



Gözenekli Ortam Yaklaşımı Kullanılarak Bir Araç Radyatörünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi

Ahmet Aydın, Tahsin Engin, Halit Yasar, Alper Yeter & Ahmet Hulusi Perut

Bu makaleden alıntı yapmak gerekirse: Ahmet Aydın, Tahsin Engin, Halit Yaşar, Alper Yeter & Ahmet Hulusi Perut (2020): Gözenekli Ortam Kullanarak Bir Araç Radyatörünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi

Makale Linki: <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1756069>

Yaklaşım, Heat Transfer Engineering



Online Yayın: 06 May 2020



Makalenizi Bu Dergiye Gönderin



İlgili Makalelere Bakın



Veri Görünümü

Gözenekli Ortam Yaklaşımı Kullanılarak Bir Araç Radyatörünün

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi

Ahmet Aydın¹, Tahsin Engin^{2,1}, Halit Yasar², Alper Yeter³, Ahmet Hulusi Perut³

¹ Sakarya Üniversitesi, Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Merkezi-SARGEM, 54200, Sakarya, Türkiye.

² Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54200, Sakarya, Türkiye.

³ Kale Oto Radyatör Ar-Ge Merkezi, 41000, Kocaeli, Türkiye.

HEAT TRANSFER ENGINEERING
<https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1756069>



Gözenekli Ortam Yaklaşımı Kullanılarak Bir Araç Radyatörünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi

Ahmet Aydın, Tahsin Engin, Halit Yasar, Alper Yeter, Ahmet Hulusi Perut

Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya, Türkiye;

Kale Oto Radyatör Ar-Ge Merkezi, Kocaeli, Türkiye

Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Merkezi-SARGEM, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, Türkiye;

ÖZET

Bu çalışmada, insansız hava araçları için özel olarak geliştirilmiş bir soğutma radyatörü hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kullanılarak analiz edilmiştir. Radyatör, iki dikey sütun (sütun tarafı) arasına yerleştirilmiş yapıdan (petek tarafı) oluşuyordu. Hava petek tarafından geçerken, soğutma sıvısı tüplerin içindeki akış arasında gerçekleşir. Kale Oto Radyatör tarafından geliştirilen, prototiplenen ve test edilen radyatörün CFD modellenmesi yapıldı. Türbülantörlerin ve radyatör kanallarının dışındaki kanatçıkların modellenmesi, çok sayıda gerekli hücre nedeniyle neredeyse imkansızdır. Bu nedenle, petek tarafı için gözenekli medya yaklaşımı benimsenmiştir. Literatürde araç radyatörlerinin CFD analizlerinde gözenekli orta yaklaşım kullanan bazı çalışmalar olmasına rağmen, bunlar genellikle deneysel doğrulama olmaksızın kavramsal tasarımların CFD modellenmesi ile sınırlıdır ve sonuçlarını sorgulanabilir hale getirir. Radyatör testleri ve CFD sonuçları çok iyi bir sonuç gösterdi. Deneysel ve CFD analiz sonuçları arasındaki maksimum farklar basınç düşüşü için %5.6, radyatör çıkış sıcaklığı için %3.1 ve ısı kapasitesi için %2.9 idi. Bu nedenle, uygun bir gözenekli ortam modelinin hem tasarım hem de optimizasyon konuları için etkili bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

* Yazışma: Tahsin Engin, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54187, Esentepe Kampüsü Serdivan-Sakarya-Türkiye. Tel: +90 264 295 5859 Faks: +90 264 295 5601 (Faks), E-posta: engint@sakarya.edu.tr

Giriş

Bir araçtaki bir soğutma devresi, soğutma sıvısı, bir radyatör, bir termostat, bir fan, bir pompa, borular ve bir genişleme tankından oluşan kapalı bir sistemdir. Bir soğutma sisteminin ana bileşeni radyatördür. Araç radyatörleri tipik olarak kompakt kanatçık ve boru tipi ısı eşanjörleridir ve giriş ve çıkış manifoldlarından, tüplerden ve kanatçıklardan oluşur. Kısaca, bir radyatör genellikle hava ve bir antifriz su karışımı olan iki sıvı ile çalışır. Sıcak antifriz su karışımları tüplerden akarken, soğutma havası kanatçıklardan akar ve her iki akış arasında ısı değişimi meydana gelir [1].

Çevre Koruma Ajansı (EPA)'nın sera gazı emisyonlarını ve yakıt tasarruflu araçlar için tüketici taleplerini azaltmayı amaçlayan düzenlemeleri nedeniyle, radyatörlerin daha yüksek termal performanslar ve daha hafif ağırlıklar için imal edilmesi gerekmektedir [2]. Bununla birlikte, radyatör geliştirme süreçlerinde deneysel çalışmalar oldukça maliyetlidir. Radyatör tasarımında, log-ortalama-sıcaklık farkı (LMTD) ve etkinlik-NTU (\leq NTU) gibi farklı yöntemler kullanılır. Bu yöntemler, belirli bir ısı eşanjörü için genel ısı transfer katsayıları ve/veya NTU ilişkileri gibi önceden tanımlanmış bazı parametreler gerektirir. Bu parametrelerin analitik ifadelerden [3], deneysel verilerden [4, 5] veya hesaplamalı modellerden [6-8] tahmin edilmesi gerekir. Bu nedenle, lmtd ve/veya ε -NTU uygulanması özellikle özel tasarlanmış fin yapılandırmaları içerebilir araç radyatörleri için mümkün değildir. Alternatif olarak, hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımı, bir radyatörün termal özelliklerini tahmin etmek için etkili araçlardır.

Araç radyatörleri, özel tasarım kanat (Fin) konfigürasyonları gibi karmaşık geometrik parçaları içerir. Bir araç radyatörünün tam boyutlu analizi, tüm akış alanını yeterince yakalamak için gereken çok sayıda hücre nedeniyle geçerli değildir. Gözenekli bir model, karmaşık radyatör geometrisini basitleştirmek için benzersiz avantajlara sahiptir. Kanatçıklardan meydana gelen

akış özellikleri radyatördeki gözenekli parametrelerle tanımlanabilir. Bu gözenekli parametrelerinin belirlenmesi özellikle sürtünme ve ısı transferi için temel sorumlu bölgeler içinde çok ince gözenekli bir yapıya sahip titiz, ayrıntılı bir hesaplama modeli gerektirse de, bu modelleme [1] yüzeyleri tekrarlayıcı olması nedeniyle temsilen birim hücre yapılabilir. Gözenekli model kullanılarak, hücre sayısı önemli ölçüde azaltılabilir, böylece her türlü radyatör geometrisini modellemeyi mümkün kılar.

Literatürde, gözenekli ortam yaklaşımını kullanan çalışmalar genellikle akışkan yataklar, reaktörler ve ısı alıcıları alanıyla ilgilidir. Ayrıca, ısı eşanjörlerinin modellenmesinde ve analizinde gözenekli ortam yaklaşımını kullanan bazı çalışmalar da bulunmaktadır. Gözenekli ortam yaklaşımı ile ilgili bu çalışmalar üç ana gruba ayrılabilir: (1) Birinci grupta, ısı emici analizleri için gözenekli modelleme kullanılmaktadır [9-14]. Genel olarak, bu çalışmalarda gözenekli modelleme için hacim ortalaması yöntemi kullanılmıştır; (2) ikinci grupta, çalışmalar ısı eşanjörlerinin bazı spesifik alt bileşenlerine odaklanmaktadır [7, 15-21]; ve (3) üçüncü grupta, çalışmalar farklı bilgi işlem metodolojilerini uygulayan tam boyutlu ısı eşanjörlerinin analizlerine odaklanmıştır[4, 6, 8, 22-28]. Birçok çalışmada, fin yapılarını modellemek için gözenekli ortam yaklaşımı kullanılmıştır, burada ısı eşanjörlerinin ısı transfer performansı ve akış özellikleri araştırılmıştır. Bazı çalışmalarda, CFD analizleri literatür sonuçları ile doğrulandı [6, 23], diğerlerinde ise, hesaplamalı sonuçlar deneysel verilerle doğrulandı[4, 8, 22, 23, 27, 29-31]. Ayrıca, bazı çalışmalar sadece deneysel sonuçları içerir [24, 32].

Genel olarak, literatürde gözenekli modelleme parametrelerini tanımlamak için üç farklı model kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, laminar Akış için Dijon'un su kaynaklarının hidrolojisini araştırmak için Henry Darcy (1856) tarafından önerilen modeldir [11]. Forchheimer ve forchheimer-brinkman tarafından türbülanslı Akış için iki genişletilmiş model önerilmiştir [33].

Güler [1] ANSYS Fluent ile gözenekli bir model kullanarak bir araç radyatörünü analiz etti, ancak bu çalışma diğerleri gibi deneysel doğrulamadan yoksundur.

