



## Numerical and experimental investigation of flow properties of generator cabinets

Mustafa Atmaca<sup>1\*</sup> , Barbaros Mazlumcu<sup>2</sup> 

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Marmara University, 34722, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup>Institute of Science, Marmara University, 34722, İstanbul, Türkiye

### Highlights:

- Generator cabinet design and manufacture
- Flow analysis of generator cabinets with CFD method
- Dimensional comparison of louver of cabinet

### Keywords:

- Louver
- Numerical analysis
- CFD
- Dimensional Comparison
- Generator cabinet

### Article Info:

Research Article

Received: 22.01.2022

Accepted: 07.04.2022

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1061721

### Acknowledgement:

The author would like to thank TEKSAN Generator for producing the generator set with cabinet designed for this study and allowing the use of the test laboratory for the experimental study

### Correspondence:

Author: Mustafa Atmaca  
e-mail:  
matmaca@marmara.edu.tr  
phone: +90 533 696 7561

### Graphical/Tabular Abstract

In order for the generator set to work efficiently, the fresh clean air passing through the shutters must pass through the upper part of the engine and be discharged out of the radiator. This fresh air flow motion can be seen in Figure A.

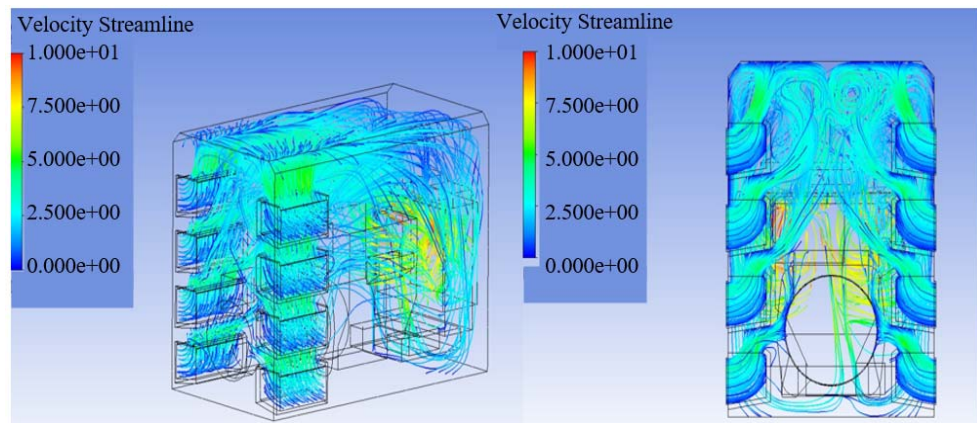


Figure A. Streamlines of fresh air intake zone

### Purpose:

To determine the maximum operating temperature of generator cabinets by experimental analysis and to compare numerical and experimental analysis.

### Theory and Methods:

As a numerical study, after performing the flow analysis of three louver models having different depths, at same boundary conditions with the CFD method, the pressure differences were compared, and optimum louver was determined. Then, generator cabinet was divided into zones as suction zone, discharge zone, suction section and discharge section and the flow analysis of each zone was carried out in ANSYS FLUENT software. The results were compared with the data of the 1104C-44TAG2 Perkins's engine. After the numerical study was completed. The generator cabin, whose design was determined, was manufactured. The experimental study of the generator set was performed with the HIOKI device. In the study, manufactured generator set was operated at 75%, 100% and 110% loads and it was determined how the value obtained in the numerical analysis affects the maximum temperature at which the generator set can operate.

### Results:

As the optimum louver, since the pressure difference is lower, the louver with the smallest value was chosen. The total pressure difference resulting from the numerical analysis is 139.25 Pa. In the data sheet of the 1104C-44TAG2 Perkins' engine, the total pressure difference that may occur in front of and behind the radiator fan is 125 Pa. As a result of the experimental analysis, the maximum temperature at which the generator cabin can operate was found to be 46.1°C.

### Conclusion:

The pressure difference resulting from the numerical analysis was 14.25 Pa higher than the pressure difference allowed in the engine data. As a result of the experimental study, it has been determined that the value of 14.25 Pa reduces the maximum temperature at which the generator set can operate by 3.9°C.



## Jeneratör kabinlerinin akış özelliklerinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi

Mustafa Atmaca<sup>1\*</sup>, Barbaros Mazlumcu<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34722, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup>Marmara Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, 34722, İstanbul, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Jeneratör kabini tasarımı ve imalatı
- Jeneratör kabinlerinin HAD yöntemiyle akış analizlerinin yapılması
- Kabin panjurlarının boyutsal karşılaştırılması

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 22.01.2022

Kabul: 07.04.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1061721

#### Anahtar Kelimeler:

Jeneratör kabini,  
panjur,  
sayısal analiz,  
boyutsal karşılaştırma,  
had

#### ÖZ

Bu çalışma, yeterli ısı bilgiye sahip olunmayan durumlarda, kabinli jeneratör setinde radyatörün önünde ve arkasında oluşan toplam basınç farkının, jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediği hakkında öngörüler ortaya koymayı amaçlamıştır. Kabin tasarımı tamamlandıktan sonra, toplam basınç farkını önemli ölçüde etkilediği için, derinlik ölçüleri farklı üç panjur için sayısal analizler yapılmış ve bu analizler sonucunda en uygun panjur derinliği belirlenmiştir. Jeneratör kabini sayısal çalışması olarak ANSYS FLUENT 19,2 yazılımında akış analizleri oluşturulmuştur. Isıl bilgilere yeterince sahip olunmadığı için sayısal analizler sıcaklık eksenli oluşturulmamıştır. Sayısal çalışmalar sonucunda 139,25 Pa toplam basınç farkı meydana gelmiştir. Bu basınç farkı değeri, 1104C-44TAG2 motoruna ait radyatörün izin verdiği basınç farkı değerinden 14,25 Pa yüksek çıkmıştır. 14,25 Pa değerindeki farkın jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediğini belirlemek için, jeneratör seti üretilmiş ve HIOKI test cihazıyla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda, 14,25 Pa değerindeki basınç farkının jeneratörün çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını 3,9°C düşürdüğü tespit edilmiştir.

## Numerical and experimental investigation of flow properties of generator cabinets

### H I G H L I G H T S

- Generator cabinet design and manufacture
- Flow analysis of generator cabinets with CFD method
- Dimensional comparison of louver of cabinet

#### Article Info

Research Article

Received: 22.01.2022

Accepted: 07.04.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1061721

#### Keywords:

Generator cabinet,  
louver,  
numerical analysis,  
dimensional comparison,  
cfd

#### ABSTRACT

This study aimed to reveal predictions about how the total pressure difference occurring in front of and behind the radiator in the cabin generator set affects the operating temperature of the generator set in the absence of sufficient thermal information. After the cabin design, numerical analyses were made for three louvers with different depth dimensions, as that they significantly affect the total pressure difference. It was found the most suitable louver depth as a result of numerical analysis. Flow analyses were created by using ANSYS FLUENT 19.2 software as a numerical study of the generator cabin. Numerical analyses haven't been created based on temperature since thermal information was not adequately available. As a result of numerical studies, a total pressure difference of 139.25 Pa has occurred. This pressure difference value is 14.25 Pa higher than the pressure difference value allowed by the radiator of the 1104C-44TAG2 engine. Firstly, the generator set was manufactured. Then it was implemented experimental studies with the HIOKI test device to determine how the pressure difference value of 14.25 Pa affects the temperature of the generator set. The result shows that the pressure difference of 14.25 Pa reduces the maximum ambient temperature at which the generator can operate by 3.9°C as a result of the experimental studies

\*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : \*matmaca@marmara.edu.tr, mazlumcu@gmail.com / Tel: +90 533 696 7561

## 1. Giriş (Introduction)

Günümüz dünyasında hem insanlar hem de endüstri için elektrik en önemli enerji kaynaklarından biridir. Teknolojinin gelişmesi ve insan nüfusunun her geçen gün artmasıyla birlikte elektrik ihtiyacı da artmaktadır. Aydınlatma, ısıtma, soğutma, iletişim, sağlık, ulaşım ve birçok sektör elektrik enerjisi sayesinde varlığını devam ettirebilmektedir. Elektrik kesintilerinin olması durumunda, elektrik enerjisinin kullanıldığı birçok sektörün üretimi sekteye uğramaktadır. Bu durumu önlemek ve kesintisiz enerji sağlamak için jeneratörler kullanılmaktadır [1]. Jeneratörler mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren cihazlardır ve mekanik enerji kaynağı olarak su, buhar ve rüzgâr türbini kullanıldığı gibi çoğu zaman içten yanmalı motorlar da kullanılır. İçten yanmalı motorların kullanıldığı jeneratörler “Jeneratör Seti” diye adlandırılmıştır ve içten yanmalı motorun alternatör ile kullanıldığı durumundaki ismidir. Günümüzde benzinli, dizel, gazlı ve hibrit olmak üzere farklı yakıtlarla çalışan jeneratör setleri mevcuttur ve dizel jeneratörler yüksek verimlilik ve düşük yakıt maliyeti nedeniyle en yaygın kullanılan jeneratörlerdir [2]. Dizel jeneratörler kabinli ve kabinsiz olmak üzere iki farklı şekilde kullanılırlar. Kabinsiz jeneratörler genellikle iç mekânda kullanılırken, kabinli jeneratörler dış mekânda kullanılırlar. Jeneratör kabinlerinin işlevi, ilk olarak düzgün çalışma için uygun havalandırmayı sürdürmeli, ikinci olarak gürültüyü standartlarla belirlenen değerin altında muhafaza etmelidir [3]. Jeneratör setlerinde genellikle 42°C ve 50°C maksimum ortam sıcaklıklarında çalışan radyatörler kullanılır. Kabinsiz bir şekilde kullanılan jeneratörler, dış ortam sıcaklığı maksimum 42°C veya 50°C’de kullanılabilirler. Bu durum kabinli jeneratörlerde farklıdır, çünkü kabinli jeneratörlerde radyatör fanının soğutma debisi, kabinsiz jeneratörünkine göre daha verimsiz çalışır. Bu nedenle, radyatör tarafından çekilen hava, kabinin emiş kesitlerinden girer ve kabinsiz makineye göre daha az miktarda hava çeker ve bunun sonucunda jeneratör setinin çalışabileceği ortamın sıcaklığı da düşer. Jeneratör setinde havalandırma iyi olmadığı zaman, dahili ısı birikimi sıcaklığın sürekli yükselmesine neden olur. Jeneratörlerde oluşan termal ısı birikimi, jeneratörün dinamik performansını, güvenilirliğini ve elektriksel performans göstergelerini düşürür [4].

