



İçten Yanmalı Bir Motorun Emme Manifoldunun Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile Tasarımı

Tolga DEMİRCAN, Zahir Emre POLAT, Hasan Tahir POLAT

Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Türkiye
tolgademircan@gmail.com; ORCID ID: orcid.org/0000-0003-4805-6428
emrepolat_94@outlook.com; ORCID ID: orcid.org/0000-0002-3024-4546
hasanpolat_1907@hotmail.com; ORCID ID: orcid.org/0000-0002-8267-7714

Öz

Günümüzde içten yanmalı motorlar otomotiv, denizcilik, havacılık vb. birçok sektörde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Tek silindri ve küçük boyutlarda yapılabileceği gibi, özellikle gemilerde kullanılmak üzere çok büyük boyutlarda da üretilebilmektedir. İçten yanmalı motorlar, birden çok parçanın birleşmesi ile oluşan kompleks yapılardır. Ayrıca silindir içerisinde gerçekleşen yanma olayı da oldukça hızlı ve karmaşık bir reaksiyondur. Dolayısıyla bir motorun güç performansı birden çok faktöre bağlıdır. Bu faktörlerden en önemlilerinden biri de yanmanın, ideal yanmaya yakın koşullarda sağlanabilmesidir. Bu ise, silindir içerisinde reaksiyona giren oksijen ve yakıtın uygun oranlarda karışması ile mümkün olabilmektedir. Bir motorun sürekli yüksek performansta çalışabilmesi için, yakıtın sürekli olarak, hava ile yeterli oranda beslenmesi gerekmektedir. Bu hava beslemesi emme manifoldu aracılığı ile gerçekleşir. Dolayısıyla iyi bir yanmanın sağlanabilmesi için emme manifold tasarımı önemli bir rol oynamaktadır. Bu amaçla, bu çalışmada; bir dizel motorda emme havasının ihtiyaç duyulan miktarda sağlanabilmesi için, emme manifoldunun giriş açılarının etkileri ele alınmıştır. Farklı giriş açıları için Ansys Fluent paket programı aracılığı ile simülasyonlar yapılmış ve akış karakteristiklerine olan etkileri irdelenmiştir. Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar ışığında, manifold içerisindeki hız ve basınç dağılımları elde edilmiş ve çıkış debi değerleri aracılığıyla optimum şartlar belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Emme Manifoldu, Manifold Akış Analizi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).

Designing Intake Manifold of an Internal Combustion Engine Using Computational Fluid Dynamics

Abstract

Today, internal combustion engines are widely used in many sectors such as automotive, marine, aviation, etc. They can be produced in single cylinders and small sizes for the automotive sector as well as in very large sizes for use on ships. Internal combustion engines are complex structures formed by joining multiple parts. In addition, the combustion inside the cylinder is a very quick and complicated reaction. Therefore, the power performance of the motor depends on multiple factors. One of the most important of these factors is approaching burning to ideal burning conditions. This is possible by mixing oxygen and fuel in the cylinder in a suitable ratio. For an engine to work at a high performance constantly, the

fuel must be supplied continuously with sufficient air. The intake manifold is used for this air supply. Therefore, intake manifold design plays an important role for good combustion. For this purpose, in this study, the effects of the inlet angles of the intake manifold are discussed so that a sufficient amount of intake air can be supplied to a diesel engine. With the help of the Ansys Fluent package program, simulations were made for different manifold inlet angles and the effects of the inlet angles on flow characteristics were discussed. In the light of the results obtained from the simulations, velocity and pressure distributions in the manifold were obtained and optimum conditions were determined by outlet flow rate.

Keywords: Intake Manifold, Manifold Flow Analysis, Computational Fluid Dynamics (CFD).

1. Giriş

Günümüzde araştırmacılar yüksek verimde çalışan bir motorun geliştirilmesi için birçok çalışma yapmaktadır. Bir içten yanmalı motor kompleks bir yapıdan oluştuğu ve bir çok farklı parçası bulunduğu için, verimi de tüm bu parçalara belirli oranlarda bağlıdır. Dolayısıyla sistemin tüm veriminin artırılabilmesi için, motoru oluşturan bu parçaların verime olan katkılarının artırılması, kısaca optimum geometri ve optimum çalışma parametrelerine ulaşması gerekmektedir. Motorun verimin etkileyen en önemli faktörlerden biri de, yanma odasına giren yakıtın tamamının yanmasının sağlanmasıdır. Bu durum yakıtın tamamı ile yanma reaksiyonuna girecek olan oksijenin, doğru miktarda ve doğru hız ve basınçlarda yanma odasına gönderilmesi ile sağlanır. İçten yanmalı motorlarda yeterli oksijeni yanma odasına göndermek için emme manifoldları kullanılır. Emme manifoldunun temel görevi, yeterli miktarda taze dolgu karışımını yanma odasına taşımasıdır. Emme manifoldlarının her silindirlere, eşit miktarda ve eşit oranda dolgu gönderebilecek şekilde tasarlanması ısı verim açısından çok önemlidir. Eğer yanlış tasarlanırsa motor silindirleri iyi bir yanma için ihtiyaç duyulan gerekli oksijen miktarını alamayacak ve eksik yanma gerçekleşecektir. Bu durumda hem motorun verimini, dolayısıyla güç performansını düşürmekte, hem de çevreye salınan zararlı emisyonların miktarının artmasına sebep olmaktadır.