Bu yazıda, insansız hava araçları için özel olarak geliştirilen bir radyatörün CFD analizleri gözenekli ortam yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Araçlarda kullanılan soğutma paketindeki radyatörler genellikle +25 ila +90 °C arasındaki sıcaklıklarda ve 1 ila 4 bar çalışma basıncı aralıklarında çalışır. Öte yandan, insansız hava araçları için beklenen çalışma sıcaklığı ve basınç aralıkları oldukça farklıdır. Örneğin, bu çalışmada tasarlanan radyatör için ortalama çalışma basıncı 16 bardır ve maksimum test basıncı 60 Bar'a kadar olabilir. Benzer şekilde, yüksek irtifalar nedeniyle çalışma sıcaklığı aralığı -45 ila +110 °C' dir. Bu sıcaklık aralığı, geleneksel bir radyatör tasarımının kullanılmasını imkansız kılar. Geleneksel radyatörlerde kullanılan düz borular bu gereksinimleri karşılamadığı için bu tasarım kullanılabilir. Bu nedenle, akışkanın geçeceği kanallar, Plate&Bar teknolojisi olarak bilinen belirli bir teknikte üretilen olacaktır. Termal şok problemi ile ilgili olarak Kale Oto Radyatör tarafından serbestçe genişletilebilen özel bir Fin/Tüp tasarımı geliştirilmiştir. Şirket bu yenilikçi radyatör tasarımı için bir patent başvurusu yaptı.

CFD Modelleme

Bu çalışmada sayısal analizlerde ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. İki denklemlilik k - modeli en çok kullanılan ve doğrulanmış türbülans modelidir ve bu modelin performansı bir dizi pratik akışa karşı değerlendirilmiştir. Ayrıca, bu türbülans modelinin, Reynolds kayma gerilmelerinin sınırlı akışlarda önemli olduğu durumlarda oldukça iyi performans gösterdiği gösterilmiştir [34]. Reynolds sayısı sıvı tarafı için yaklaşık 25.000'dir. Bu nedenle, k-ε gerçekleştirilebilir türbülans modeli kullanılmıştır. Akıcı olarak, momentum, türbülanslı kinetik enerji (TKE) ve türbülanslı dağılım oranı (TDR) için ikinci dereceden bir rüzgar düzeni seçildi.

Gevşeme faktörleri momentum için 0.05, tke ve TDR için 0.3 ve türbülanslı Viskozite için 0.4 olarak seçildi [1]. Türbülanslı Prandtl numarası, varsayılan olarak ANSYS-Fluent'te belirtildiği gibi 0.85 olarak ayarlandı.

CFD analizleri iki adımda gerçekleştirildi: (1) Şekil 1'de gösterildiği gibi türbülator için gözenekli parametreleri tanımlamak için bir dilim radyatör analiz edildi ve (2) hücre sayısını azaltmak için model basitleştirildi. Basitleştirilmiş model, gözenekli katsayıyı tanımlamak için CFD tarafından analiz edildi. Kolonların dış sıvısı hava ve iç kolon malzemesi su idi. CFD analizlerinde havanın yoğunluğu ve viskozitesi sırasıyla 1.225 kg / m^3 ve $1.789 \times 10^{-5} \text{ Pa}_2 \text{ s}$ olarak alınmıştır.

Gözenekli Katsayıların Tanımlanması

Model, sütun ve çekirdek adı verilen iki farklı akış alanından oluşur (Şekil 1). Çekirdek tarafı, radyatörün dışında kalan havanın hacmini gösterir. Kale Oto Radyatör tarafından türbülansı arttırmak için geliştirilen özel türbülatorler tasarımın çekirdek tarafında, çekirdek tarafı geleneksel örgü aletleri kullanılarak ağlanamaz. Bu nedenle, çekirdek tarafı için meshing problemini çözmek için gözenekli medya yaklaşımı kullanılmıştır.

Gözenekli ortam, standart akışkan akış denklemlerine bir momentum kaynağı teriminin eklenmesiyle modellenir. Kaynak terimi, viskoz kayıp (Darcy terimi) ve atalet kaybı olarak adlandırılan iki terimden oluşur.

Bu çalışmada, gerçek model için ısı akısı ve basınç-hız eğrisini değerlendirmek için farklı hızlar için Fluent kullanılarak sadece bir periyodik sütun dilimi çözülmüştür. Kolon duvar sıcaklığı sabit olarak tanımlanmıştır. Viskoz ve atalet kaybı terimlerini ve ısı transfer katsayısını (HTC) hesaplamak için bir basınç-hız eğrisi ve ısı akısı kullanılmıştır. Bu katsayılar

basitleştirilmiş geometrinin çekirdek tarafı için uygulanmıştır [1]. Gözenekli medya yaklaşımı için bir Forchheimer-Brinkman modeli kabul edildi [33]. Şekil 1'de gösterildiği gibi bir dilim sıvı hacmi, farklı hızlarda birim uzunluk (1 m) başına periyodik sınır koşulu kullanılarak analiz edildi. Forcheimer ilişkisini elde etmek için ölçülen basınca karşı hız verilerine ikinci mertebeden bir polinom eğrisi takıldı [1]. Şekil 2'den, birim uzunluk için basınç düşüşü ve hız arasındaki korelasyonu açıklayan denklem elde edildi:

$$\Delta p = aV + bV^2 \quad (1)$$

$a=151.81 \text{ kg } [1/m]^2 \text{ s}$ ve $b = 9.104 \text{ kg/m}^3$, sırasıyla, eğriden. Bu katsayılardan, atalet ve viskoz katsayıları elde edilebilir [1]:

$$= \frac{2}{\dots} \quad (2)$$

$$= - \dots \quad (3)$$

içinde ρ sıvının yoğunluğu ve μ sıvının kinematik viskozitesidir. Bu katsayılar sadece bir dikdörtgen sütun ve çekirdek bölgeleri içeren basitleştirilmiş geometride kullanılmıştır. Gözenekli ortam katsayıları belirlendikten sonra temsili ısı transfer katsayıları hesaplandı. Ortalama ısı transfer katsayısı, aşağıdaki ilişki kullanılarak hesaplanabilen akıcı işlem sonrası elde edilmiştir [1, 35]

$$= \frac{\dots}{\dots}, \quad = \frac{\dots + \dots}{2}, \quad = \dots \quad (4)$$

HTC gözenekli model için ısı transferi katsayısı ise, q_{porous} gözenekli model için ısı akış var, q_{full} tam model için ısı akış var, T_w duvar sıcaklığı, T_{ref} referans sıcaklık (çekirdek) $T_{\text{çekirdek giriş sıcaklığı}}$ (çekirdek dışı) $T_{\text{çekirdek çıkış sıcaklığı}}$, A_{full} tam model ısı transfer

yüzey alanı ve gözenekli A_porous model ısı transfer yüzey alanı. HTC'nin hesaplanmasında, tam model için ısı akışı, radyatörün bir dilimi için CFD analizi ile elde edildi. Gözenekli model için ısı akışı daha sonra tam ve gözenekli modellerin toplam ısı yüklerinin eşitliği dikkate alınarak hesaplandı. Öte yandan, tam modelin ısı transfer yüzey alanı radyatörün Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) dosyasından elde edilmiştir. Arayüzey alan yoğunluğu, sıvı/katı arayüz alanının gözenekli bölgenin hacmine oranı olarak tanımlanabilen CAD modelinden bulunabilir [33].

Klasik gözenekli ortam teorisi, katı duvar yüzeyi ve sıvı fazları arasında yerel bir termal denge varsayar. Bu varsayımın geçerli olması için katı ve sıvı fazların yerel denge sıcaklığına yeterince hızlı ulaşması gerekir. Bununla birlikte, katı yüzey ve sıvı arasındaki ısı transfer hızı, doğal termal difüzyon özellikleri nedeniyle gözenekli ortamlarda yerel bir termal dengeye ulaşacak kadar hızlı olmayabilir. Bu nedenle, katı ve sıvı fazların sıcaklık değişimleri, normalde klasik teoride dikkate alınmayan gözenekli ortamda bazı ek gözenek ve termal gerilmelere yol açabilir [36]. Yerel termal denge Dışı olarak bilinen daha gerçekçi bir model, her iki sıcaklığı ayrı ayrı modellemek için gözenekli ortam yaklaşımına benimsenmiştir.

Gözenekli ortam, standart akışkan akış denklemlerine bir momentum kaynağı teriminin eklenmesiyle modellenir. Kaynak terimi iki bölümden oluşur: (1) viskoz bir kayıp (Darcy terimi) ve (2) atalet kaybı. Kararlı ve tam Gelişmiş Akış çözümü ele alan bu çalışmada, sağlam iskelet üzerinde momentum dengesi bütün gözenekli ortamda tutar ve birim [37] makaslama gerilmeleri, basınç farkı dönem ve bu iki ek kaybı açısından ortalama gerilme makaslama basınç eğimi ve iki momentum kaynak açısından dengeli olduğunu gösteren içerir.