Literatüre bakıldığında, benzer konularda birçok çalışma yapılmıştır. Parthan V., vd. [1] tarafından Jeneratör kabininin tasarımı, kabinin panjur açılı değiştirilerek optimize edilmiştir. Panjur açısı ne kadar büyük olursa ısı aktarımının da o kadar büyük olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan optimizasyonlar sonunda, yağmur ve toz gibi maddeler dikkate alındığında, panjur açısını 30 ile 45°C arasında tutmanın en iyi açılacağı olduğu sonucuna varılmıştır. Pandav P., vd. [2] tarafından yapılan sayısal analizlerin sonucunda, 40° panjur açısının kabin içi soğutmayı iyi yönde etkilediği ve kabindeki sıcak havanın çıkış hızının arttığı gözlemlenmesine karşın; panjurların 40° açılmasından dolayı gürültü seviyesinin de arttığı saptanmıştır. 30° açıda ise hem kabin içindeki hem de kabin dışındaki sıcaklık homojen, ayrıca gürültü seviyesi de 40°’ye oranla daha düşük olduğundan, 30° açının daha optimum olduğu gözlemlenmiştir. Özmen Y., vd. tarafından [5] farklı geometrik şekillerin akış özellikleri incelenmiştir. Sayısal çalışmalar Realizable k-ε ve Reynolds Stress türbülans modelleri kullanılarak yapılmıştır. Reynolds Stress türbülans modelinin kullanıldığı çalışmaların deneysel çalışmalara daha yakın olduğu belirlenmiştir. Babar G. [6] tarafından Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları ile çok kısa bir süre içerisinde farklı modelleri denenmiştir. Bu simülasyonlar, tasarım sürelerini azaltmaya yardımcı olmuş ve her modifikasyonun etkisini ölçmek için esneklik sağlamıştır. Yapılan çalışmayla, kabinin sıcak hava çıkış bölgesinin, akışa karşı fazla dirence sahip olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra, kabin çıkışının yana taşınmasıyla, kabinin termal performansında büyük iyileşme sağlandığı da gözlemlenmiştir. Yuan

H., vd. [7] tarafından sessiz bir elektrik araç bölmesinin hava akış simülasyonları sunulmuştur. Dizel jeneratörlerin fanına yakın olan yerlerde akışkanın hızının arttığı gözlemlenmiştir. Jeneratörlerin ve susturucuların sıcaklıklarının diğer bölgelerden daha yüksek olduğu belirlenmiş ve bunu düşürmek için bölme eksenel fan ilavesi yapılmıştır. Sayısal sonuçları deneylerle karşılaştırılmış ve eksenel fanın doğru çalıştığına karar verilmiştir. Jeneratör kabininin içinde akışkanın ısı birikimi yüksek olan bölgeleri daha fazla soğutması gerektiği anlaşılmıştır. Umesh K. S., vd. [8] tarafından sekiz farklı manifold modeli yakıt ekonomisi, emisyon ve güç gereksinimi dikkate alınarak HAD analizleri ANSYS FLUENT programında gerçekleştirilmiştir. Bu parametreleri sağlayan en iyi tasarım analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir. Böylece, ANSYS FLUENT programının çalışma prensibi hakkında bilgi elde edilmiştir. Saripalli P. ve Sankaranarayana K. [9] tarafından LCV dizel motorun motor gücü için iki farklı susturucu modeli tasarlanmış ve bu modellerin akış analizleri ANSYS FLUENT programında oluşturulmuştur. Her iki model içinde aynı sınır şartları uygulanmış ve ikinci susturucunun dahili düzeni egzoz basıncını, birinci modele göre daha fazla düşürdüğü sonucuna varılmıştır. Kabinin akış analizi de iç akış olduğundan susturucuların akış analizi, kabinin sayısal analizini kurgulamada yol gösterici olmuştur.

Bu çalışmadaki jeneratör setinde motor modeli Perkins 1104C-44TAG2 (110 kVA – 100 kWm), alternatör modeli ise Leroy Somer TAL044C kullanılmıştır. Tasarım aşamasında 1104C-44TAG2 motorunun veri sayfasındaki bilgiler kullanılmıştır. 1104C-44TAG2 motoru 50°C ortam sıcaklığında çalışabilecek bir radyatöre sahiptir. Bu radyatörün fanı 3,3 kg/s’lik bir kütleli debi ile havayı çekerek motoru soğutur. Bu soğutma sırasında radyatör fanının önünde ve arkasında basınç farkı oluşur. Bu farkın motor veri sayfasında verilen değerden yüksek olması durumunda, jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı değişir.

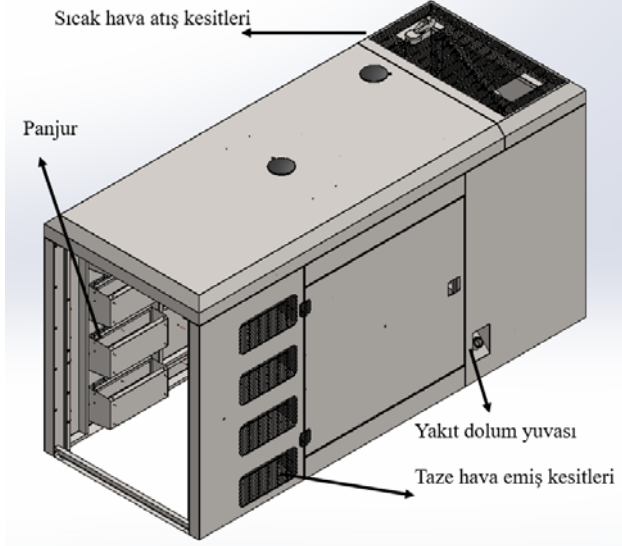
Bu çalışmada, kabinli jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını belirlemek için, sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Kabinli jeneratör setinde kullanılan motorun ve alternatörün çalışırken oluşturduğu dahili ısı bilgileri, motorun ve alternatörün üretiminde kullanılan malzemeler ve bu malzemelerin ısı iletim katsayıları, üretici firmalar tarafından paylaşılmıştır. Bu nedenle, Sayısal çalışma akış eksenli yapılmıştır. Sayısal çalışma sonucunda tespit edilen, radyatörün önünde ve arkasında oluşan toplam basınç farkının, jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediğini anlamak için deneysel çalışmalar yapılmış ve öngörüler ortaya koyulmuştur. Aynı zamanda, panjur ölçüleri gürültü seviyesi, jeneratörün dış etkenlerden korunması ve basınç farkı gibi birçok parametreyi etkilediğinden dolayı, bu çalışmada panjurlarının derinlik ölçülerinin toplam basınç farkını nasıl etkilediği de tespit edilmeye çalışılmıştır.

## 2. Materyal Metot (Material Method)

### 2.1. Sayısal Çalışmalar (Numerical Studies)

Jeneratör kabini taze hava emiş bölgesi ve sıcak hava atış bölgesi olarak iki ana bölüme ayrılmıştır. Şekil 1’de tasarlanan jeneratör kabini gösterilmiştir. Taze hava emiş bölgesi jeneratörün arka tarafından (alternatörün olduğu taraf) radyatörün bittiği yüzeye kadar olan kısım, sıcak hava atış bölgesi ise radyatörün matrisinde kabinin ön duvarına kadar olan kısımdır. Taze hava emiş bölgesi ve sıcak hava atış bölgesi tarafında, soğutma fanı vasıtasıyla belirli bir debide kabinin içine emilen ve atılan havanın ANSYS FLUENT 19.2 [10] yazılımında HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu bölgelerin analizleri yapılmadan önce jeneratör setinde kullanılacak panjurun boyutları belirlenmiştir. Derinlik ölçüleri farklı üç panjurun sayısal

analizleri yapılarak, en uygun panjur tasarımına karar verilmiştir. Derinliği 103mm olan panjur PC 103, derinliği 138mm olan panjur PC 138 derinliği 173mm olan panjur ise PC 173 olarak isimlendirilmiştir. Bu panjurların ölçüleri Şekil 2’de gösterilmiştir. Panjurların akış alanları Solidworks programında çizildikten sonra ANSYS FLUENT programına aktarılmıştır.



Şekil 1. Jeneratör kabini (Generator cabinet)

HAD analizini yaparken doğru sonuca ulaşmak için sınır şartlarını ve fiziksel durumu bilmek oldukça önemli olmuştur [11]. Doğru ağ yapısı ve sayısının belirlenmesi HAD analizlerinde kritik rol oynamıştır [12]. Panjurların akış alanları oluşturulduktan sonra taze hava emiş bölgesinin akış alanı oluşturulmuştur. Analizlerin gerçekleşmesi için akış alanı geometrik olarak çizilmiştir. Bu çalışmada akışkanın hareket alanı kabinin iç hacmidir. Kabinin iç hacminde akış alanına dahil olmayan kısımlar mevcuttur. Bunlar motor, alternatör, radyatör, susturucular, egzoz boruları ve panjur ceplerine gürültüyü engellemek için yapılandırılan süngerlerdir. Akış alanını doğru tanımlamak için kabinin toplam iç hacminden bu

ürünlerin hacimleri çıkarılmıştır. Motor, alternatör ve radyatör detaylı birçok parçaya sahip olduğu için, bu ürünlerin üç boyutlu çizimleri, onları tüm detayları ile çizmek yerine hacimsel olarak çizilmiş ve akış alanından çıkarılmıştır. Şekil 3’de taze hava emiş bölgesinin akış alanı gösterilmiştir.