Emme manifoldlarının tasarımının, silindir içerisindeki yanmayı, dolayısıyla motorun güç performansını doğrudan etkilemesinden dolayı, literatürde emme manifoldları ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Singla ve arkadaşları, içten yanmalı bir motorun emme manifoldunun tasarımının iyileştirmesi amacıyla farklı geometriler için tasarımlar yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, geliştirdikleri tasarımın gerçek manifolda göre, 1. çıkış hızının %16 oranında arttığı ve diğer çıkışlar da ise yaklaşık %5 ile %7 oranında artış gösterdiğini belirtmişlerdir [1]. Porter ise hesaplamalı akışkan dinamiğini kullanarak, emme manifoldunun iç geometrisinin iç akış üzerindeki etkilerini incelemiştir. Emme manifoldu için en iyi akış oranının, 5 derece difüzör açısına ve 20mm - 30mm boğaz yarıçapına sahip olduğu sonucuna varmıştır. Çalışmada ele aldığı akış koşulları için, yalnızca difüzör açısını 2 derece değiştirilmesi ile, akış hızların % 16'ya kadar yükselebileceğini belirtmiştir [2]. Srisattha ve arkadaşları, ağır hizmet tipi bir dizel motorun emme manifoldu içerisindeki hava akışının geçici davranışını incelemiştir. 1000 dev/dk motor devri için, 120 ve 360 derecelik krank açıları, akış içerisinde girdap oluşumu olduğunu bildirmişlerdir [3].

Jemni ve arkadaşları, LPG'ye dönüştürülmüş bir dizel motorun emme manifoldunun tasarımının, silindir içerisindeki akış ve motor performansı üzerindeki etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Emme

manifoldunun optimum hale getirilmesi sonucunda, ilgili motorun fren gücünün %16, fren momentinin %13.9 ve fren ısı veriminin yaklaşık %12.5 oranında arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca motorun, özgül yakıt tüketiminin (BSFC) yaklaşık %28 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir [4]. Thamarai ve arkadaşları, 3 silindri bir motorun emme manifoldu içerisindeki akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Emme manifoldunun plenum haznesinde yaptıkları değişikliklerin, akışın yapısını olumlu yönde etkilediğini belirtmişlerdir [5]. Aadepu ise, bir içten yanmalı motorun emme manifoldu tasarımı ile hacimsel verimin artırılması üzerine çalışmıştır. Sonuç olarak, incelediği motor için, manifoldun geliştirilmesi ile yaklaşık olarak %7 hacimsel verim artışı sağlandığını belirtmiştir [6].

Kabsuri içten yanmalı çok silindri bir motorun emme manifoldu tasarımını sayısal olarak yapmış ve optimum manifold geometrisi ve çalışma şartları belirlemiştir [7]. Xinjie ise yapmış olduğu çalışmada, bir otomobil motorunun emme manifold yapısını, farklı modeller için sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Farklı modeller için elde etmiş olduğu sonuçları birbirleri ile kıyaslayarak optimum manifold tasarımını belirlemiştir [8]. Priyadarsini emme manifoldu içerisinde gerçekleşen akışı hesaplamalı akışkan dinamiğini (HAD) kullanarak incelemiştir. Bu amaçla, giriş borusu ve plenum bağlantısını tekrar modellemiştir. Sonuçta, manifold içerisinde basınç kaybının azaldığını, kütle akışının ise arttığını belirtmiştir [9]. Biberici ve arkadaşları, çok silindri buji ateşlemeli bir motorda emme manifoldunu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile sayısal olarak incelemişlerdir. İnceledikleri manifoldun altı çıkışından, en düşük hız değerlerinin çıkış 1 ve 6 da gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Manifold geometrisini yeniden tasarlayarak bu durumu gidermişlerdir [10]. Liu ise yapmış olduğu

çalışmada, 6 silindri bir dizel motorun emme ve egzoz manifoldlarını sayısal olarak optimize etmiştir. Manifoldların 2 farklı tasarımı için analizler yapmış ve her iki tasarımda da verimliliğin arttığını belirtmiştir [11].

Holkar ve arkadaşları ise, bir motorun hava emiş sistemini Ansys Fluent paket programını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Analizlerinin sonucunda, emme manifoldundaki hava emiş kayıplarının plenum haznesi, port ve valften kaynaklandığını belirtmişlerdir [12]. Jemni ve arkadaşları, bir LPG'ye dönüştürülmüş bir dizel motorun emme manifoldunu sayısal olarak incelemişlerdir. İki farklı manifold modeli için, hava-yakıt oranını ve özgül yakıt tüketimini belirlemişlerdir. Manifoldun optimize edilmesi ile, hava-yakıt oranını %7 ve özgül yakıt tüketiminin ise yaklaşık % 28 oranında geliştiğini gözlemlemişlerdir [13].