Gözenekli model, ısı transfer hızının bir dilim için gerçek modelin ısı transfer hızı olarak yaklaştığı gerçeği ile doğrulandı. Ortalama ısı transferi ve gözenekli atlama katsayıları Tablo 1'de sunulmuştur. Bu katsayılar CFD analizleri için girdi verileri olarak tanımlanmıştır. Şekil 3,

gözenekli ortam olarak etiketlenen sıvı alanını gösterir. Gözenekli katsayısı 280 mm uzun medya için tanımlanır.

Basitleştirilmiş Model için sınır koşullarının belirtimi

CFD analizlerinde elemanların sayısını azaltmak için kullanılan Şekil 4'te gösterildiği gibi simetrik basitleştirilmiş bir hesaplama alanı oluşturulur. Hesaplama alanı Şekil 4'te gösterilmiştir ve sütun ve çekirdek kenarları adı verilen iki farklı sıvı bölgesine sahiptir. Her iki akışkan akışının giriş yüzeyi için iki fark sınır koşulu "basınç girişi" ve "kütle akış girişi" olarak belirlenmiştir. Basınç çıkışı çıkış yüzeyleri için "0" Pa olarak belirtildi. Diğer yüzeyler "duvar" olarak belirtilmiştir. Radyatörün geometrik yapısı nedeniyle, Şekil 4'te gösterildiği gibi simetri düzlemlerinde simetri sınır koşulları da belirtilmiştir. Basitleştirilmiş modelin belirtilen tüm sınır koşulları Tablo 2'de verilmiştir.

Basitleştirilmiş Model için Örgü Üretimi

Toplayıcı tetrahedral kafeslerle örgülenirken, alanın geri kalanı dördü k kafeslerle örgülenmiştir. Sınır tabakasındaki hız degradelerini tam olarak yakalamak için, alanın hem çekirdek hem de sütun kenarları için duvarların yüzeyine beş kat ile enflasyon da uygulanmıştır. Modelin örgü yapısı Şekil 5'te gösterilmiştir. Şekil 6, ısı kapasitesine dayalı sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığını göstermektedir. Şekilden görülebileceği gibi, elemanların sayısı 600.000'in üzerinde arttığında, analizden elde edilen ısı kapasitesinde neredeyse hiç değişiklik yoktur. Bu nedenle, hücre sayısı CFD analizinde kabaca 600.000 olarak seçildi. Nihai ağ için maksimum çarpıklık 0.85 olarak gözlenmiştir. Dış için hücre sayısı 80.000 ve hücre toplayıcı ve iç sayısı 260.000'dir. Dışarıdaki bölümlerin sayısı 100'dür ve önyargı faktörü 5 olarak seçilmiştir.

Deneyel Kurulum ve Prosedür

Kale Oto Radyatör' de kurulu klimatik test odasında deneyel çalışmalar yapıldı. Bu test odasında, seçilen değerlerde sıcaklık ve nem sabitlenebilir. Deneyel kurulumda kullanılan temel elemanlar bir su ve glikol tankı, radyatör, fan, debimetre, pompa ve kontrol panelidir. Sistem ayrıca kontrol valfleri ve basınç ve sıcaklık sensörleri içerir. Üç farklı çekirdek basınç düşüşü ve soğutucu kütle akış hızı için radyatör testleri yapıldı. Deney düzeninin şematik düzeni Şekil 7'de gösterilmiştir. Tablo 3, radyatör testlerinin yapıldığı test koşullarını verir. Deneylerde soğutucunun giriş ve çıkış sıcaklıkları, soğutucunun kütle akış hızı, giriş hava basıncı ve radyatörün ısı kapasitesi ölçülmüştür.

Isı kapasitesi, ölçülen kütle akış hızı ve soğutucunun giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (t_{f,out} - t_{f,in}) \quad (5)$$

Q radyatörün ısı kapasitesi, m kütle akış hızıdır, c_p sıvının özgül ısıdır, t_ (f,in) sıvının giriş sıcaklığıdır ve t_ (f,out) sıvının çıkış sıcaklığıdır.

Kütle akış hızı, basınç ve sıcaklık gibi parametrelerin ölçüm işlemi her zaman bazı hatalara sahiptir ve bu hatalar deneyel verilerde belirsizlikler üretebilir. Radyatörün deneyel ısı kapasitesini hesaplamak için termokupllar ve debimetre çıkışları kullanılmıştır. Bu çalışmada deneyel belirsizlikler Kline ve McClontock [38] ve Moffat [39] yöntemi ile hesaplandı. Ölçülen ve hesaplanan değerlerin belirsizlikleri Tablo 4'te verilmiştir.

Sonuçlar ve Tartışma

Sayısal Method Sonuçları

Radyatörün 8, 9.5 ve 11 kg/dak kütle akış hızları için basınç dağılımı Şekil 8'de gösterilmiştir. Orta çekirdeklerde ortalama basınç daha yüksekti. Basınç merkezden kenar çekirdeklerine düşer. Beklendiği gibi, artan kütle akış hızı ile maksimum basınç değeri artmış ve 11 kg / dak kütle akış hızında 24 kpa'ya ulaşmıştır.

Radyatördeki 8, 9.5 ve 11 kg/dak kütle akış hızları için hız dağılımları Şekil 9-a ve-B'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi, kütle akışı arttıkça hız artar ve akış daha homojen hale gelir. Basınç dağılımına benzer şekilde, maksimum hız (100 m/s), 11 kg/dak'lık en yüksek kütle akış hızında da elde edildi.

Şekil 10, Radyatörde L1 - L5 etiketli farklı kesitler boyunca akış dağılımlarını göstermektedir. Bu şekilde L1, kütle akış hızının en yüksek olduğu radyatördeki merkezi kanalın kesitini temsil eder. Komşu kanallardaki kütle akış hızları L1 kanalındaki kütle akış hızı kullanılarak normalleştirildi. Örneğin, L2 / L1 oranı L2 yüzeyi boyunca normalleştirilmiş kütle akış hızıdır. Bu oran, radyatörün içinde ve dışında meydana gelebilecek aşırı sıcaklık farklılıklarından dolayı termal şokları tolere etmek için verimli bir radyatör tasarımı için %60'ın altına düşmemelidir. Tasarlanan modele gelince, oran Şekil 10'da gösterildiği gibi %75'in üzerindedir ve başarı kriterlerini karşılar.

Şekil 11, duvar yüzeyi üzerinde 800, 1000 ve 1200 Pa çekirdek basınçları için sıcaklık dağılımını göstermektedir. Şekilde görülebileceği gibi, radyatör yüzey sıcaklıkları, özellikle hızın yüksek olduğu durumlarda daha yavaş değişir ve çekirdek basıncının yüzey sıcaklığı üzerinde çok az etkisi vardır. Analiz sonucunda maksimum yüzey sıcaklığı 330 k olarak elde edildi.

Sayısal modelin deneysel sonuçlarla doğrulanması

Radyatör Kale Oto Radyatörde test edilmiştir. Deneysel çalışmalar öncelikle 8, 9.5 ve 11 kg/dak basınç düşüşünü araştırmak için yapılmıştır. Daha sonra 9.5 kg/dak akış hızı için 800, 1000 ve 1200 Pa giriş basınçlarında termal performans testleri yapıldı.

Sayısal çözelti birleştirildikten sonra, radyatörde dolaşan sıvının giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlendi ve bu sıvının termal kapasitesi, kütle akış hızı ve özgül ısı kullanılarak buna göre hesaplandı. Sıvıdan ısı transferi tamamen ortam havasına iletildiğinden, hesaplanan değer, ortam havasına aktarılan termal kapasite olarak da değerlendirilmiştir. Şekil 12, farklı çekirdek yan basınç düşüşleri için radyatörün kolon tarafı (sıvı) çıkış sıcaklıklarını 9,5 kg/dk'da göstermektedir. Şekilde görülebileceği gibi, deneysel ölçümler ve CFD analiz sonuçları arasındaki maksimum sapma, yaklaşık %3.1 olan bir 800 Pa çekirdek basınç düşüşünde meydana geldi. Bu fark oldukça küçüktür ve gözenekli ortam yaklaşımının radyatörlerin CFD analizinde geçerli olduğunu göstermektedir.

Şekil 13, radyatörün farklı çekirdek basınç düşüşleri için 9.5 kg/dak'da deneysel olarak ölçülen ve sayısal olarak tahmin edilen ısı kapasitelerini göstermektedir. Çalışmada, CFD analiz sonuçlarına göre hesaplanan maksimum ısı kapasitesi 1200 Pa çekirdek basınç düşüşünde 12.6 kW iken, bu değer deneysel olarak aynı çekirdek basınç düşüşünde 12.8 kW olarak belirlenmiştir. Öte yandan, 800 Pa çekirdek basınç düşüşü için deneysel ve CFD analiz sonuçları arasındaki maksimum sapma %2.9 idi.

Şekil 14, kütle akış hızı ile basınç düşüşünün değişimini göstermektedir. Beklendiği gibi, radyatördeki basınç düşüşleri artan kütle akış hızlarıyla artar. Maksimum kolon tarafı (sıvı) basınç düşüşü deneysel olarak 11 kg/dak'da 18.3 kPa olarak ölçülürken, CFD sonucu aynı akış

hızında 18.9 kPa idi. Öte yandan, deneysel ve CFD analiz sonuçları arasındaki maksimum sapma, 9.5 kg/dk kütle akış hızında %5.6 idi.