Literatürde akışkanın belirli bir debi ile çekildiği analizlerde, akışkanın çekildiği yüzey kütleli debi çıkışı (Mass Flow Outlet) olarak tanımlanmıştır [4]. Bu nedenle, radyatörün matrisinden kabinin içine hava çekileceğinden radyatör matrisinin olduğu yüzeye Mass Flow Outlet, kabine havanın girdiği yüzeylere ise Inlet\_Vent tanımı yapılmıştır.

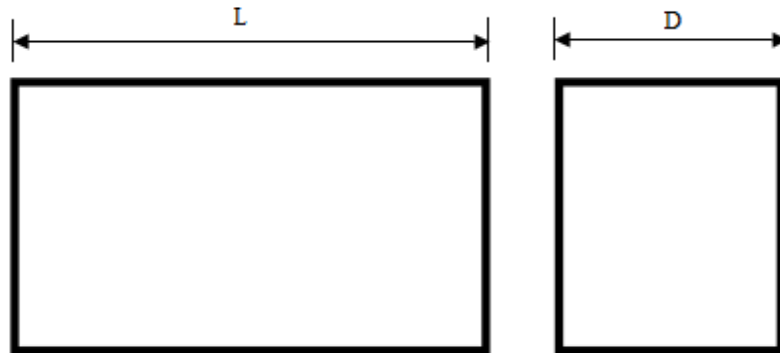
Radyatör fanının soğutma debisiyle, radyatör matrisinden çıkan sıcak havanın kabinin tavanından dışarı gönderildiği kısım sıcak hava atış bölgesi olarak adlandırılmıştır. Taze hava emiş bölgesinde olduğu gibi, sıcak hava atış bölgesinde de susturucu ve borular gibi akış alanına dahil olmayan parçalar kabinin iç hacminden çıkarılmıştır. Sıcak hava bölgesinin akış alanı şekil 4’de gösterilmiştir.

Emiş ve atış yüzeylerinin şekilleri; basınç farkı, uluslararası koruma (IP-Ingress Protection) standartları ve üretim süresine göre belirlenmiştir. Tasarım kriteri olarak IP 33 standardı alınmış bu nedenle deliklerin çapları 9 mm olarak belirlenmiştir. Arı peteği formu ve dörtgen formu aynı sınır şartlarında analiz edilmiş ve basınç farkları karşılaştırılmıştır. İki şekil için de akış alanı oluşturulmuş ve ağ örme işlemi gerçekleştirilmiştir.

#### 2.1.1. Ağ hassaslık analizi (Grid-sensitivity analysis)

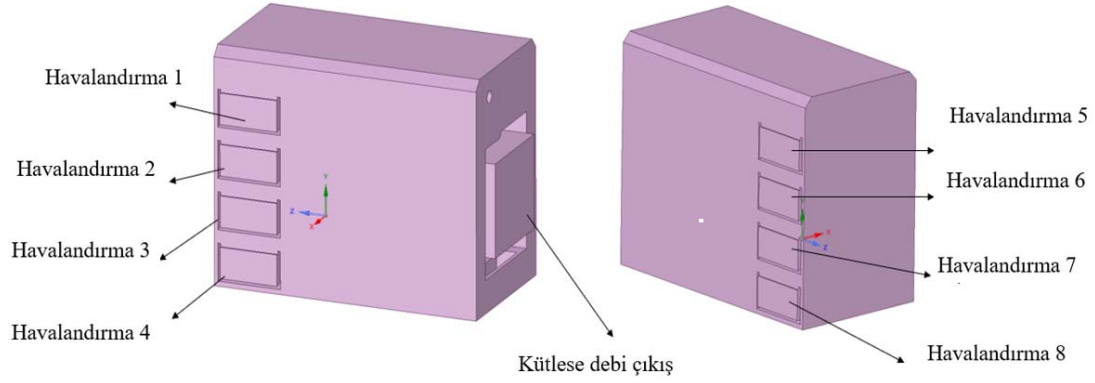
Karmaşık geometrilerin kullanıldığı analizlerde tetrahedrons ağ yapısı geometrinin yapısını korumayı sağlamıştır [4]. Bu nedenle ağ yapısını seçerken tetrahedrons ağ metodu kullanılmıştır. Şekil 5’de panjurların ağ yapıları gösterilmiştir.

Ağ kalitesini ve sayısını doğrulama, sayısal analizlerde gerçek sonuca ulaşmak için çok önemlidir. Bu gerekçeyle, taze hava emiş bölgesinin sayısal analizleri, aynı sınır şartlarında 5 farklı kaliteli ağ oluşturularak yapılmış ve basınç farklarının karşılaştırılması Tablo 1’de gösterilmiştir. Tablo 1’de görüldüğü gibi, ağ kalitesi arttıkça kütleli çıkış debisi (Mass Flow Outlet) ile ventilasyon girişi I (Inlet

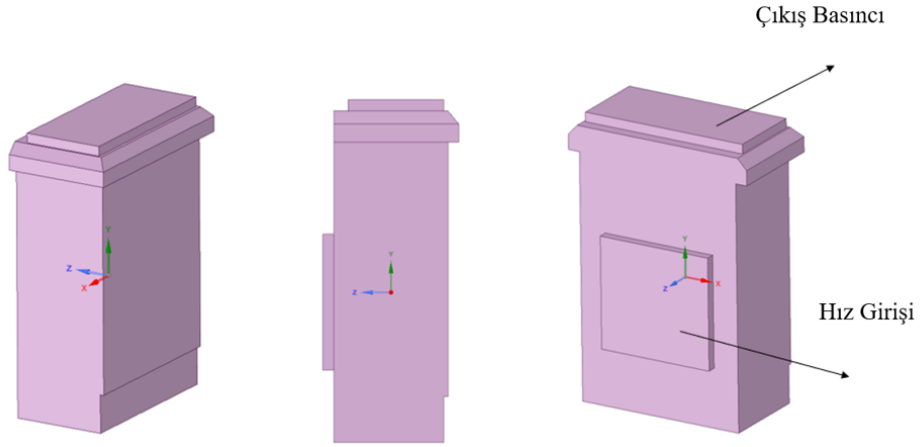


PANJUR ADI	L	D
PC 173	440	173
PC 138	440	138
PC 103	440	103

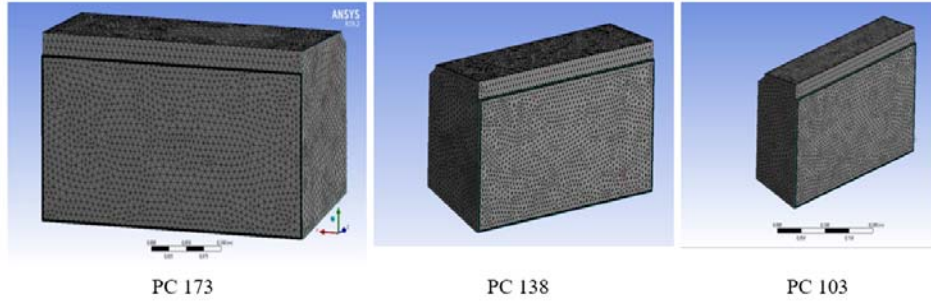
Şekil 2. Panjurların boyutları (Dimensions of louvers)



Şekil 3. Taze hava emiş bölgesinin akış alanı (Flow area of fresh air intake zone)



Şekil 4. Sıcak hava atış bölgesi akış alanı (Flow area of hot air outtake zone)



Şekil 5. Panjurların ağ yapısı (Mesh structure of louvers)

Tablo 1. Taze hava emiş bölgesi ağ kalitesi- basınç farkı (Fresh air intake zone quality- pressure difference)

AĞ	Ağ kalitesi	Eleman Sayısı	Alt Düğüm Sayısı	Basınç Farkı (Pa)
1	Standart	223698	43964	71,56
2	Seyrek	369884	76539	72,69
3	Orta	589637	101753	76,42
4	Orta -iyi	769332	146689	77,96
5	İyi	1156963	230723	74,69

Vent 1) arasındaki basınç farkı artmış, bir yerden sonra ağ kalitesi artsa bile basınç farkının çok fazla değişmediği, hatta azaldığı görülmüştür. Bu nedenle optimum ağ kalitesi orta, ağ sayısı ise 550000-600000 arası olarak belirlenmiştir.

Daha sonra sıcak hava atış bölgesindeki en uygun ağ kalitesinin ve sayısının belirlenmesi için, tablo 2 'de görüldüğü gibi 5 farklı kaliteli ağ yapısı için aynı sınır şartlarında sayısal analizler yapılmış ve V\_Giriş (V\_Inlet) ve P\_Cıkış (P\_Outlet) yüzeyleri arasındaki basınç

farkı karşılaştırılmıştır. Bir noktadan sonra ağ kalitesi artsa bile basınç farkının değişmediği tespit edilmiştir. Bu nedenle optimum ağ kalitesi orta-iyi, ağ sayısı ise 420000-440000 aralığında belirlenmiştir.

Ağ yöntemi olarak Bayındırlı C. [13]'nin çalışmalarında yaptığı gibi tetrahedrons ağ yöntemi seçilmiştir. Emiş ve atış kesitlerinin analizlerinde de tetrahedrons ağ yöntemi seçilmiştir. Emiş ve atış kesitlerinin ağ kalitesi belirlenirken analiz bütünlüğünün korunması için, ağ kalitesi orta kalite olarak belirlenmiştir.

### 2.1.2. Sınır şartları ve türbülans model (Boundary conditions and turbulence model)

Doğru sınır şartları gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır. Tablo 3'de panjurların, emiş bölgesinin, atış bölgesinin, emiş kesitinin ve atış kesitinin sayısal analizlerinin sınır şartları verilmiştir. Panjurların sayısal analizlerinde akışkanın girdiği yüzey giriş hızı (V\_inlet), çıktığı yüzey çıkış basıncı (P\_Outlet) olarak tanımlanmıştır.

Panjurların sınır şartları belirlendikten sonra, taze hava emiş bölgesinin sınır şartları belirlenmiştir. Kütleli debi yüzeyine

motorun veri sayfasında yazan radyatörün soğutma debisi 3,3 kg/s girilmiştir. Havalandırma yüzeylerine ise atmosfere temas ettiği için 0 Pa (etkin) basınç değeri girilmiştir.