Gürbüz ve arkadaşları, hidrojen yakıtı ile çalışan kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı bir motorda, girdaplı akışın yanma ve motor performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Giriş açısının değerini 0°- 30° aralığında değiştirerek, motorun 1400-1800 dev/dk devir aralığı için çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda, incelemiş oldukları içten yanmalı motorun performansının, giriş açısının 20° olduğu durum için yaklaşık olarak %3 arttığını belirtmişlerdir [14]. Gürbüz ve Buran, hidrojenle çalışan içten yanmalı bir motorun kıvılcım bölgesinde gerçekleşen akış içerisindeki yoğun türbülansın, motor performansı ve yanma parametreleri üzerine olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Buji bölgesi etrafında oluşan yoğun türbülanslı yapının, motorun performansını motorun devir hızına bağlı olarak, yaklaşık % 4.3 ile % 7.8 aralığında artırdığını belirtmişlerdir [15].

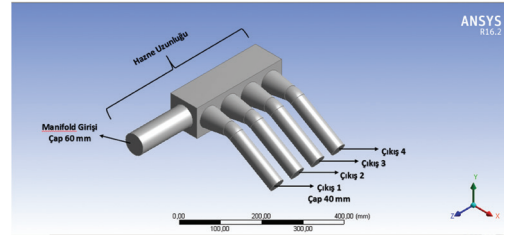
Hiticas ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmalarında, içten yanmalı bir motorun performansına emme manifoldunun

etkisini incelemişlerdir. Bu amaçla bir BMW model aracın manifoldunu 3 boyutlu modelleyerek, manifold içerisindeki hava akışını hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla analiz etmişlerdir. Sonuçta mevcut manifold modelini, doldurma derecesi, hidrolik direnç, basınç düşüşü ve sıcaklık açısından modifiye ederek geliştirmişlerdir [16]. Seshadri, bir Honda motorunun emme manifoldunu tasarımını sayısal olarak yapmıştır. Çalışmasında manifoldun akış analizi için Star CCM+ paket programını, tüm motorun performans analizi için ise Ricardo Wave paket programını kullanmıştır. Geliştirdikleri yeni tasarım sayesinde basınç kaybını %8 azaltmış ve emme manifoldunun tüm koşullarında üniform bir akış sağlamıştır [17].

Görüldüğü üzere literatürde, emme manifoldlarının tasarımı üzerine deneysel ve sayısal çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalara göre, emme manifoldunun geometrisinin ve çalışma koşullarının motorun güç performansını etkilediği söylenebilir. Literatür incelendiğinde, manifold geometrisi üzerinde birçok çalışma olmasına rağmen, manifold çıkış açılarının etkileri üzerine yapılan çalışmalara pek rastlanılmamıştır. Önceden de belirtildiği üzere, bir motorun güç ve performansını etkileyen faktörlerden önemli bir tanesi silindir içerisindeki yanmanın ideal yanmaya yakın olarak gerçekleştirilebilmesidir. Bu durumda silindir içerisine gönderilen taze dolgunun optimum koşullarda gönderilebilmesine bağlıdır. Emme manifoldunun geometrisi, verim ve güç artışında önemli bir faktördür. Manifoldun çıkış açısı, silindire giren taze dolgunun akış karakteristiklerini, dolayısıyla debisini etkilemektedir. Bundan dolayı, bu çalışmada bir emme manifoldunda farklı çıkış açıları için analizler yapılarak, akış yapısına olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

2. Problemin Tanımı ve Matematiksel Formülasyon

Bu çalışmada incelenen emme manifoldunun geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 1'de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere dört zamanlı dizel bir motor için geliştirilmiş olan emme manifoldu, giriş borusu, hazne hacmi ve dört adet çıkış borusundan oluşmaktadır. Modelin manifold giriş çapı 60 mm ve çıkış borularının çapları ise 40'ar mm olacak şekilde sabit tutulmuştur. Manifoldun hazne hacmi, silindir şeklinde 60 mm çapa sahip giriş kısmı ve 100 mm kenar uzunluğuna sahip kare prizma şeklinde dağıtım kısmı olmak üzere iki farklı bölümün birleşimi ile oluşmuştur ve toplam uzunluğu 460 mm olarak belirlenmiştir. Çıkış borusunun, hazne hacmi orta eksenine ile yaptığı açı ise 0°, 15°, 30° ve 45° olacak şekilde değiştirilerek, 4 farklı model için simülasyonlar yapılmıştır.



Şekil 1. Problemin Geometrisi

2.1. Problemin Diferansiyel Denklemleri Süreklilik Denklemleri.

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

Momentumun Denklemleri.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j') \quad (2)$$

Enerji Denklemleri.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho c_p \bar{u}_j' \bar{T}') \quad (3)$$

Türbülans k-ε Denklemleri.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - S_\epsilon \quad (5)$$

Bu denklemlerde, u hız bileşeni, u' hız bileşenindeki çarpıntı, T sıcaklık, P basınç, α ısı yayılım katsayısı, C_p sabit basınçta özgül ısı, ρ yoğunluk, μ viskozite, k türbülans kinetik enerjisi, ϵ türbülans kinetik enerjisi yutulumu, G_k türbülans kinetik enerji üretimi, S_k ve S_ϵ ise kaynak terimleridir. Türbülans viskozitesi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

Bu modelde kullanılan sabitler ise aşağıdaki şekilde alınmıştır [17].

$$C_{1\epsilon}=1.44, C_{2\epsilon}=1.92, C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.3$$

Burada, σ_k türbülans kinetik enerji Prandtl sayısını, σ_ϵ türbülans yutulumu Prandtl sayısını ifade etmektedir.

