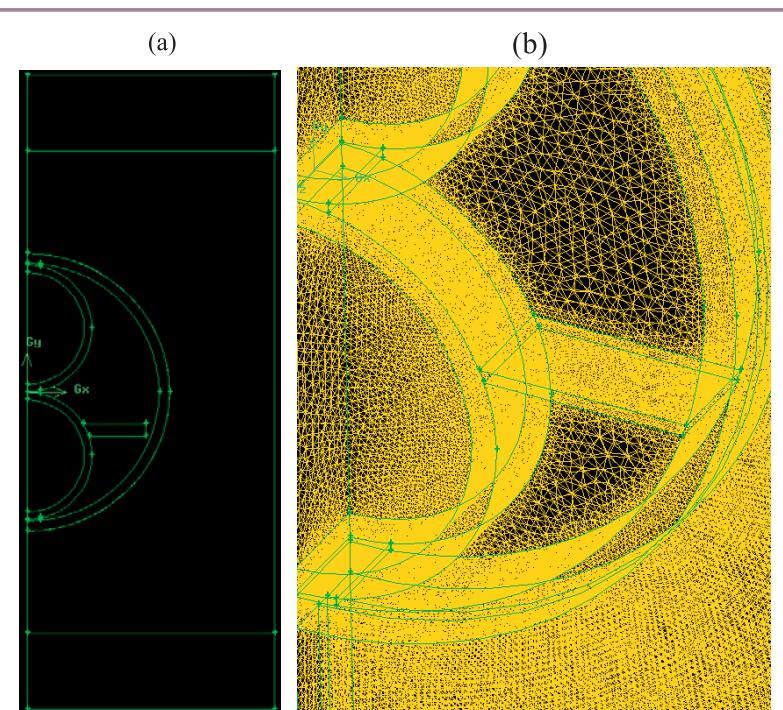
Şekil 4. Sıcaklık Dağılımı: (a) Birinci Model, (b) İkinci Model

kanat boşluğunun tek bir yarısının sonlu hacimler modeli, yaklaşık 1.7 milyon tetrahedral elemana sahiptir.

Çalışma basıncı 101325 Pa olarak belirlenmiştir. Suların yüksek basınç altında olduğu gözden kaçırılmamıştır. Ancak sıkıştırılmış sıvı özelliklerinin basınçla değişimi çok azdır. Örneğin basınçın 100 kat artması, özelliklerin yüzde birden daha az değişimnesine neden olur[5]. Bu yüzden çalışma koşullarında atmosfer basıncı kabulü yapılmıştır.

Sınır Koşulları

Sınır koşullarının model üzerindeki gösterimi Şekil 3 (c)'deki gibidir. Gaz $8,888 \cdot 10^{-6}$ kg/s ve 1850 K parametreleriyle tanımlanmıştır. Kullanım suyu hacimsel debisi 2,7403 m/s' dir. Alt su 283, üst su 333 K sıcaklığında kontrol hacmine girmektedir. Kontrol hacminden tüm akışkan çıkışları, basınç çıkışıdır. Kanat, boru cıdarları, kaynak bağlantıları ve kontrol hacmini oluşturan adyabatik çevre, duvar sınır koşulu olarak belirlenmiştir. Eksendeki yüzeyler için simetri sınır koşulu tanımlanmıştır.



Şekil 5. Eklelen Sac Parçası; (a) Tek Taraftan Kaynaklı Modeli, (b) İki Taraftan Kaynaklı Modelinin Ağ Yapısı