Sıcak hava emiş bölgesinin giriş yüzeyi olarak radyatör matrisinin önü, çıkış yüzeyi olarak da jeneratör kabininden sıcak havanın çıktığı yüzey alınmıştır. Giriş yüzeyi V\_Inlet (giriş hızı), çıkış yüzeyi P\_Outlet (çıkış basıncı), iç tarafta akış alanı olmayan her yüzey de duvar olarak tanımlanmıştır.

Radyatör, motor bloğundan aldığı ısıyı radyatör matrisinden (kanatlarından) dışarı attığı için, V\_Giriş (V\_Inlet) yüzeyinden atılan havanın sıcaklığı dış ortamın sıcaklığından fazladır. Motor verilerinden ve deney sırasındaki ölçümlerde atılan havanın sıcaklığının 60°C olduğu gözlemlenmiştir. Dış ortam sıcaklığı 25°C alınmış ve V\_Giriş (V\_Inlet) hızı olarak ise, taze hava emiş bölgesinin analizlerinde elde edilen değer alınmıştır.

Taze hava emiş bölgesinin analizlerinde, emiş kesitlerinden geçen hızın değeri 4,08 m/s olduğu için, emiş kesitlerinin sayısal analizlerinde V\_Giriş (V\_Inlet) hızı olarak 4,08 m/s girilmiştir. Sıcak hava atış bölgesinin analizlerinde ise, atış kesitlerinden geçen havanın

**Tablo 2.** Sıcak hava atış bölgesinin ağ kalitesi- basınç farkı (Quality of meshes – pressure difference of hot air outtake zone)

AĞ	Ağ kalitesi	Eleman Sayısı	Alt Düğüm Sayısı	Basınç Farkı (Pa)
1	Standart	173054	39156	31,74
2	Seyrek	232104	44778	35,37
3	Orta	293269	47653	35,57
4	Orta-iyi	428842	82174	35,77
5	İyi	778749	147689	36,23

**Tablo 3.** Sınır şartları (Boundary conditions)

Panjurların sınır şartları	
V_Inlet	3 m/s
P_Outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları
Sıcak hava atış bölgesi sınır şartları	
V inlet	7,34 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları
T <sub>sh</sub>	60°C
T <sub>or</sub>	25°C
Taze hava emiş bölgesi sınır şartları	
Mass Flow Outlet	3,3 kg/s
Inlet Vent	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s <sup>2</sup>
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları
Emiş kesitinin sınır şartları	
V inlet	4,08 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları
Atış kesitinin sınır şartları	
V inlet	7,08 m/s
P outlet	0 Pa
Akışkan cinsi	Hava
Yer çekimi ivmesi	-9,81 m/s
Türbülans modeli	Standart k-epsilon türbülans modeli geliştirilmiş duvar fonksiyonları



**Tablo 4.** Sembollerin isimleri (Symbols'names)

Sembollerin isimleri	
$\rho$ : Akışkan yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{1\varepsilon}$ : $\varepsilon$ model katsayısı
$\mu$ : Akışkanın Dinamik viskozitesi (Ns/m <sup>2</sup> )	$C_{2\varepsilon}$ : $\varepsilon$ model katsayısı
$G_k$ : Kinetik Enerjini Temsil Eden Ortalama Hız Gradyanları (kg.m <sup>-1</sup> /s <sup>3</sup> )	$C_\mu$ : Katsayı
$G_b$ : Türbülans Kinetik Enerji kaldırma kuvveti (kg.m/s <sup>2</sup> )	$\sigma_k$ : Prandtl Sayısı ( için)
$k$ : Türbülans Kinetik Enerjisi (J/kg )	$\sigma_\varepsilon$ : Prandtl Sayısı ( $\varepsilon$ için)
$\varepsilon$ : Türbülans Dağılıma Oranı (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )	$S_k$ : Kaynak Terimi
$Y_M$ : Genişleme Katkısı (kg.m-1.s-3)	$S_\varepsilon$ : Kaynak Terimi

hızı 7,08 m/s olduğu için, atış kesitlerinin sayısal analizlerinde V\_Giriş (V\_Inlet) hızı olarak 7,08 m/s girilmiştir.

K- $\varepsilon$  türbülans modelinin Launder ve Spalding'e kadar birçok bilinmeyen ve ölçülemeyen değerleri mevcuttu. Launder ve Spalding [14] tarafından bu bilinmeyenleri en aza indirmek için denklemler oluşturulmuştur. Böylece, endüstriyel ve çevresel akışlarda standart k- $\varepsilon$  türbülans modeli kullanılmaya başlanmıştır.

Standart k- $\varepsilon$  Türbülans Modeli için taşıma eşitlikleri:

Kinetik enerji için Eş. 1 ile tanımlanır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(pk) + \frac{\partial}{\partial x_i}(pk u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + p\varepsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

$\varepsilon$  için Eş. 2 ile tanımlanır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(p\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} p \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2)$$

Türbülanslı viskozitenin modellenmesi (TVM) Eş. 3 ile tanımlanır.

$$\mu_t = p C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad C_\mu = 0,09 \quad \sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (3)$$

k-epsilon türbülans modeli literatürde birçok çalışmada türbülans modeli olarak kullanılmıştır. Chen Q. vd. [4] tarafından bir jeneratörün hava kanalının sayısal analizleri HAD yaklaşımı ile yapılırken, türbülans modeli olarak standart k-epsilon modeli ve geliştirilmiş duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Geliştirilmiş duvar fonksiyonları, HAD analizlerinde problemin daha detaylı incelenmesini sağlamıştır [15]. Bu nedenle, bu çalışmadaki sayısal analizlerde türbülans modeli olarak, k-epsilon standart türbülans modelinin gelişmiş duvar fonksiyonları seçilmiştir.

## 2.2. Deneysel Çalışmalar (Experimental Studies)

Jeneratör setinin ISO 8528-1 standardına göre çalışma adımları belirlenmiştir. Bunlar, anlık (STAND By), günlük (PRIME) ve sürekli (CONTINUOUS) olmak üzere üçe ayrılmıştır. Anlık çalışma dizel jeneratörün maksimum yükte yüklendiği durumdur ve %110 yük verilir. Ek olarak, bir yılda maksimum iki yüz saat çalışabilir. Günlük çalışma, jeneratör setinin %100 yükte çalışabildiği, çalıştığı saat boyunca ortalama yükün %70 olduğu durumdur. Jeneratör setinin yedek enerji olarak kullanıldığı durumlarda önerilir. Sürekli çalışma, Jeneratör setinin ana enerji kaynağı olarak kullanıldığı durumdaki çalışma adımdır. Yakıt tedariki sağlandığı takdirde kesintisiz çalışabilir ve ortalama yük seviyesi de %100 olarak bildirilmiştir [16]. Kabinli jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını bulabilmek için motor veri sayfalarında maksimum üst tank sıcaklığı

verilir [17]. Kabinli jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı (T<sub>js</sub>) Perkins firması tarafından verilen aşağıdaki Eş. 4 ile tanımlanabilir.

$$T_{js} = T_{MÜTS} - T_{GSS} + T_{os} \quad (4)$$

T<sub>MÜTS</sub> ile maksimum üst tank sıcaklığı, T<sub>GSS</sub> ile motordan radyatöre giren suyun sıcaklığı ve T<sub>os</sub> ile ise testin yapıldığı ortam sıcaklığı ifade edilmektedir. Üretilen jeneratör setinin sayısal çalışmalarla uyumlu olup olmadığını doğrulamak ve jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını belirlemek için Teksan Jeneratör firmasının test laboratuvarında uygulama testleri yapılmıştır. Akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarını bulmak için ısı çiftler kullanılmıştır [18]. Test cihazı olarak ise çok kanallı taşınabilir bir "Veri Kaydetme Sistemi" (VKS) olan HIOKI LR 8402-20 kullanılmıştır. HIOKI LR 8402-20 çok kanallı taşınabilir bir veri kaydedicidir. Otomotiv, dizel motorlar, beyaz eşya gibi birçok sektörde kullanılır. 30 kanala sahiptir ve gerekli durumlarda bu kanallar 60 °a çıkarılabilir. HIOKI ile direnç, nem, sıcaklık ve voltaj ölçülebilir ve uzun süreli kayıtlar yapılabilir. HIOKI 10 ms hassasiyetle çalışır, bundan dolayı ani yük değişimlerini kolayca ölçebilir. Deneye başlamadan deney düzeneği oluşturulmuştur. Şekil 6'daki gibi ısı çiftler jeneratör setinin Perkins firması tarafından belirlenen bölgelerine takıldıktan sonra takılan ısı çiftler, VKS'nin kanallarına bağlanmıştır. Isıl çiftlerden alınan sıcaklık verileri USB ile VKS yazılımına aktarılıp sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 5 'de ısı çift takılan noktalar gösterilmiştir.

**Tablo 5.** Isıl çift takılan noktalar (Thermocouple insertion points)

Isıl çift takılan noktalar	
Ortam sıcaklığı	1
Suyun radyatöre giriş sıcaklığı	2
Suyun radyatörden çıkış sıcaklığı	3
Radyatör soğutma fanının sağ üst bölgesi	4
Radyatör soğutma fanının sağ alt bölgesi	5
Radyatör soğutma fanının sol üst bölgesi	6
Radyatör soğutma fanının sol alt bölgesi	7
Motorun hava filtresi	14

Isıl çiftlerin bu noktalara bağlanmasının amacı, hava filtresine giren havanın radyatör fanına gelene kadar ne kadar ısındığını görmek, motor blok suyunun radyatörde ne kadar soğuduğunu hesaplamak ve yapılan deneyin hangi ortam sıcaklığında yapıldığını belirlemektir.