Sonuçlar

Bu çalışmada insansız hava araçları için bir radyatör tasarlanmış ve radyatörün CFD analizleri gözenekli ortam yaklaşımı kullanılarak yapılmıştır. Daha sonra CFD tabanlı tasarımın prototipi Kale Oto Radyatör tarafından üretildi ve test edildi. Bu çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Yeni nesil insansız hava araçları için özel olarak tasarlanmış geniş sıcaklık ve basınç aralıklarına (4-16 bar, -45-110 oC) sahip bir radyatör hesaplamalı olarak analiz edildi, üretildi ve test edildi.
- Radyatörün gözenekli ortam modeli ile sistematik ve kapsamlı bir CFD analizi yapıldı. Prosedür, radyatör, filtreler ve panjurlar içeren diğer mühendislik sistemlerine kolayca genişletilebilir.
- CFD analizi ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, termal performansta %2.9 ve basınç düşüşünde %5.55'lik maksimum farklılıklar gözlemlendi ve bu da sayısal bir çalışma için kabul edilebilir hatalar olarak kabul edilmektedir.

Bildirim

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından TEYDEB Programı kapsamında, Kale Oto Radyatör tarafından sunulan “İnsansız Hava Araçları İçin Kompakt Bir Soğutma Paketinin Geliştirilmesi Projesi No: 3170113” verilmiştir. TÜBİTAK'ın kısmi mali desteği olmuştur.

TERMİNOLOJİ

A	Isı Transferi yüzey Alanı, m^2
a	Polinom eğrisi katsayısı Δ (Eq. 1), $kg/m \cdot s$
b	Polinom eğrisi katsayısı for Δ (Eq. 1), kg/m
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CFD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HTC	Isı Transferi Katsayısı, $W/m^2 \cdot K$
LMTD	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NTU	Transfer birimi sayısı
TDR	Türbülanslı dağılım oranı
TKE	Türbülanslı Kinetik Enerji
	Akışkanın Spesifik Isısı, $kJ/kg \cdot K$
	Atalet Katsayısı, $1/m$
	Vizkos Katsayı, $1/m$
\dot{m}	Debi, kg/min
Δ	Basınç Kaybı, kPa

q	Isı Akı, W/m ²
$\dot{}$	Isı Kapasitesi, kW
T	Sıcaklık, K
V	Hava Akısı, m/s

Yunan Sembolleri

	Etki, %
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
μ	Dinamik Vizkozite, kg/m·s

İndisiler

f	Sıvı
in	Giriş
out	Çıkış
ref	Referans
w	Duvar

Tablo 1. Gözenekli atlama ve ısı Transfer katsayıları.

Katsayı	Deger
[1/m] (from eq. 2)	53.08
[1/m] (from eq. 3)	30.30×10
HTC(W/m K) (from eq. 4)	582
Interfacial area [m ²] (from model using CAD software)	0.0086

Tablo 2. Basitleştirilmiş model için sınır koşulları (bkz. 4).

Kesit	Parameter	Sınır Şartları
Giriş (A)	Giriş Debisi	8 kg/min 9.5 kg/min 11 kg/min 150 °C
Çıkış (B)	Çıkış Basıncı	0 Pa
Hava Giriş (C)	Giriş Basıncı	800 Pa 1000 Pa 1200 Pa 45 °C
Hava Çıkış (D)	Çıkış Basıncı	0 Pa

Tablo 3. Radyatör Test Şartları

Parameter	Değer
Kabin sıcaklığı (°C)	45
Radyatör giriş sıcaklığı (°C)	150
Petek basınç düşüşü (Pa)	800-1000-1200
Soğutucu Debisi (kg/min)	8-9.5-11
Hava kütle akış hızı (kg/h)	570
Radyatör giriş basıncı (bar)	2.55

Tablo 4: Ölçülen veya hesaplanan değerlerin belirsizliği.

Parameter	Belirsizlik (%)
Sıcaklık Farkı	1.55
Kütleli Debi	1.85
Isı Kapasite	2.13
Hava Hızı	2.95
Basınç	2.50

Şekil Başlıkları

Şekil 1. Radyatörün kesit görünümü.

Şekil 2. Gözenekli ortam yaklaşımı için sıvı ortalama hızı ile basınç düşüşünün değişimi.

Şekil 3. Gözenekli ortam yaklaşımının uygulandığı bölgeler.

Şekil 4. Radyatörün yüzey isimlendirmesi.

Şekil 5. Gözenekli modelin örgü yapısı.

Şekil 6. Sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığı.

Şekil 7. Deneysel kurulum şematik düzeni.

Şekil 8. Radyatör iç yüzeyindeki basınç dağılımları (sıvı tarafı).

Şekil 9. Radyatörde hız dağılımı.

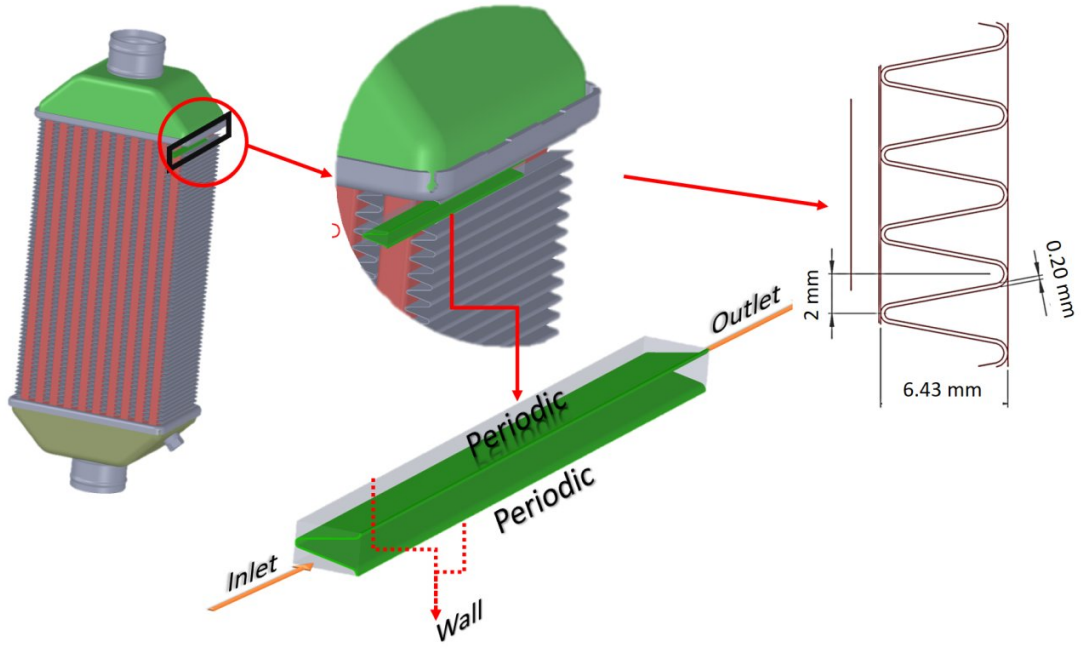
Şekil 10. L1 yüzeyine göre farklı kesitlerden geçen kütle akış hızı fraksiyonları.

Şekil 11. Farklı çekirdek basınç düşüşleri altında radyatördeki sıcaklık dağılımları.

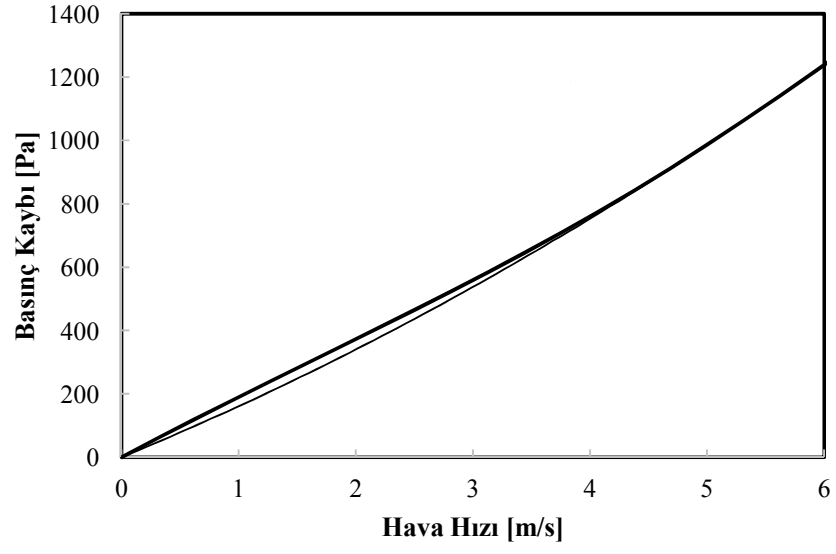
Şekil 12. Farklı çekirdek basınç düşüşleri için radyatör sıvı yan çıkış sıcaklığının karşılaştırılması.