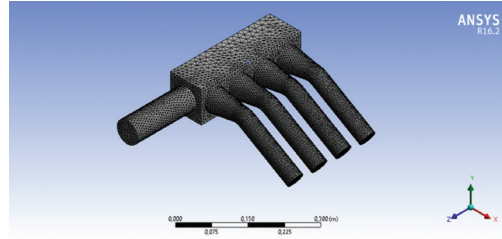
2.2. Sınır Şartları

Problem çözüm alanındaki akışın basınç farkı ile oluştuğu düşünülmüştür. Bu amaçla manifoldun girişi ile çıkışları arasında bir basınç farkı oluşturularak problem çözülmüştür. Literatürde olan diğer çalışmalar incelenerek, onlara paralel olacak şekilde giriş basıncı atmosfer basıncı olacak şekilde 101325 Pa olarak alınmış, çıkış basıncı ise yine literatüre [12] dayanarak 90000 Pa olarak belirlenmiştir. Akışkan olarak ise 300 K sıcaklığa sabit hava kullanılmıştır. Manifoldun alüminyum malzemeden yapıldığı ve tüm yüzeylerinin kaymasızlık şartını sağladığı varsayılmıştır.

2.3. Optimum Ağ Yapısı

Çözüm alanı içerisinde, hız ve basınç gibi incelenecek olan değişkenlerin, değerlerinin değişimlerinin yoğun olduğu bölgelere daha sık, yine hız sınır tabakasının oluştuğu yüzeylere yakın kısımlara çok sık, geri kalan bölgelere daha gevşek olacak şekilde bir ağ

yapısı oluşturulmuştur [19]. Bu çalışmada ele alınan problemin çözümünde kullanılan ağ yapısı Şekil 2'de verilmektedir. Ağ yapısından bağımsız sonuçlar elde etmek amacıyla farklı eleman sayılarına sahip ağ yapıları için simülasyonlar yapılmış ve ele alınan 4 farklı manifold geometrisi için 140000 ile 180000 eleman sayılarına sahip optimum ağ yapıları belirlenmiştir. Simülasyonlar bu optimum ağ yapıları kullanılarak yapılmıştır.

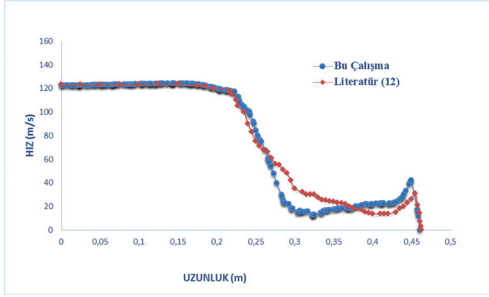


Şekil 2. Problemin Ağ Yapısı

2.4. Sayısal Metodun Doğruluğunun Test Edilmesi

Bu çalışmada ele alınan problem Ansys Fluent paket programı kullanılarak, uygun sınır şartları ile sayısal olarak çözülmüştür. Fakat simülasyonlar sonucunda elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunu ve güvenilirliğini kontrol etmek amacıyla, öncelikle literatürde daha önce Holkar ve arkadaşları tarafından dört silindirli bir motorun 30° çıkış açısına sahip emme manifoldu için yapılmış olan benzer başka bir çalışmanın [12] geometrisi ve sınır şartları kullanılarak test analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, referans alınan ilgili çalışmanın sonuçları ile birlikte irdelenerek kıyaslanmıştır. Her iki çalışma için çizilen, akış hızının hazne hacmi uzunluğuna göre değişimi Şekil 3'te birlikte verilmektedir.

Şekil 3 incelendiğinde, bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ile, ilgili çalışmadan [12] elde edilen sonuçların birbirine oldukça benzer olduğu görülmektedir. Özellikle başlangıçtan 0,2 m' ye kadar değerlerin birbiriyle oldukça yakın olduğu, bu mesafeden sonra ufak farklılıklar



Şekil 3. Sayısal Sonuçların Literatür [12] ile Karşılaştırılması

göstermesine rağmen genel profilin yine birbirine oldukça benzer olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla bu çalışmada kullanılan sayısal metodun ve elde edilen sonuçların doğruluğu ve güvenilirliğinin kabul edilebilir ölçülerde olduğu söylenebilir.

3. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Bu çalışmada içten yanmalı bir dizel motorun emme manifoldu içerisinde gerçekleşen akışa, manifold hava çıkış geometrisinin etkileri incelenmektedir. Ele alınan emme manifoldu bir adet giriş kısmı, hazne hacmi ve 4 adet çıkış borusundan (koşucudan) oluşmaktadır. Bu 4 koşucunun, hazne hacminin eksenine ile yaptığı açı değiştirilerek dört farklı model geometri oluşturulmuştur. Bu modellerin koşucu çıkış açıları sırasıyla 0°, 15°, 30° ve 45° olacak şekilde belirlenmiştir. Bu dört farklı model için simülasyonlar yapılarak elde edilen sonuçlar, aşağıda birlikte verilerek değerlendirilmiştir.