## 4. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

### 4.1. Sayısal Çalışmaların Sonuçları (Results of Numerical Studies)

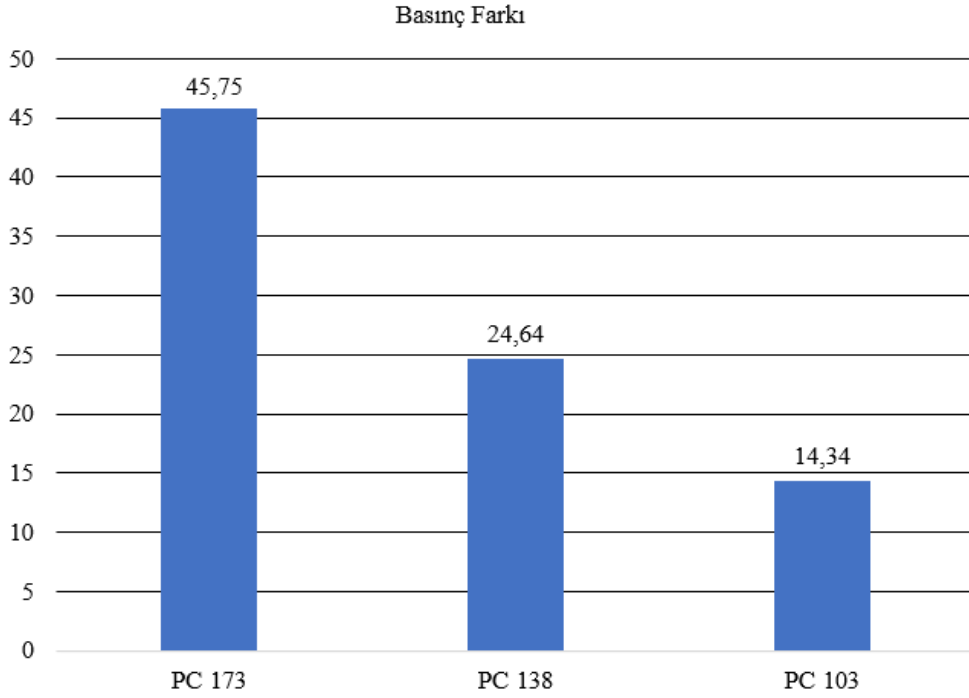
Üç panjur modelinin (PC103, PC138, PC173) sayısal analizleri aynı sınır şartlarında yapılmış ve Şekil 7 'de üç farklı panjur için elde

edilen basınç farkı dağılımları verilmiştir. Basınç farkı grafiklerine bakıldığında, V\_INLET ve P\_OUTLET yüzeyleri arasındaki basınç farkı en düşük olan PC 173 panjur cebi, en uygun panjur olarak seçilmiştir.

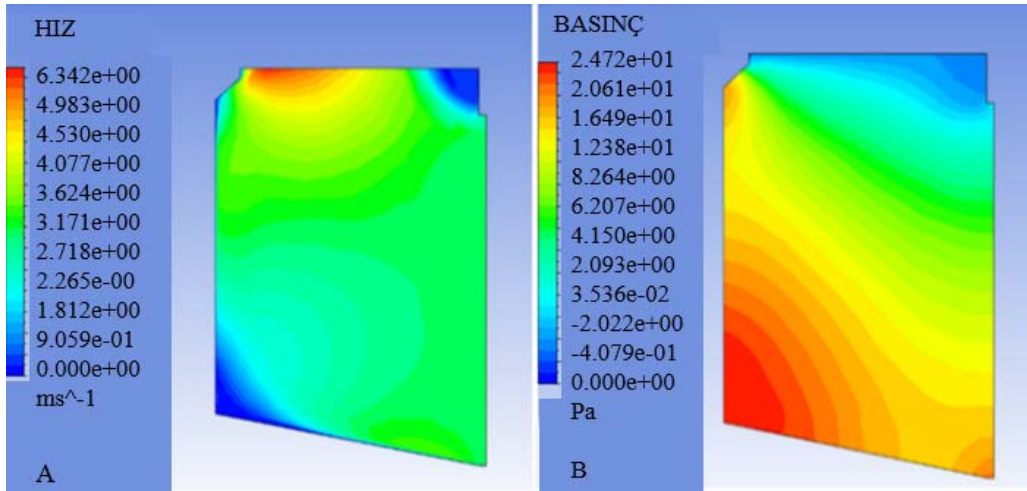
PC 173 panjur cebi, en uygun panjur seçildiğinden dolayı bu panjur için detaylı analizler yapılmıştır. Şekil 8'in A görselinde PC 173 numaralı panjurun hız, B görselinde ise basınç konturlarının dağılımı verilmiştir. Analizler sonucunda, akışkanın basıncının panjur yüzeylerinde sürtünmeden dolayı arttığı görülmüş ve panjurun alt keskin köşesinde akış kopması yaşandığı için akışkanın hızında yavaşlama tespit edilmiştir. Panjurun sağ üst köşesindeki hız değeri 0 m/s'ye yakındır, çünkü akışkan o bölgeye temas etmeden dışarı atılmıştır. Tablo 6 'da taze hava emiş bölgesinin sayısal analizleri sonucunda yüzeylerde oluşan ortalama hız değerleri gösterilmiştir. Bu

hız değerleri, sıcak hava atış bölgesinin ve emiş kesitlerinin sayısal analizlerinde kullanılmıştır.

Taze hava emiş bölgesinde akışkan, radyatörün matrisinden 3,3 kg /s kütleli debi ile emiş kesitlerinden kabinin içine çekilmiştir. Şekil 9'un A ve B görsellerinde kabinin içindeki havanın akım çizgilerinin perspektif ve arka görünüşleri verilmiştir. Akım çizgilerinin bazı alanlarda hızlandığı görülürken, bazı alanlarda engellerle karşılaşarak yavaşladığı görülmüştür. Jeneratör çalışırken kabin içindeki sıcaklığı en fazla arttıran bölgeler motorun üst bölümü, manifold bölgesi ve egzoz boruları olarak belirlenmiştir. Radyatörden çekilen havanın motorun üstünden geçerek, bu bölgeleri soğutması gerektiği ve havanın genel olarak motorun üst bölgesinden hareket etmesi motorun hava filtresi için de faydalı olduğu tespit edilmiştir. Şekil 10'da ZY düzleminde  $x=0$  noktasında hız (A) ve basınç (B) konturları



Şekil 7. Panjur modeli- basınç farkı (Model of louver- pressure difference)



Şekil 8. PC 173 panjuru hız konturu (A) ve basınç konturu (B) (Velocity (A) and pressure (B) contours of louver PC 173)



oluşturulmuştur. Şekil 10'un A görselinde görüldüğü gibi panjurlardan kabinin içine emilen havanın büyük bir kısmının motor bloğunun üstünden geçerek radyatörden dışarı atıldığı gözlemlenmiştir. Şekil 10'un B görselinde görüldüğü gibi ise panjurdan çıkan hava, motorun hava filtresine çarpmış ve o bölgelerdeki basıncı arttırmıştır. Radyatörün üst kısmında radyatöre giremeyen akışkanlar kabinin üst bölgesindeki basıncı arttırmıştır. Panjurdan çıkıp kabin tavanına çarpan hava ise kabin tavanındaki basıncı arttırmıştır. Hızın arttığı ve akışım düzenli hale geldiği bölgelerde ise basıncın azaldığı gözlemlenmiştir.

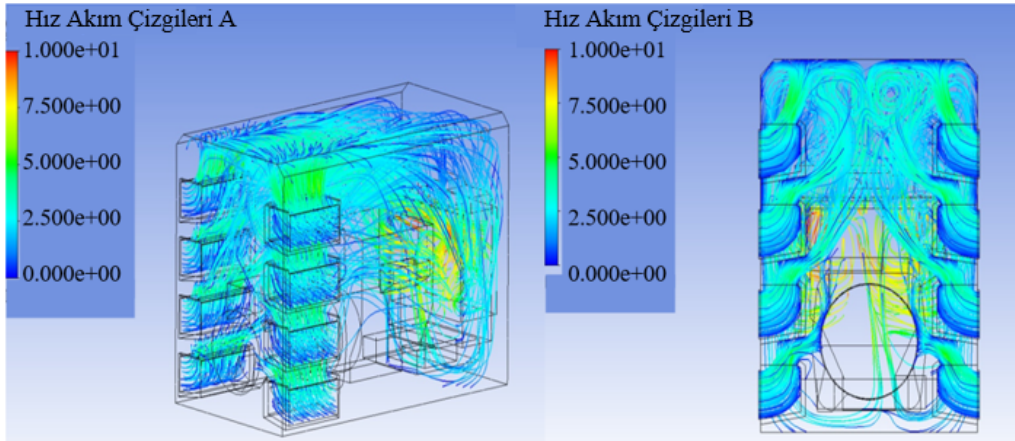
Şekil 11'de sıcak hava atış bölgesinin sayısal analizlerinde, ZY düzleminde  $x=0$  noktasında oluşturulan yüzey üzerinden alınmış hız

(A) ve basınç (B) konturlarına baktığımızda, radyatörden çıkan hava ideal dönüş çapını bulmaya çalışırken karşı duvara çarpmış ve akışkanın hızı yavaşlamıştır. Çarptığı duvara yakın yerden akışkanın büyük bir kısmı dışarı atılmıştır. Radyatör matrisinin alt kısmında bulunan susturucunun etrafında akışım yavaşladığı ve girdap oluştuğu görülmüştür. Akışkanın yüksek basınçlara çıktığı yerler, akışım düzensiz olduğu, yavaşladığı ve girdap oluşturduğu alanlar olarak belirlenmiştir. Yatay susturucunun etrafında ve akışkanın duvara çarptığı alanda basıncın yüksek, havanın düzenli bir şekilde dışarı atıldığı yerlerde ise basıncın düşük olduğu tespit edilmiştir.