Şekil 13. Farklı çekirdek basınç düşüşleri için ısı kapasitesinin karşılaştırılması.

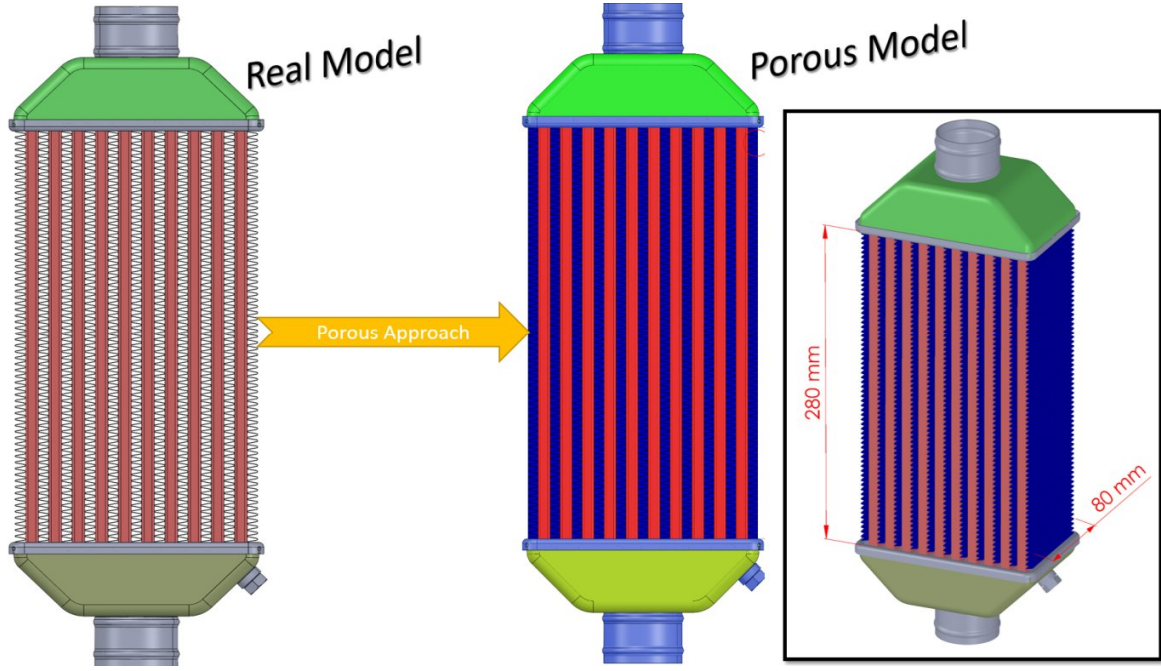
Şekil 14. Farklı kütle akış hızları için basınç düşüşlerinin karşılaştırılması.



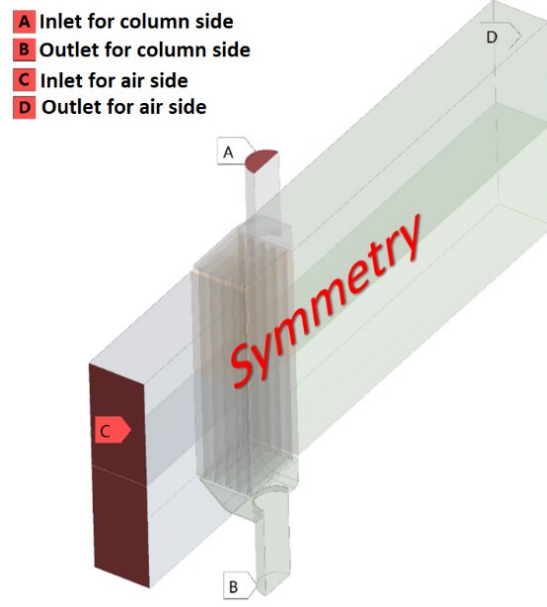
Şekil 1. Radyatörün kesit görünümü.



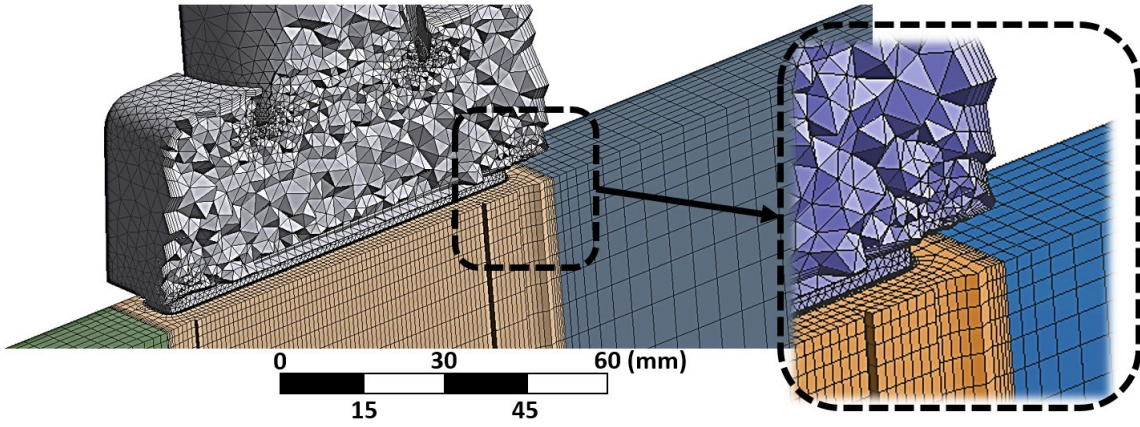
Şekil 2. Gözenekli ortam yaklaşımı için sıvı ortalama hızı ile basınç düşüşünün değişimi.



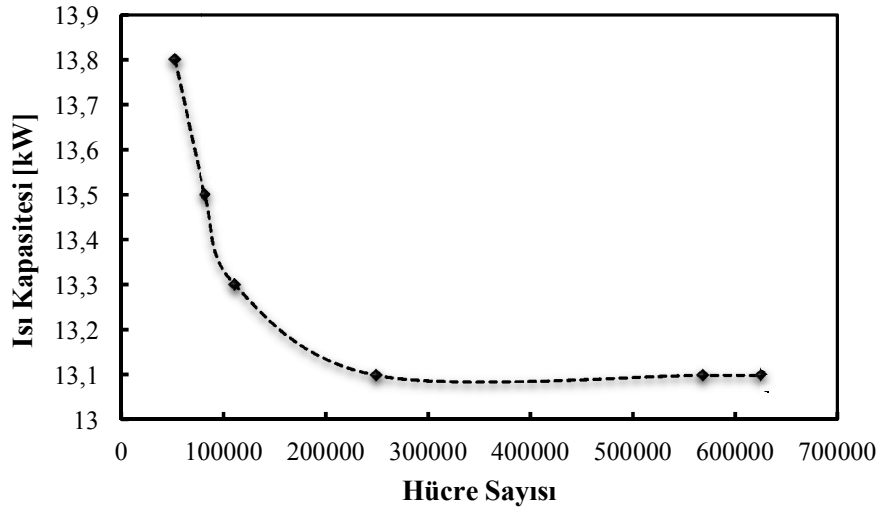
Şekil 3. Gözenekli ortam yaklaşımının uygulandığı bölgeler.



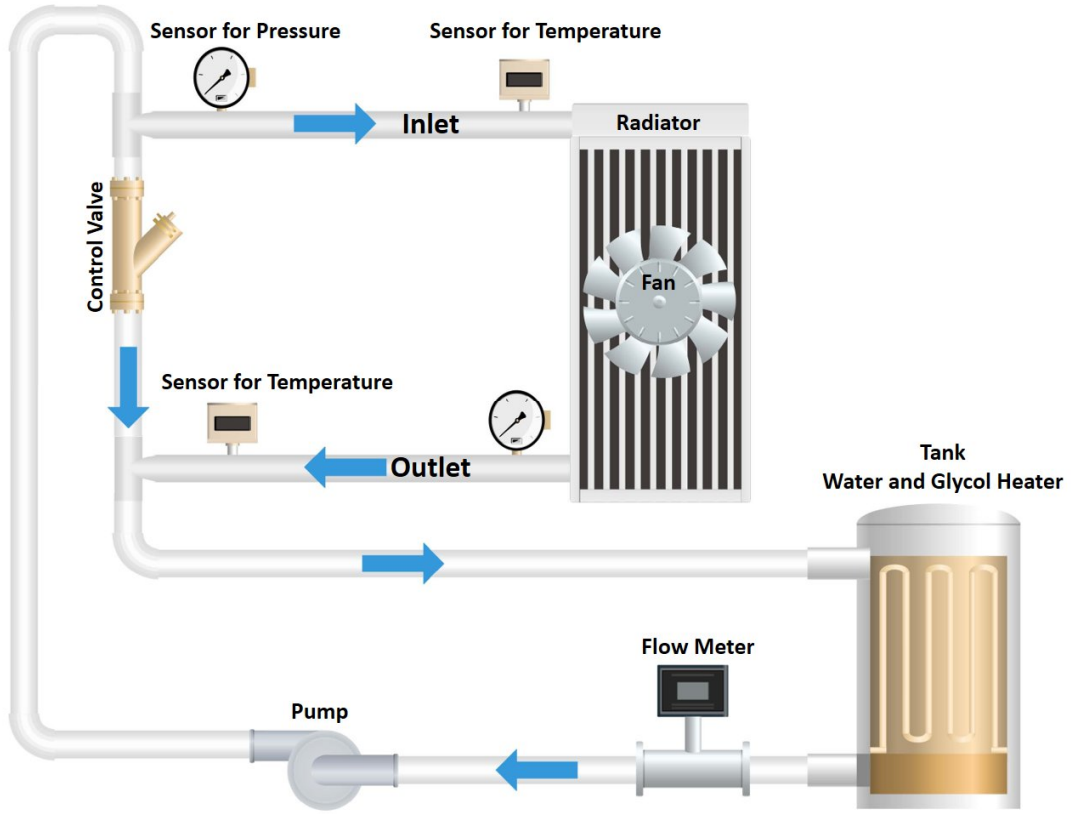
Şekil 4. Radyatörün yüzey isimlendirmesi.