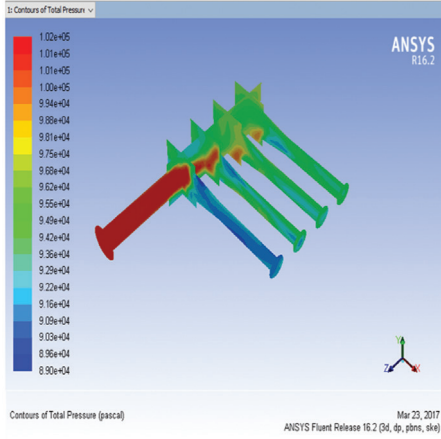
Şekil 4'te tasarımı yapılmış 4 farklı modelin toplam basınç eş bölgeleri birlikte verilmektedir. Şekiller incelendiğinde giriş kısmındaki basınç dağılımının, tüm modeller için hemen hemen aynı değerlerde ve yapıda olduğu görülmektedir. Fakat akışkanın giriş kısmından, hazne hacmine geçmesinin hemen ardından bir basınç düşüşü gözlemlenmiştir. Bu durum 4 model içinde benzer yapıdadır. Tüm modeller için, akışkanın ilerlemesi ile hazne

hacmi boyunca basınç kaybı görülmektedir. Fakat bu kayıp, çıkış borusu eğim açısı arttıkça artış göstermektedir. Eğim açısı 0° olan ilk modelde özellikle hazne hacminin ilk yarısında yüksek basınçların etkili olmasına rağmen, artan eğim açısı ile bu kısımdaki basınç düşmekte ve son model olan 45°'lik eğim açısında basınç düşüşü oldukça belirgin olarak görülmektedir.

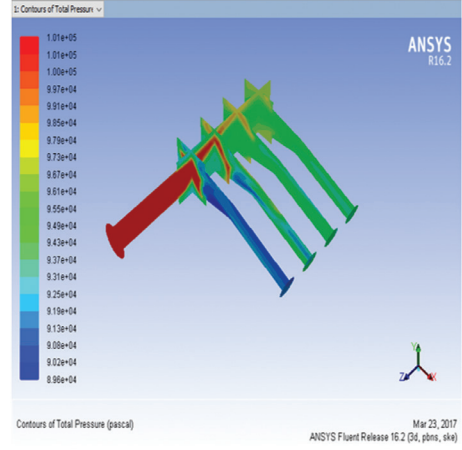
Akışkanın hazne hacminden koşuculara geçmesini takiben tekrardan bir basınç düşüşü gerçekleşmektedir. Bu düşüş, birinci koşucuda çok baskındır ve net olarak görülmektedir. Diğer 3 koşucuda gerçekleşen basınç düşüşleri benzer orandadır. Dolayısıyla bu koşucuların basınç dağılımları da benzerlik göstermektedir. Bu durum tüm eğim açıları için benzer olarak gözlemlenmiştir. Eğim açısının artması ise, koşucularda özellikle eğimin başladığı dirsek bölgelerinde lokal kayıpların artmasından dolayı, toplamda belli bir ölçüde basınç kaybına sebep olmaktadır.

Şekil 5'te ise, tasarımı yapılmış 4 farklı modelin hız vektör dağılımları birlikte verilmektedir. Şekillerden de görüldüğü üzere, emme manifoldunun giriş kısmında gerçekleşen hız dağılımları tüm eğim açıları için benzer yapıda ve benzer değerlerdedir. Akışkanın giriş kısmından, hazne hacmine geçmesi ile artan hacimden dolayı ani bir hız düşüşü görülmektedir. Hazne hacmi uzunluğu boyunca bu düşüş devam etmektedir. Fakat tüm eğim açıları için bu bölgede, genel manada bir hız düşüşü gözlemlense de, lokal olarak incelendiğinde eğim açılara göre hızlarda farklılıklar söz konusudur. Bu durum çıkış bölgesinde açı farklılıklarından kaynaklanan basınç farklılıklarının, bu bölgeleri farklı oranlarda etkilemesi ile ilişkilendirilebilir.

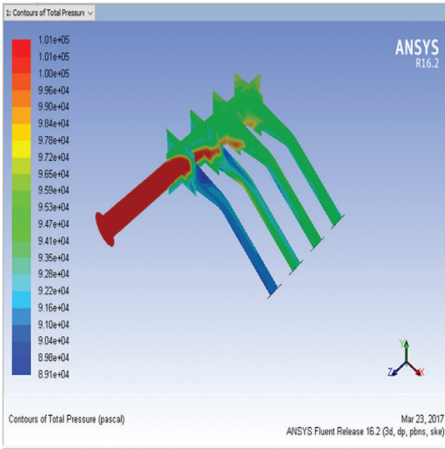
Şekiller incelendiğinde, hız vektörleri koşuculara göre farklılık göstermektedir. İlk koşucuda düşük hız değerleri gözlemlenirken, diğer üç koşucuda ilk koşucuya oranla daha yüksek hız değerleri gözlemlenmiştir. Bu üç koşucunun hız



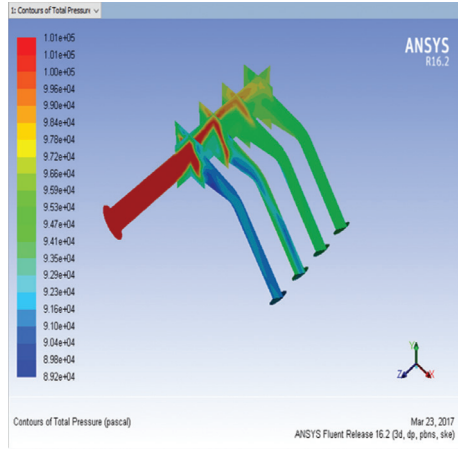
a)



b)



c)