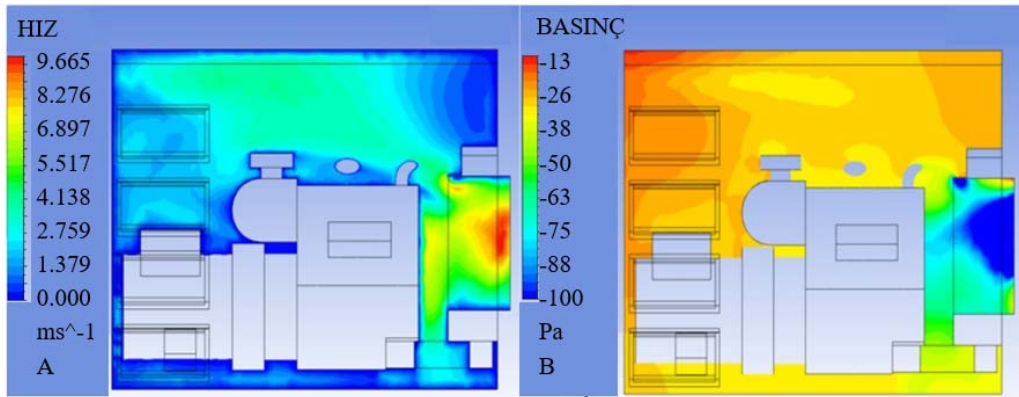
Tablo 3'de sınır şartları verilen emiş kesitlerinin sayısal analizleri gerçekleştirilmiş ve ortaya çıkan basınç farkları Şekil 12'de

**Tablo 6.** Sınır yüzeylerinin ortalama hızları (Average velocities of the boundary conditions)

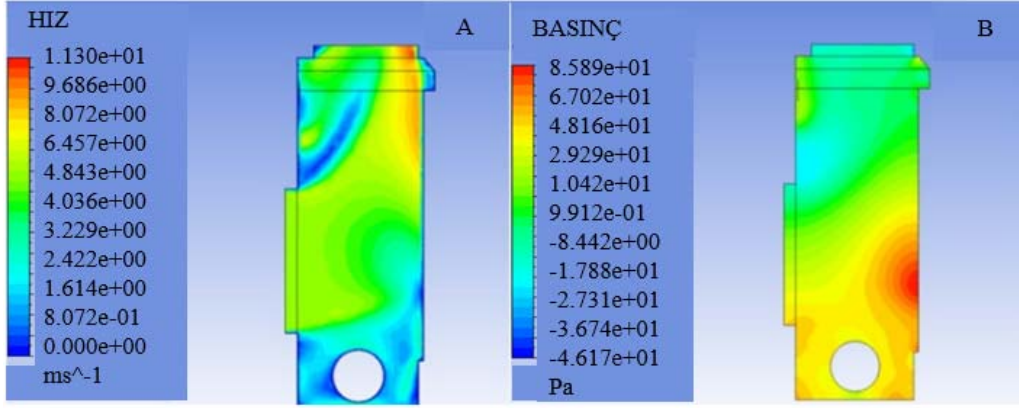
Sınır Yüzeyleri	Ortalama Hız
VENTİLASYON_GİRİŞ_1 (INLET_VENT_1)	4,08 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_2 (INLET_VENT_2)	4,18 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_3 (INLET_VENT_3)	4,12 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_4 (INLET_VENT_4)	4,33 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_5 (INLET_VENT_5)	4,09 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_6 (INLET_VENT_6)	4,12 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_7 (INLET_VENT_7)	4,11 m/s
VENTİLASYON_GİRİŞ_8 (INLET_VENT_8)	4,35 m/s
KÜTLESEL ÇIKIŞ DEBİSİ (MASS FLOW OUTLET)	7,34 m/s



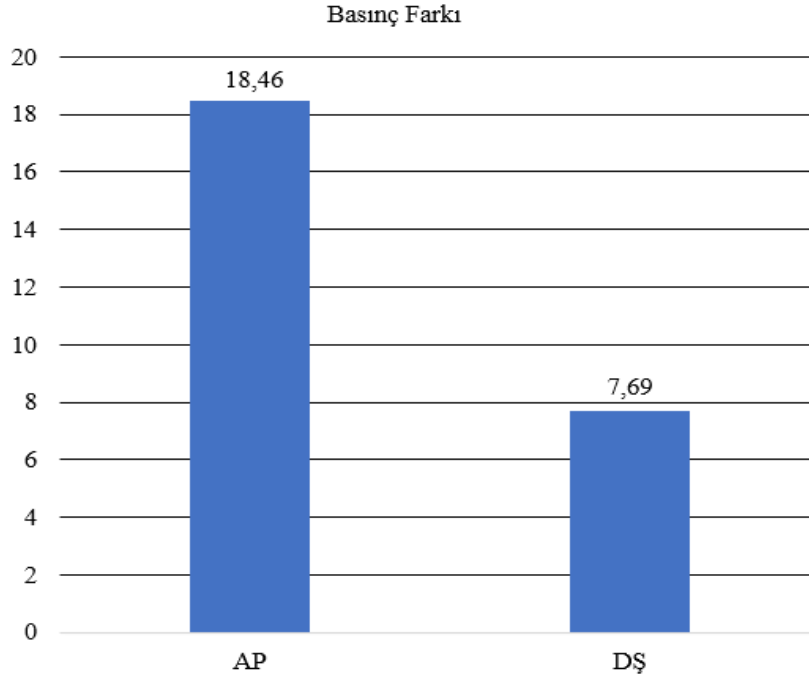
**Şekil 9.** Taze hava emiş bölgesinin akım çizgileri perspektif görünüş (A) arka görünüş (B)  
(Streamlines of fresh air intake zone perspective view (A), back view (B))



**Şekil 10.** Taze hava emiş bölgesinin hız konturu (A) ve basınç konturu (B)  
(Velocity (A) and pressure (B) contours of fresh air intake zone)



Şekil 11. Sıcak hava atış bölgesinin hız (A) ve basınç (B) konturları (Velocity (A) and pressure (B) contours of hot air outtake zone)



Şekil 12. Kesit şekli – Basınç Farkı (Section shape- pressure difference)

gösterilmiştir. Arı peteği (AP) formunun hem V\_Giriş (V\_Inlet) ve P\_Çıkış (P\_Outlet) arasındaki basınç farkının yüksek olması hem de üretim süresinin uzun olmasından dolayı emiş ve atış kesitlerinin şekli olarak dörtgen şekil (DŞ) seçilmiştir. Emiş kesiti analizlerinde ortaya çıkan basınç farkı 7,69 Pa olarak belirlenmiştir.

Şekil 13'de emiş kesitindeki hız konturuna bakıldığında; hızın, deliklerin kenarlarında azaldığı, ortalarına doğru gidildikçe arttığı görülmüştür.

Şekil 14 'de atış kesitinin hız konturu verilmiş, sonuçların emiş kesitinin analiz sonuçlarıyla benzerlik görülmüştür. Kesit kenarlarındaki hızlar, merkezdeki hızlara göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Atış kesitinin analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı 19,12 Pa olarak belirlenmiştir.

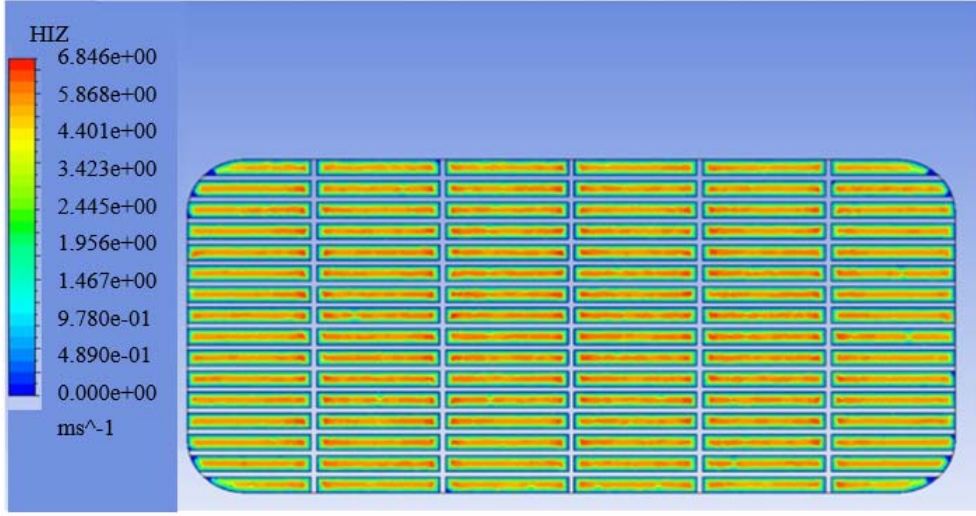
Jeneratör setinin taze hava emiş bölgesinin, sıcak hava atış bölgesinin ve emiş-atış kesitlerinin ayrı ayrı sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin her birinde eleman sayısından bağımsız çözümler

yapılmış ve sınır şartları belirlenmiştir. Belirlenen bu adımlardan sonra jeneratör setinin toplam basınç farkı, radyatörün önünde ve arkasındaki basınç farkını oluşturmuştur. Bu fark, 1104-44TAG2 motorunun izin verdiği basınç farkı değeri ile Tablo 7'de karşılaştırılmıştır.

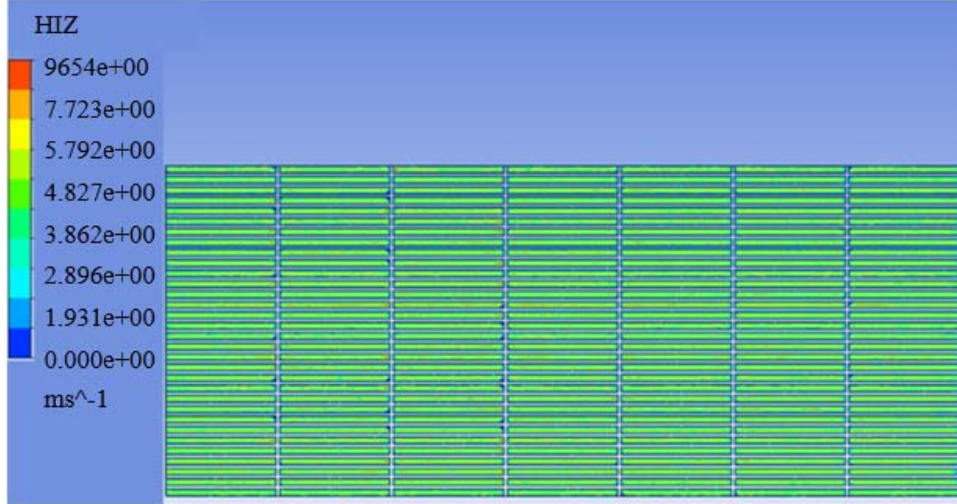
Tablo 7'de sayısal analizler sonucunda elde edilen basınç farkı 139,25 Pa, motor verisinden radyatörün önünde ve arkasında oluşabilecek maksimum basınç farkı ise 125 Pa görülmüştür. Sayısal analizlerden elde edilen basınç farkı motor verisinden 14,25 Pa daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu farkın jeneratörün çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını nasıl etkileyeceği gerçekleştirilen deneysel analizle öngörülmüştür.