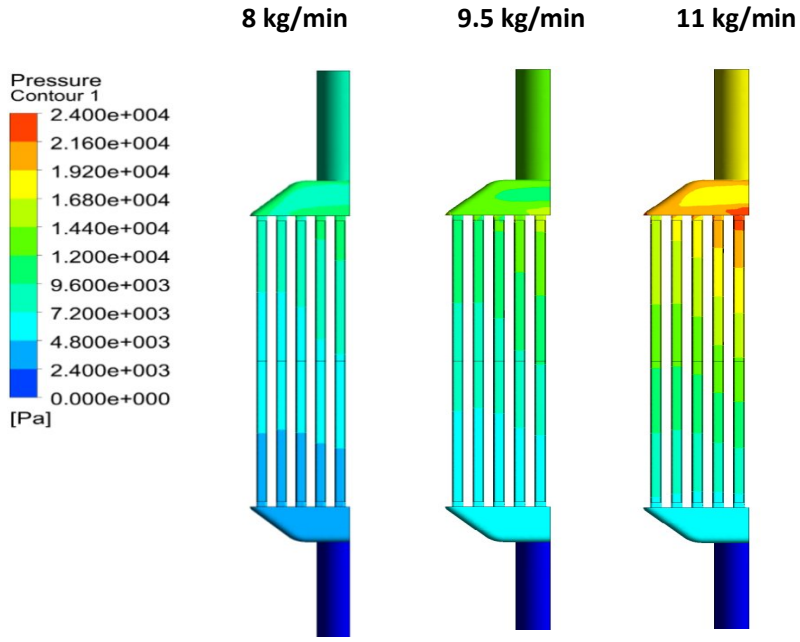
Şekil 5. Gözenekli modelin örgü yapısı.



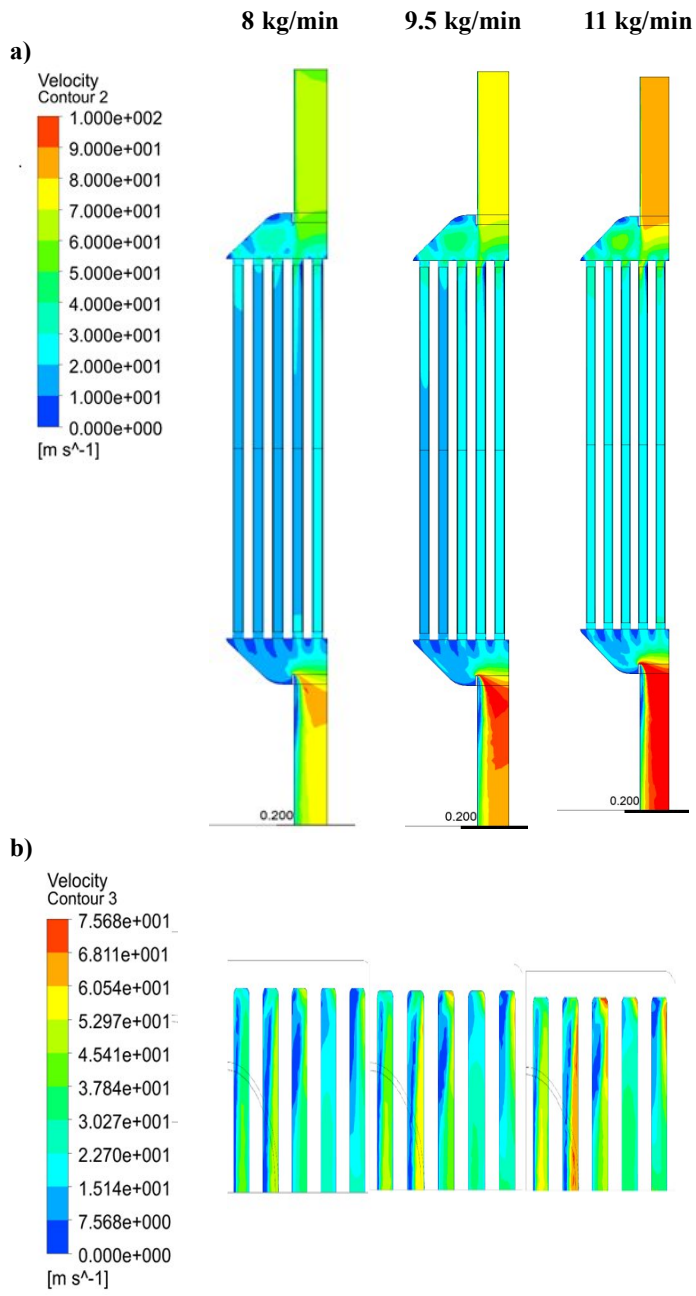
Şekil 6. Sayısal çözümün eleman sayısı bağımsızlığı.



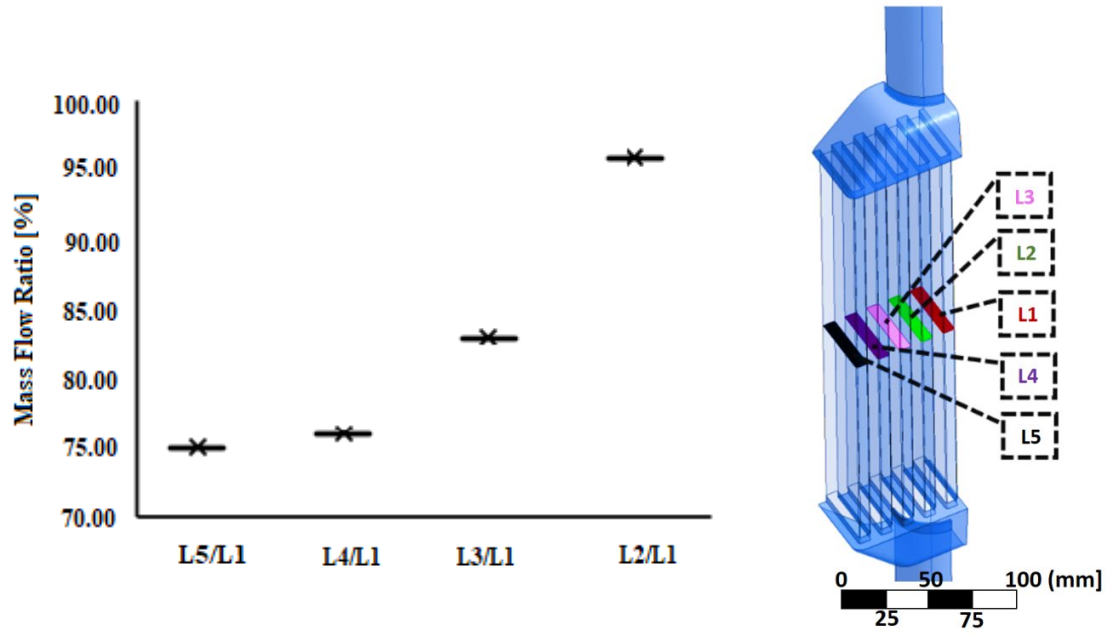
Şekil 7 . Deneysel kurulum şematik düzeni.