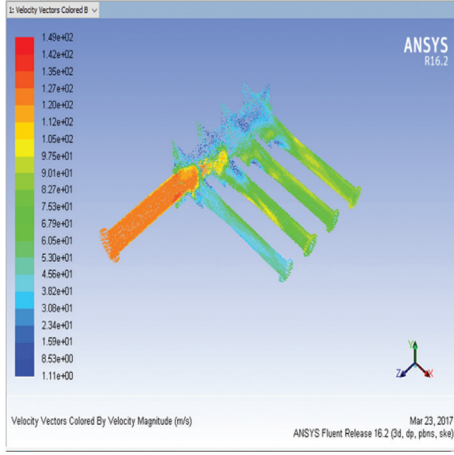
d)

Şekil 4. Eğim Açısına Göre Basınç Eş Bölgeleri a) 0°, b) 15°, c) 30°, d) 45°

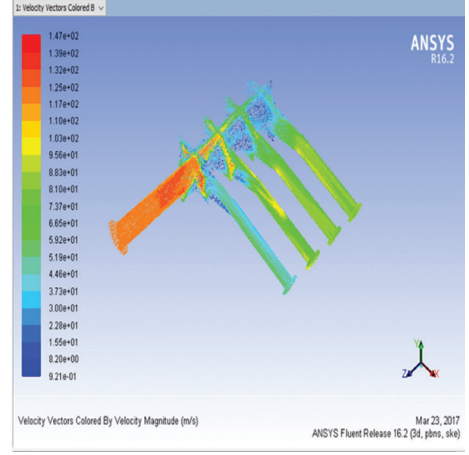
değerleri ve dağılımları genel olarak incelendiğinde ufak farklılıklarla benzer yapıdadır. Bu durum eğim açlarına göre tasarlanan modellerin tümünde benzer yapıdadır. Fakat özellikle eğimin gerçekleştiği dirsek bölgeleri incelendiğinde, eğim açlarına göre hız değerlerinde lokal farklılıklar tespit edilmiştir.

Şekil 5'te koşuculara göre, manifolddan çıkan debinin farklı eğim açıları için değişimi birlikte verilmektedir. Şekil incelendiğinde ilk koşucu için çıkan

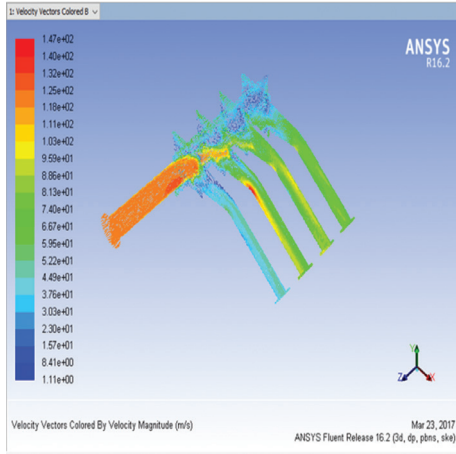
debinin düşük seviyelerde olduğu, ikinci koşucuda çıkış debisinin arttığı ve diğer iki koşucuda ise debideki değişimin az olduğu söylenebilir. Bu durum tüm eğim açıları için genel olarak benzer bir eğilimde olmasına rağmen, koşucular tek tek incelendiğinde farklılıklar göstermektedir. Örneğin birinci koşucuda en yüksek çıkış debisi değeri, 0° eğim açısına sahip modelde gerçekleşirken, en düşük debi ise 30° eğim açısında gözlemlenmiştir. Fakat bu durum ikinci koşucuda tam ters bir yapı göstermektedir. Koşucularda gerçekleşen çıkış debilerinin,



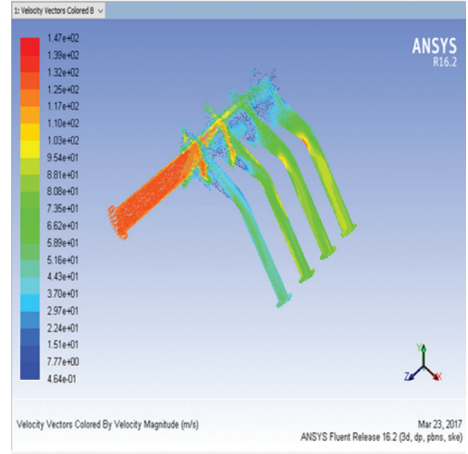
a)



b)



c)



d)

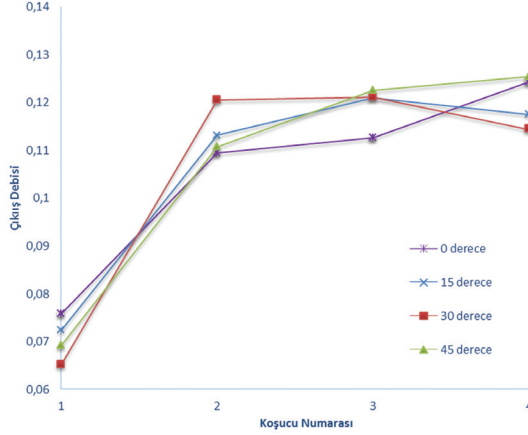
Şekil 5. Eğim Açısına Göre Hız Vektör Dağılımları a) 0°, b) 15°, c) 30°, d) 45°

eğim açılara göre farklılık göstermesi, çözüm alanı içerisinde akan akışkanın basınç ve hız dağılımlarının lokal olarak farklılıklar göstermesi ile alakalıdır.