#### 4.2. Deneysel Çalışmaların Sonuçları (Results of Experimental Studies)

Bu çalışmadaki üretilen jeneratör seti ISO 8528-1 standardına göre belirlenmiş çalışma şartlarına uygun olarak %75, %100 ve %110 yük



Şekil 13. Emiş kesitinin hız konturu (Velocity contour of intake section)



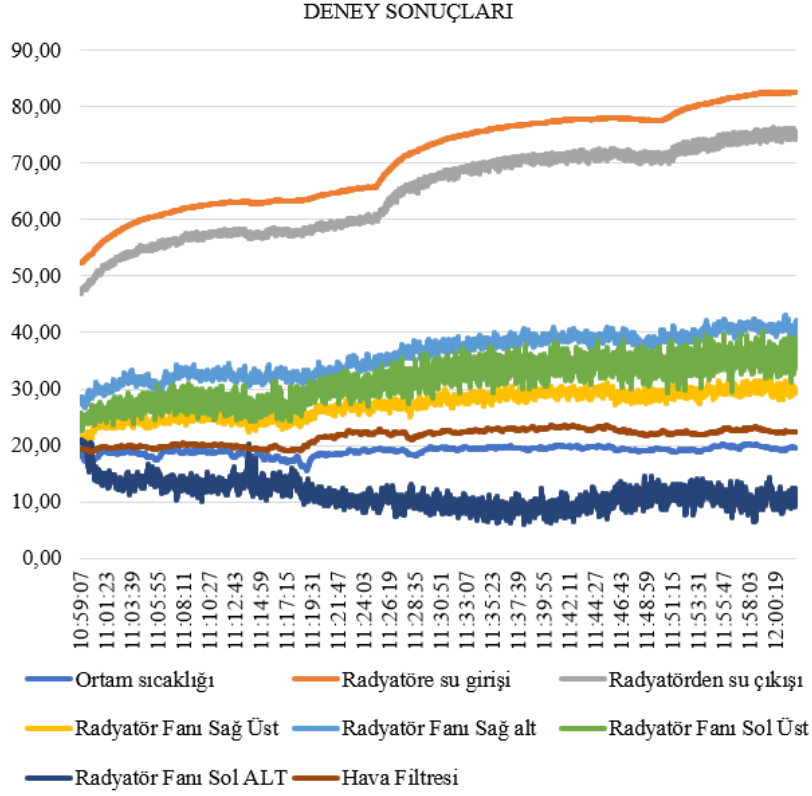
Şekil 14. Atış kesitinin hız konturu (Velocity contour of offtake section)

Tablo 7. Toplam basınç farkı (Total pressure difference)

Basınç Farkı (Pa)	
Taze hava emiş bölgesinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	76,42
Sıcak hava atış bölgesinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	36,02
Emiş kesitinin akış analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	7,69
Atış Kesiti sayısal analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç farkı	19,12
Akış analizleri sonucunda sistemin toplam basınç farkı	139,25
Motor veri sayfasında radyatörün izin verdiği basınç farkı değeri	125

verilerek çalıştırılmıştır. Çalıştırılan yüklerde ısıl çift bağlanan noktalar takip edilmiştir. Şekil 15'de VKS'nin ölçüm sonuçları verilmiştir. Jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığını bulabilmek için her bir yükte radyatöre giren suyun sıcaklığının çıkabileceği maksimum değer kaydedilmiştir. Jeneratör seti yaklaşık 25'er dakika boyunca %75, %100 ve %110 yük ile çalıştırılmıştır. Tablo 8, Tablo 9 ve Tablo 10'da %75, %100 ve %110 yüklerdeki deney sürelerinin son 10 saniyesi verilerde gösterilmiştir. Tablo 10'da radyatöre giren suyun sıcaklığının 83,02°C'den sonra artmadığı görülmüştür. Radyatörden çıkan su 74,52°C olduğu için radyatörün bu şartlar altında yaklaşık 8,5°C'lik bir soğutma sağladığı tespit edilmiştir. Hava filtresine 22,35°C sıcaklıkta gelen havanın,

%75 ve %100 yüklerde olduğu gibi radyatöre yaklaştıkça sıcaklığının arttığı görülmüştür. Tablo 11'de her bir yük için testin son saniyesindeki sıcaklıklar gösterilmiştir. Jeneratör setinin en fazla zorlandığı koşul %110 yükü çalışma koşulu olduğu için, maksimum ortam sıcaklığını belirlerken %110 yük deneyinin sonuçları kullanılmıştır. Tablo 12'de ortam sıcaklığının 19,03°C olarak ölçüldüğü bir yerde yapılan %110 yük koşulu olan anlık çalışma deneyinde, motor bloğundan radyatöre giren suyun maksimum sıcaklığının 83,02°C olduğu, 110PE5L jeneratör setinde kullanılan motorun MÜTS değerinin ise 110°C olduğu gözlemlenmiştir. Bu değerler neticesinde jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı 4 numaralı denkleme göre 46,1°C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 15. Veri kayıt sisteminin sonuçları (Results of the data result system)

**Tablo 8.** %75 yük sıcaklık-zaman sonuçları (Temperature- time results of %75 load)

Zaman (s)	Ortam sıcaklığı (°C)	Radyatöre su girişi (°C)	Radyatörden su çıkışı (°C)	Radyatör Fanı Sağ Üst (°C)	Radyatör Fanı Sağ alt (°C)	Radyatör Fanı Sol Üst (°C)	Radyatör Fanı Sol ALT (°C)	Hava Filtresi (°C)
11:24:56	19,09	65,7	60,43	26,66	33,7	31,25	9,94	22,07
11:24:57	19,11	65,73	60,72	26,6	34,42	30,86	9,87	22,09
11:24:58	19,13	65,71	60,61	26,31	34,53	31,71	9,81	22,11
11:24:59	19,19	65,74	60,56	26,71	34,42	31,03	9,37	22,14
11:25:00	19,24	65,81	60,16	27,12	34,92	30	8,93	22,19
11:25:01	19,34	65,76	60,18	27,63	35,29	29,37	9,89	22,24
11:25:02	19,4	65,8	60,67	27,45	35,67	31,52	9,93	22,29
11:25:03	19,42	65,8	60,65	27,34	35,49	31,93	9,74	22,3
11:25:04	19,42	65,78	60,59	27,37	34,88	33,16	10,12	22,34
11:25:05	19,39	65,85	61,01	27,57	34,87	32,84	10,98	22,37

**Tablo 9.** %100 yük sıcaklık-zaman sonuçları (Temperature- time results of %100 load)

Zaman (s)	Ortam sıcaklığı (°C)	Radyatöre su girişi (°C)	Radyatörden su çıkışı (°C)	Radyatör Fanı Sağ Üst (°C)	Radyatör Fanı Sağ alt (°C)	Radyatör Fanı Sol Üst (°C)	Radyatör Fanı Sol ALT (°C)	Hava Filtresi (°C)
11:45:26	19,62	77,96	71,31	30,39	39,08	33,83	8,13	23,48
11:45:27	19,62	77,98	71,66	30,47	39,2	33,99	8,04	23,52
11:45:28	19,6	77,95	71,51	30,13	39,92	33,71	6,9	23,56
11:45:29	19,65	78	71,97	29,94	39,49	36,58	8,6	23,56
11:45:30	19,71	77,99	71,12	30,44	41,01	32,28	8,02	23,53
11:45:31	19,77	77,96	71,09	31,18	40,41	34,76	8,48	23,51
11:45:32	19,83	77,99	70,36	30,87	39,69	36,11	9,84	23,47
11:45:33	19,82	77,96	71,69	30,17	38,96	37,44	10,33	23,41
11:45:34	19,8	77,93	72,07	29,72	38,69	37,28	11,4	23,36
11:45:35	19,83	77,97	72,19	29,64	39,43	35,63	9,91	23,33

**Tablo 10.** %110 yük sıcaklık-zaman sonuçları (Temperature-time results of %110 load)

Zaman (s)	Ortam sıcaklığı (°C)	Radyatöre su girişi (°C)	Radyatörden su çıkışı (°C)	Radyatör Fanı Sağ Üst (°C)	Radyatör Fanı Sağ alt (°C)	Radyatör Fanı Sol Üst (°C)	Radyatör Fanı Sol ALT (°C)	Hava Filtresi (°C)
12:02:00	19	83,03	75,19	29,26	39,61	36,98	10,58	22,39
12:02:01	18,99	83	75,2	29,33	39,44	34,67	11,12	22,4
12:02:02	18,99	82,99	74,26	29,69	40,09	36,91	12,11	22,38
12:02:03	18,97	82,99	75,42	29,5	40,58	36,02	12,42	22,38
12:02:04	18,99	83,02	74,6	29,72	40,86	33,48	12,11	22,38
12:02:05	19,02	83,06	75,42	29,39	41,06	34,26	9,63	22,38
12:02:06	19,05	83,06	74,3	29,5	40,99	35,27	10,27	22,37
12:02:07	19,06	83,07	75,64	29,36	41,14	35,47	9,03	22,36
12:02:08	19,07	83,02	74,81	29,96	42,07	38,72	10,49	22,33
12:02:09	19,03	83,02	74,52	29,97	42,07	38,59	12,1	22,35

**Tablo 11.** Deney doğrulama (Experiment validation)

Deney Doğrulama Çalıştırma Yüğü	Ortam Sıcaklığı (°C)	Radyatöre Su Giriş Sıcaklığı (°C)	Radyatöre Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	Hava Filtresi (°C)	Deney Süresi
%75 YÜK	19,46	65,78	60,59	22,34	25 dakika
%100 YÜK	19,53	77,97	72,19	23,33	25 dakika
%110 YÜK	19,03	83,02	74,52	22,35	25 dakika