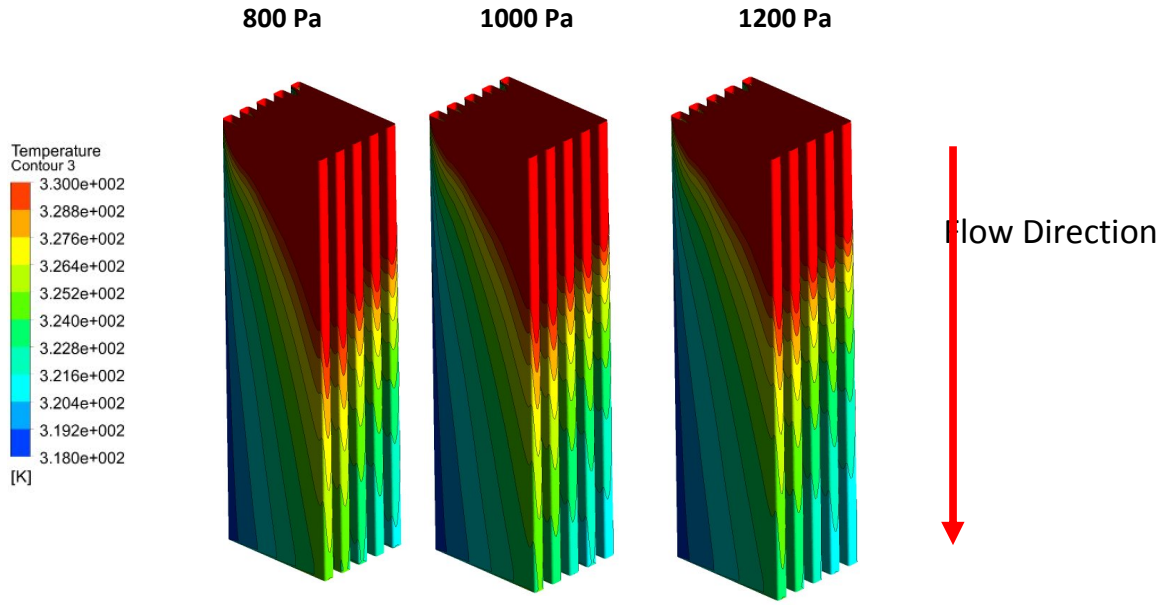
Şekil 8. Radyatör iç yüzeyindeki basınç dağılımları (sıvı tarafı).



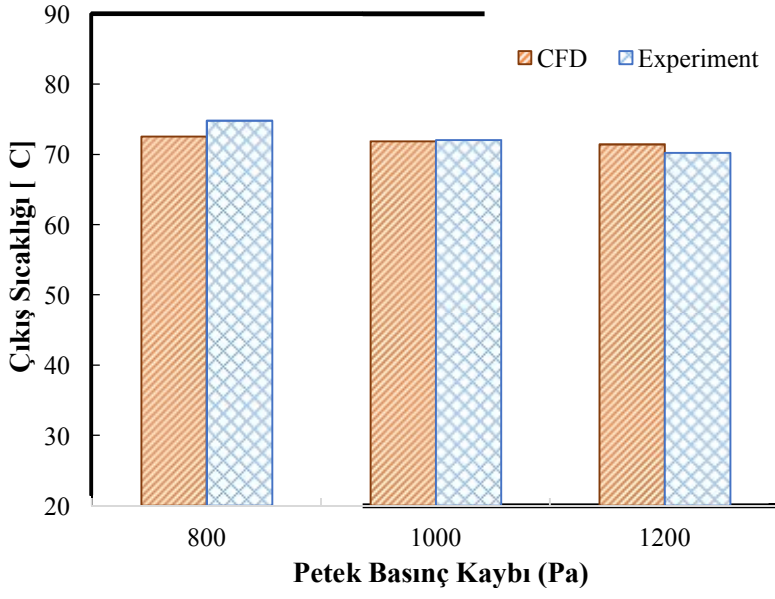
Şekil 9. Radyatörde hız dağılımı.



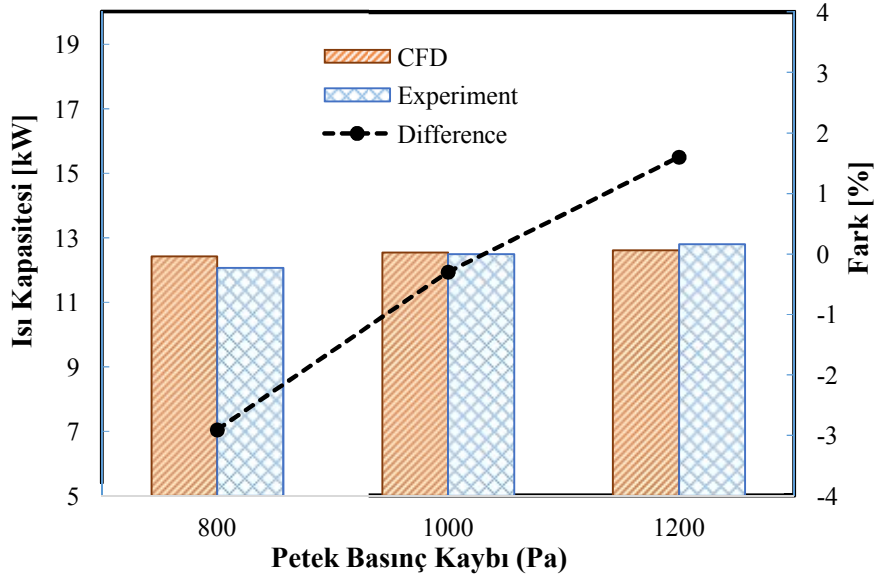
Şekil 10. L1 yüzeyine göre farklı kesitlerden geçen kütle akış hızı fraksiyonları.



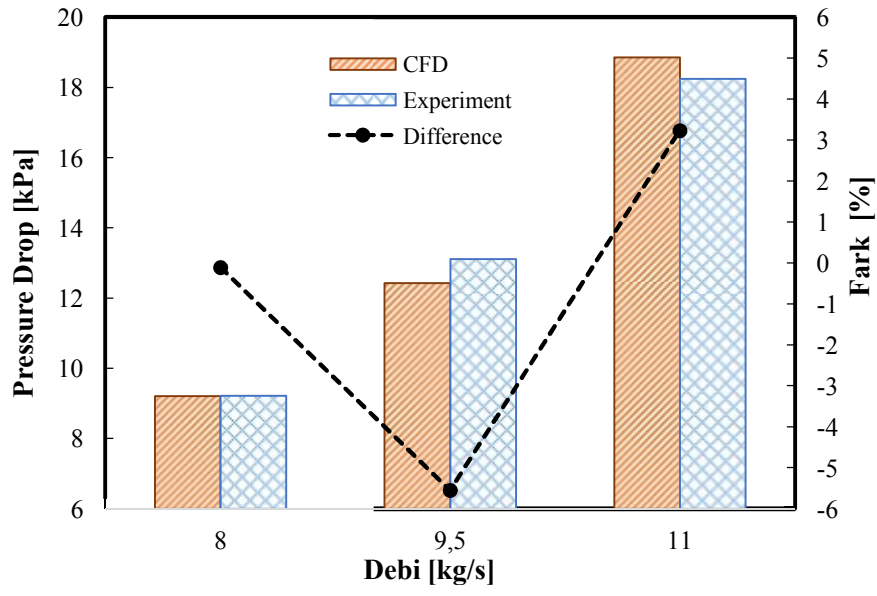
Şekil 11. Farklı çekirdek basınç düşüşleri altında radyatördeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 12. Farklı çekirdek basınç düşüşleri için radyatör kolon tarafı (sıvı) çıkış sıcaklığının karşılaştırılması.



Şekil 13. Farklı çekirdek basınç düşüşleri için ısı kapasitesinin karşılaştırılması.



Şekil 14. Farklı kütle akış hızları için basınç düşüşlerinin karşılaştırılması.

Katkıda Bulunanlar Hakkında Notlar



Ahmet Aydın, Sakarya Üniversitesi Araştırma-Geliştirme ve Uygulama Merkezi-SARGEM'DE öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır. Yüksek lisans derecesini Sakarya Üniversitesi'nde aldı. Araştırma alanları arasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve ısı transferi bulunmaktadır.



Tahsin Engin, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde profesördür. Yüksek Lisans ve doktora derecelerini sırasıyla Hacettepe Üniversitesi ve Sakarya Üniversitesi'nden aldı. Araştırma alanları arasında deneysel ve hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, enerji dönüşüm sistemleri, mikro ölçekli ısı transferi ve sıvı akışı ve yarı aktif titreşim kontrolü bulunmaktadır.



Halit Yaşar, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Doçenttir. Yüksek Lisans ve doktora derecelerini İstanbul Teknik Üniversitesi'nden aldı. Araştırma alanları arasında içten yanmalı motorlar, enerji teknolojileri ve termodinamik bulunmaktadır.



Alper Yeter, Kale Oto Radyatör Ar-Ge Merkezi'nde çalışmaktadır. Yüksek lisans derecesini İstanbul Teknik Üniversitesi'nde aldı. Araştırma alanları arasında Otomotiv Mühendisliği, radyatör geliştirme ve termal yönetim sistemleri bulunmaktadır.



Ahmet Hulusi Perut, Kale Oto Radyatör Ar-Ge Merkezi'nde çalışıyor. Yüksek lisans derecesini İstanbul Üniversitesi'nde aldı. Kale Oto Radyatör A. Ş. Ar-Ge Direktörüdür. Araştırma alanları arasında Otomotiv Mühendisliği, radyatör geliştirme ve termal yönetim sistemleri bulunmaktadır.