Bir motor için manifold tasarımı yapılırken, sürekli ve performanslı bir güç üretimi için tüm silindirlere benzer debide temiz akışkan alınması istenir. Şekil 5 incelendiğinde, 15° eğim açısına sahip modelde tüm koşucuların gönderdiği debi miktarının, diğer eğim açılara sahip modellere oranla daha birbirine yakın değerlerde olduğu görülmektedir.

Dolayısıyla bu modelin eğim açısı olan 15°, dizel bir motorda incelenen eğim açıları içerisinde, optimum hava girişini sağlayabilecek optimum çıkış açısı olarak kabul edilebilir.

Şekil 6'da ise koşuculara göre, manifolddan çıkan ortalama akışkan hızının, farklı eğim açıları için değişimi birlikte verilmektedir. Görüldüğü üzere ilk koşucuda çıkış hızları her model için diğer koşuculara oranla daha düşük değerdedir. Bu durum bu koşucunun, diğer koşuculara oranla yanma odasına hava

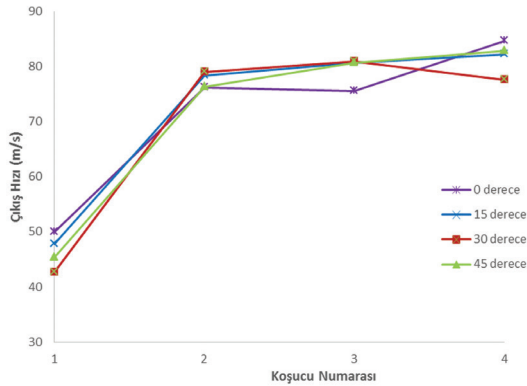


Şekil 6. Farklı Eğim Açılı için, Çıkış Debisinin Koşuculara Göre Değişimi

girişi beslemede daha sorunlu olduğunun bir göstergesidir. Diğer koşucularda ortalama çıkış hızları, birinci koşucuya göre daha yüksek değerde olmakla birlikte, birbirlerine yaklaşık değerlerdedir. Bir manifold tasarımında, koşuculardan çıkan akışkanın hızlarının birbirlerine yakın olması, motor performansının sürekliliği için istenen bir durumdur. Dolayısıyla ilk koşucu hariç diğer üçünde bu durum tüm eğim açıları için karşılanabilir ölçüdedir.

Manifold çıkışının eğim açısının değişimi ile ise, koşucularda gerçekleşen çıkış hızlarının değerlerinde farklılıklar oluşmaktadır. Önceden de belirttiği üzere, 15° eğim açısına sahip modelde, ilk koşucu

ve diğerleri arasında büyük hız farklılıkları bulunmasına rağmen, dört koşucudan çıkan akışkanın ortalama hız değerleri, diğer eğim açılı modellere göre nispeten daha yakındır. Dört model baz alındığında, 15° eğim açısı için geliştirilen modelin koşucularının çıkış hızları arasındaki bu ufak iyileşme, motorun güç performansının ve termal veriminin artırılmasının ne kadar zor ve kompleks olduğu düşünüldüğünde, verim ve performans da kabul edilebilir bir artışa sebep olabileceği düşünülmektedir. Dolayısıyla 15° eğim açısı için geliştirilen emme manifoldu modelinin, optimum manifold geometrisi olarak seçilebileceği söylenebilir.



Şekil 7. Farklı Eğim Açılı için, Çıkış Ortalama Hızının Koşuculara Göre Değişimi

4. Sonuçlar

Bu çalışma da; bir dizel motorda yanmanın gerçekleştiği kısım olan silindirlere taze hava akışını sağlayan emme manifoldunun içerisindeki hava akışının karakteristikleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla, bir hava girişi, bir hazne hacmi ve dört adet hava çıkışına sahip bir emme manifold geometrisi ele alınmıştır. Bu manifoldun hava çıkış borularının ekseninin, hazne hacminin merkez eksenine ile yaptığı açılar değiştirilerek, dört farklı model belirlenmiştir. Bu modeller Ansys Fluent paket programı aracılığı ile sayısal olarak modellenmiş ve simülasyonlardan elde edilen veriler yardımıyla, eğim açısının akış karakteristikleri üzerine olan etkileri irdelenmiştir.