**Tablo 12.** Deney sonuçları (Experiment solution)

Maksimum Üst Tank Sıcaklığı (°C)	Giren Suyun Sıcaklığı (°C)	Deney Sırasında Ortamın Sıcaklığı (°C)	Jeneratör Setinin Çalışabileceği Maksimum Ortam Sıcaklığı (°C)
110	83,02	19,03	46,01

Literatüre bakıldığında, Hormozi vd. [18] ve İten vd. [19] tarafından benzer çalışmalar yapılmıştır. Onların yaptığı sayısal ve deneysel analizlerde, sınır şartları bilindiğinden sıcaklık eksenli bir karşılaştırma yapılabilmektedir. Bu çalışmada ise jeneratör setinde kullanılan 1104C-44TAG2 Perkins motorunun ısı bilgileri mevcut değildir. Kullanılan dizel motorun dahili ısı birikimi, motorun üretiminde kullanılan malzemelerin ısı iletim katsayıları bilinmediği için sayısal analizler sıcaklık eksenli yapılamamıştır. Jeneratör sektöründe, jeneratör setinin soğutma performansının ve jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığın belirlenebilmesi için motor veri sayfasından değerler alınmıştır. Bu değerler, maksimum üst tank sıcaklığı ile radyatör fanının önünde ve arkasında oluşabilecek maksimum basınç farkı değerleridir. Maksimum üst tank sıcaklığı, deneysel çalışmalarda jeneratörün çalışma sıcaklığını belirlemek için kullanılırken, basınç farkı verileri ise yapılan akış analizlerinde sınır değeri olarak kullanılmıştır. Yapılan sayısal analizler sonucunda ortaya çıkan toplam basınç farkının, jeneratör setinin çalışma sıcaklığını nasıl etkilediği ile ilgili öngörüler ortaya konulmuştur.

Radyatör fanının önünde ve arkasında oluşacak toplam basınç farkı değeri, motorun soğutma performansını etkileyen en önemli etkenlerden biridir. Bu basınç farkı değeri motor verisindeki değerden yüksek olması durumunda jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı düşecektir. Sayısal analizler sonucunda ortaya çıkan basınç farkı değerinin, motor verisinde izin verilen değerden yüksek çıkmasının nedenleri aşağıdaki gibidir:

- Tasarlanan kabinin gürültü seviyesinin düşük olması istendiği için çift susturucu kullanılmıştır. Bu durum atış bölgesinden dışarı atılan akışkanın, dışarı atılırken daha fazla engelle karşılaşmasına neden olmuş ve basınç farkını artırmıştır.
- Jeneratör kabiniinde derinlik ölçüsü 173 mm olan panjur kullanılmıştır. Şekil 4'de kullanılan panjurun derinlik ölçüsü

artıkça, oluşan basınç farkının düştüğü görülmüştür. Kullanılan panjurun derinlik ölçüsü artırılarak basınç farkı düşürülebilir. Fakat, derinlik ölçüsünün artması, jeneratörün çalışması sırasında oluşan gürültünün dış ortama daha fazla aktarılmasına yol açacağı için derinlik ölçüsü artırılmamıştır.

- IP 33 standardı tasarım kriteri olarak belirlendiği için emiş ve atış kesitlerinde kullanılan şekillerin minimum ölçüsü 9 mm olarak belirlenmiştir. IP 33 standardının tasarım kriteri olarak belirlenmediği durumlarda 9 mm ölçüsü artırılabilir. Böylece akışkanın kabine girdiği ve çıktığı yüzeylerin alanı artacak ve ortaya çıkacak basınç farkı da düşecektir.
- Bu çalışmadaki kabin tasarımını sınırlandıran bir diğer etken, rakip firmaların jeneratör setlerinin boyutlarıdır. Atış bölgesinin uzunluğu artırılarak, akış alanı artırılabilir ve akışkanın dönüş çapına yaklaşılabılır. Bu durum da basınç farkını düşürecektir.

## 5. Sonuçlar (Conclusions)

Kabinsiz jeneratör setleri genellikle maksimum 50°C ortam sıcaklığında çalışabilecek şekilde tasarlanmış ve bu sıcaklık değeri kabinli jeneratörlerde farklılık göstermiştir. Bu çalışmada, kabinli bir jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığı bulabilmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Bu analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Dizel motora ait ısı bilgileri bilinmediği için sayısal analizler akış temelli yapılmıştır.

Panjur tasarımı basınç farkı, gürültü ve jeneratör setinin güvenliği gibi parametreleri etkilediği için, derinlik ölçüleri farklı üç panjurun sayısal analizleri yapılmış, en uygun panjur tasarımı seçilmiş ve toplam basınç farkını nasıl etkilediği belirlenmiştir. ANSYS FLUENT 19.2 yazılımında gerçekleştirilen akış temelli sayısal çalışma sonucunda toplam basınç farkı 139,25 Pa olarak belirlenmiştir. Toplam basınç farkı radyatörün izin verdiği değerden 14,25 Pa yüksek çıkmıştır.



Deneysel çalışmalar, VKS ile yapılmış ve jeneratör seti %75, %100 ve %110 yükler ile çalıştırılmıştır. Jeneratör setinin çalışabileceği maksimum ortam sıcaklığı 46,1°C'de çalışabileceği belirlenmiştir. 14,25 Pa basınç farkı, çalışma sıcaklığını 3,9°C düşürmüştür. Böylece, bu çalışmadaki 1104C-44TAG2 Perkins motoruna sahip imalatı yapılan kabinli jeneratör setinin, maksimum 46,1°C ortam sıcaklığına sahip coğrafyalarda rahatlıkla kullanılabilirliği belirlenmiştir. Sonuç olarak, bu çalışmada akış eksenli sayısal analizler yapılmış, analizler neticesinde ortaya çıkan basınç farkının jeneratör setinin çalışabileceği maksimum sıcaklığı nasıl etkilediği ile ilgili öngörülerde bulunulmuştur. Ayrıca, bu çalışmanın ileride yapılacak basınç farkı temelli problemlere referans olması amaçlanmıştır.

#### Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışma için tasarlanan kabinli jeneratör setinin üretilmesini sağlayan ve deneysel çalışma için test laboratuvarının kullanılmasına izin veren TEKSAN Jeneratör firmasına çok teşekkür ederim.

#### Kaynaklar (References)

1. Parthan, V., Shyamkumar, P., Nagajara, S., Canopy Design to Minimize Restrictions and Maximize Heat Transfer, AIP Conference Proceedings, 20 December, Pune - India, 2019.
2. Pandav P.P., Barhatte S., Gokhale N., Thermal Optimization of Genset Canopy using CFD, International Journal of Mechanical and Production, 5, 19-26, 2015.
3. Yadav, P., Bankar, H., Karanth, N., Acoustic Enclosure Optimization for a Higher Capacity Diesel Generator Set Using Statistical Energy Analysis (SEA) Based Approach, SAE Technical Paper, 26, 0188, 2017.
4. Chen, H., Zhang, Y., Shi M., Chen, Q., Numerical Simulation of Generator Air Duct Based on CFD Approach, Applied Mechanics and Materials, 644-650, 678-683, 2014.
5. Özmen Y., Aksu E., Gürsel Özmen N., Experimental and numerical investigation of effects of different cavity geometries on flow in a rectangular channel, Journal of The Faculty on Engineering and Architecture of Gazi University, 36 (2), 627-640, 2021.
6. Babar, G., CFD Driven Compact and Cost Effective Design of Canopy, SAE Technical Paper, 26, 0254, 2017.
7. Yuan, H., Su, H., Wang, L., Yuan, C., Zhang Z., Numerical Analysis on Airflow and Thermal Field in Quiet Power Vehicle Compartment, Procedia Engineering, 174, 571-578, 2017.
8. Umesh, K., S., Pravin, V., K., Pajagopal, K., CFD Analysis of Exhaust Manifold of Multi-Cylinder SI Engine to Determine Optimal Geometry For Reducing Emissions, International Journal of Automobile Engineering Research and Development, 3 (4), 45-56, 2013.
9. Saripalli, P., Sankaranarayana, K., CFD Analysis on Flow Through a Resistance Muffler of LCV Diesel Engine, International Journal of Science, Technology and Society, 3 (4), 162-175, 2015.
10. Çengel, Y., A., Cimbala, J., M., Akışkanlar Mekaniği, Güven Bilimsel, İzmir, Türkiye, 2008.
11. Sulaiman, M., Y., Azraai, S., B., Abdullah, W., M., W., CFD Modelling of Air Flow Distribution From a Fan, Proceeding of International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering (ICADME), 11-13 October, Penang, Malaysia, 2009.
12. Al Makky, A., Coding Tutorials For Computational Fluid Dynamics, Research Gate, 1,1-99, 2004.
13. Launder, B., E., Spalding, D., B., The numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289, 1974.
14. Bayındırlı, C., Çekici Römork Aracında Spoiler Yapısının Sürüklenme Katsayısına Etkisinin Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği ile Analizi, Politeknik Dergisi, 20 (2), 251-256, 2017.
15. Launder, B., E., Spalding, D., B., The numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289, 1974.
16. Okbaz, A., Onbaşıoğlu, H., Olcay, A., B., Pınarbaşı, A., Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi, Mühendis ve Makine, 58-687, 41-55, 2017.
17. Demir, B.T., Jeneratör Seçimi ve Senkronizasyon, 4. Elektrik Tesisat Ulusal Kongresi ve Sergisi, 21-24 Ekim 2015, İzmir, Türkiye, 2015.
18. Charlie, How to Measure Ambient Clearance, For Open or Canopied Sets, <https://support.wellandpower.net/hc/en-us/articles/206023711-How-to-Measure-Ambient-Clearance-For-Open-or-Canopied-Sets>, Erişim tarihi Kasım 5, 2021.
19. Aliabadi, K., M., Zangouei, S., ve Hormozi, F., Performance of A Plate-Fin Heat Exchanger With Vortex-Generator Channels: 3D-CFD Simulation And Experimental Validation, International Journal of Thermal Sciences, 8, 180-192, 2015.
20. Iten, M., Liu, S., ve Shukla, A., Experimental Validation of An Air-PCM Storage Unit Comparing The Effective Heat Capacity And Enthalpy Methods Through CFD Simulations, Energy, 155, 495-503, 2018.