Referanslar;

[1] K.G. Guler, “Computational Modeling of Fin-And-Tube Type Vehicle Radiators Based on Porous Medium Approach”, Ph.D. dissertation, Dept. Mech. Eng., Middle East Tech. Univ., Ankara, TR, 2014.

[2] C. Zhang, M. Uddin, A.C. Radinson, and L. Foster, “Full vehicle CFD investigations on the influence of front-end configuration on radiator performance and cooling drag.” *Appl. Thermal Eng.*, vol. 130, pp. 1328-1340, Feb. 2018. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.086

[3] F.P. Incropera, and D.P. DeWith, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley and Sons, 2002.

[4] B.I. Pavel, and A.A. Mohamad, “An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 47, no.23, pp. 4939–4952, Nov. 2004. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.014

[5] D. Taler, “Experimental determination of correlations for average heat transfer coefficients in heat exchangers on both fluid sides”, *Heat Mass Transfer*, vol. 49, no. 8, pp. 1125–1139, Aug. 2013. DOI: 10.1007/s00231-013-1148-5

[6] A.M. Hayes, J.A. Khan, A.H. Shaaban, and I.G. Spearing, “The thermal modelling of a matrix heat exchanger using a porous medium and the thermal non-equilibrium model”, *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 47, no. 10, pp. 1306–1315, Oct. 2008. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.11.005

[7] L.S. Ismail, C. Ranganayakulu, and R.K. Shah, “Numerical study of flow patterns of compact plate and fin heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 52, no. 17-18, pp. 3972–3983, Aug. 2009. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.026

[8] E. Carluccio, G. Starace, A. Ficarella, and D. Laforgia, “Numerical analysis of a cross flow compact heat exchanger for vehicle applications”, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 13, pp. 1995-2013, Sep. 2005. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.11.013

[9] K.H. Do, J.Y. Min, and S.J. Kim, “Thermal Optimization of an Internally Finned Tube Using Analytical Solutions Based on a Porous Medium Approach”, *ASME, J. Heat Transfer*, vol. 129, no. 10, pp. 1408-1416, Oct. 2007. DOI: 10.1115/1.2754866

[10] S.J. Kim, and D. Kim, “Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling”, *ASME, J. Heat Transfer*, vol. 121, no. 3, pp. 639-645, Aug. 1999.
DOI: 10.1115/1.2826027

[11] D. Kim, and S.J. Kim, “Compact Modeling of Fluid flow and Heat Transfer in Straight Fin Heat Sinks”, *ASME, J. Electron. Packag.*, vol. 126, no. 3, pp. 342-350, Oct. 2004.
DOI: 10.1115/1.1772415

[12] T. Jeng, and S. Tzeng, “A semi-empirical model for estimating permeability and inertial coefficient of pin-fin heat sinks”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 48, no. 15, pp. 3140-3150, July 2005. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.02.016

[13] T. Jeng, S. Tezeng, and Y. Hung, “An analytical study of local thermal equilibrium in porous heat sinks using fin theory”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 49, no. 11-12, pp. 1907-1914, June 2006. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.11.012

[14] B. Hassell, and A. Ortega, “Analysis of Multilayer Mini- and Microchannel Heat Sinks in Single-Phase Flow Using One- and Two-Equation Porous Media Models”, *Heat Transfer Engineering*, vol. 32, no. 7-8, pp. 566-574, June 2011. DOI: 10.1080/01457632.2010.506403

[15] G. C. Junjanna, N. Kulasekharan, H. R. Purushotham, and “Performance improvement of a louver-finned automobile radiator using conjugate thermal CFD analysis”, *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 1, no. 8, pp. 1-13, Oct. 2012.

[16] M.Y. Wen, and C.Y. Ho, “Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 29, no. 5-6, pp. 1050-1057, Apr. 2009.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.019

[17] W.M. Yan, and P.J. Sheen, “Heat transfer and friction characteristics of fin and tube heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, no. 9, pp. 1651-1659, May 2000.
DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00229-X

[18] H. You, and C.H. Chang, “Determination of flow properties in non-darcian flow”, *ASME, J. Heat Transfer*, vol. 119, no. 1, pp. 190-192, Feb. 1997. DOI:10.1115/1.2824089

[19] Y. Varol, H. Öztop, and A. Varol, “Effects of Thin Fin on Natural Convection in Porous Triangular Enclosures”, *Int. J. Thermal Sci.*, vol. 46, no. 10, pp. 1033–1045, Oct. 2007.

DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.11.001

[20] K. L. Wasewar, S. Hargunani, P. Atluri, and K. Naveen, “CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate-Fin Heat Exchangers,” *Chem. Eng. Technol.*, vol. 30, no. 10, pp. 1340–1346, Oct. 2007. DOI:10.1002/ceat.200700180

[21] L. Zangh, “Laminar flow and heat transfer in plate-fin triangular ducts in thermally developing entry region”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 50, no. 7-8, pp. 1637-1640, Apr. 2007.

DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.013

[22] C. Oliet, J. Castro, and C.D. Perez-Segarra, “Parametric Studies on Automotive Radiators”, *Appl. Thermal Eng.* vol. 27, no. 11-12, pp.2033 – 2043, Aug. 2007.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.12.006

[23] S. Mao, C. Cheng, X. Li, and E.E. Michaelides, “Thermal/Structural Analysis of Radiators for Heavy-duty Trucks”, *App. Thermal Eng.*, vol. 30, no. 11-12, pp. 1438 – 1446, Aug. 2010.

DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.11.005

[24] E. Aydar and I. Ekmekçi, “Thermal efficiency estimation of the panel type radiators with CFD analysis,” *Isi Bilim. Ve Tek. Dergisi/ J. Therm. Sci. Technol.*, vol. 2, no. 2, pp. 63-71, Jan. 2012.

- [25] V.S. Gullapalli, and B. Sundén, “CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Heat Exchangers”, *Heat Transfer Engineering*, vol. 35, no. 4, pp. 358-366, Mar. 2014. DOI: 10.1080/01457632.2013.828557
- [26] Y. Huang, Z. Liu, G. Lu, and X. Yu, “Multi-scale thermal analysis approach for the typical heat exchanger in automotive cooling systems”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 59, pp. 75–87, Dec. 2014. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.022
- [27] A. Carozza, “Numerical investigation of heat exchanger performances for a two engine aircraft in pusher configuration by an u-RANS code,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 99, pp. 1048–1056, Apr. 2016. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.160
- [28] P. Salmon, L. Könözy, C. Temple, and S. Grove, “Numerical investigation on various heat exchanger performances to determine an optimum configuration for charge air cooler, oil and water radiators in F1 sidepods”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 117, pp. 235–244, May 2017. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.026
- [29] W. Wang *et al.*, “Numerical Study on Hydrodynamic Characteristics of Plate-fin Heat Exchanger Using Porous Media Approach”, *Computers & Chemical Engineering*, vol. 61, pp. 30-7, Feb. 2014. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2013.10.010

[30] T. Ogushi, H. Chiba, and H. Nakajima, “Development of Lotus-Type Porous Heat Sink”, *Materials Transactions*, vol. 47, no. 9, pp. 2240–2247, Sep. 2006.

DOI: 10.2320/matertrans.47.2240

[31] K. Smierciew, M. Kolodziejczyk, J. Gagan, and D. Butrymowicz, “Numerical Modeling of Fin Heat Exchanger in Application to Cold Storage”, *Heat Transfer Engineering*, vol. 39, no. 10, pp. 874-884, July 2017. DOI: 10.1080/01457632.2017.1338862

[32] Q. Yu, A.G. Straatman, and B.E. Thompson, “Carbon-foam finned tubes in air-water heat exchangers”, *Appl. Thermal Eng.*, vol. 26, no. 2-3, pp. 131-143, Feb. 2006.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.06.004

[33] A. Bejan, and D.A. Nield, *Convection in Porous Media*. New York, NY, USA: *Springer*, 2006.

[34] J. Tu, G. H. Yeah, C. Liu, *Computational fluid Dynamics A Practical Approach*, 3th ed. Oxford, OX5 1GB, UK, Butterworth-Heinemann, 2018.

[35] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide. [Online]. Available: https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/main_pre.htm. Accessed: July 20. 2019.

[36] A. Gandomkar and K. E. Gray, “Local thermal non-equilibrium in porous media with heat conduction,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 124, pp. 1212–1216, Sep. 2018.

DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.011

[37] K. Murali, V. Kesavulu Naidu, and B. Venkatesh, "Solution of Darcy–Brinkman–Forchheimer Equation for Irregular Flow Channel by Finite Elements Approach," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1172, p. 12-33, Mar. 2019. DOI:10.1088/1742-6596/1172/1/012033

[38] S. Kline and F. McClintock, "Describing uncertainties in single-sample experiments," *Mech. Eng.*, vol. 75, no. 1, pp. 3-8, 1953.

[39] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 1, no. 1, pp. 3-17, Jan. 1988. DOI:10.1016/0894-1777(88)90043-X