Çözüm alanı içerisinde gerçekleşen basınç ve hız dağılımları, her model için tüm geometride genel olarak benzerlik göstermektedir. Fakat, özellikle hidrodinamik sınır tabakaların geometrik değişimlerden dolayı bozulduğu bölgeler olan, hazne hacminin girişi ve çıkış borularındaki dirsek kısımlarında gerçekleşen basınç ve hız dağılımlarında, eğim açısının değişimine göre lokal farklılıklar gözlemlenmiştir. Ayrıca ilk koşucu ile, diğer üç koşucu arasında, hız ve basınç değerleri arasında kayda değer bir fark olduğu görülmüştür. Yine koşuculardan çıkan akışkanın hız ve debileri incelendiğinde ilk koşucunun çıkış debisi, diğerlerine göre daha düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Bir motorda, daha yüksek performans için, tüm silindirlere giren hava debilerinin birbirlerine yakın olması istenmesinden dolayı, bu durum motor performansını olumsuz etkileyebilmektedir. Farklı eğim açıları için yapılan simülasyonlardan elde edilen verilere göre, dört koşucu için elde edilen çıkış hız ve debileri incelendiğinde, tüm koşucular arasındaki farkın minimum olduğu, dolayısıyla dört koşucunun

birbirlerine en yakın olduğu modelin, eğim açısının 15° olarak tasarlandığı geometri olduğu gözlemlenmiştir. Burada gözlemlenen iyileşmenin, bir motorun güç performansının ve termal veriminin artırılmasının ne kadar zor ve kompleks bir yapıda olduğu düşünüldüğünde, verim ve performans da kabul edilebilir bir artışa sebep olabileceği düşünülmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada tasarlanan manifold geometrisi için, 15° eğim açısına sahip emme manifoldu modelinin, optimum manifold geometrisi olarak seçilebileceği söylenebilir.

Kaynaklar

- [1] Singla, S., Sharma, S., ve Gangacharyulu, D. (2015). Study of design improvement of intake manifold of internal combustion engine. *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2015: 3(Special Issue): 234-242.
- [2] Porter, M. A. (2009). Intake Manifold Design using Computational Fluid Dynamics, University of New South Wales at the Australian Defence Force Academy *Journal of Undergraduate Engineering Research*, 2008: 1(2).
- [3] Srisattha, T., Issarakul, S., Wechsattol, W. ve Wannatong, K. (2011). Transient behavior of air flow through the intake manifold of a heavy duty diesel engine. *Applied Mechanics and Materials*, 2011: 87: 146-150.
- [4] Jemni, M. A., Kantchev, G. ve Abid, M. S. (2011). Influence of intake manifold design on in-cylinder flow and engine performances in a bus diesel engine converted to LPG gas fuelled, using CFD analyses and experimental investigations. *Energy*, 2011: 36(5): 2701-2715.
- [5] Thamaraiakanan, R., Anish, M., Kanimozhi B., George, T. ve Koshy, V. G. (2015). Design and analysis of

- an intake manifold in an IC engine. Applied Mechanics and Materials, 2015: 766-767: 1021-1027.
- [6] Aadepe S., Prasanth, I. S. N. V. R. ve Naik, J. M. (2014). Design of intake manifold of IC engines with improved volumetric efficiency. International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management And Research, 2014: 1(6): 26-33.
- [7] Kabsuri, V. (2013). Analysis of an intake manifold in a multi-cylinder SI engines. International Journal of Conceptions on Mechanical and Civil Engineering, 2013: 1(1), 2357-2760.
- [8] Xinjie, Z. (2015). Computational fluid dynamics analysis and runner test of automobile engine intake manifold structure. International Journal of Vehicle Structures & Systems, 2015: 7(2): 66-70.
- [9] Priyadarsini, I. (2016). Flow analysis of intake manifold using computational fluid dynamics. International Journal of Engineering and Advanced Research Technology, 2016: 2(1): 1-5.
- [10] Biberçi, M. A., Ataman, T., Gedik, E. ve Çelik, M. B. (2016). Çok silindirli buji ateşlemeli bir motorda emme manifoldunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile sayısal olarak incelenmesi. Journal of Advanced Technology Sciences, 2016: 5(2): 120-130.
- [11] Liu, J. (2016). Numerical optimization of a 6-cylinder diesel engine intake and exhaust manifold, Master thesis, Purdue University.
- [12] Holkar, R., Sule-Patil, Y. N., Pise, S. M., Godase, Y. A. and Jagadale, V. S. (2015). Numerical simulation of steady flow through engine intake system using CFD. Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2015: 12(1): 30-45.
- [13] Jemni, M. A., Kantchev, G., Abid, M. S. (2012). Intake manifold design effect on air fuel mixing and flow for an LPG heavy duty engine. International Journal Of Energy And Environment, 2012: 3(1), 61-72.
- [14] Gürbüz, H., Akçay, İ. H., Buran, D. (2014). An investigation on effect of in-cylinder swirl flow on performance, combustion and cyclic variations in hydrogen fueled spark ignition engine. Journal of the Energy Institute, 2014: 87, 1-10.
- [15] Gürbüz H., Buran D. (2016). Experimental study on effect of concentrated turbulence around the spark plug zone in a swirling flow on a hydrogen SI engine performance and combustion parameters, Journal of Energy Engineering, 2016: 142(3).
- [16] Hiticas, I., Iorga, D., Mihon, L., Uricanu, N. and Picioarea, G. (2012). The influence of the intake manifold system concerning the performances of the internal combustion engine. Fiability & Durability / Fiabilitate si Durabilitate, 2012: 7: 29-35.
- [17] Seshadri, S. (2015). Design and CFD analysis of the intake manifold for the Honda CBR250RR engine. Master Thesis, Mechanical Engineering the University of Texas.
- [18] Malalasekera, W. And Versteeg, H. K. (2005). An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Longman.
- [19] Patankar, S.V. (1980). Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill Book Company, New York.