

Numerical investigation of the effect of eductor-diffuser design parameters on thermo-fluid characteristics in ship exhaust gas cooling systems

Mustafa Atmaca ¹, Çağlar Gün ², Emre Akiskaloğlu ¹

ARTICLE INFO

Dates:

Received: 05.04.2026

Accepted: 30.07.2026

Doi:

10.65206/pajes.1922860

Corresponding author:

Mustafa Atmaca
(matmaca@marmara.edu.tr)

Author addresses:

¹ Marmara University, Faculty of Technology, Mechanical Engineering Department, 34854, İstanbul, Türkiye
(matmaca@marmara.edu.tr; emreakiskali@gmail.com)

² Marmara University, Institute of Science and Technology, 34722, İstanbul, Türkiye
(caglargun@outlook.com)

ABSTRACT

Context—Naval surface platforms operate in threat environments where detectability determines survivability. The infrared (IR) signature is particularly critical, since heat-seeking munitions and infrared search-and-track (IRST) systems acquire targets from thermal emissions alone. The dominant IR source aboard a warship is the high-temperature exhaust gas discharged from the propulsion engines, together with the funnel structures heated by that gas. Eductor-diffuser devices suppress this signature passively, entraining ambient air with the momentum of the exhaust jet itself. Their performance depends strongly on geometry, yet literature has largely optimised individual geometric parameters in isolation rather than sizing a complete device under the engineering constraints of a real installation.

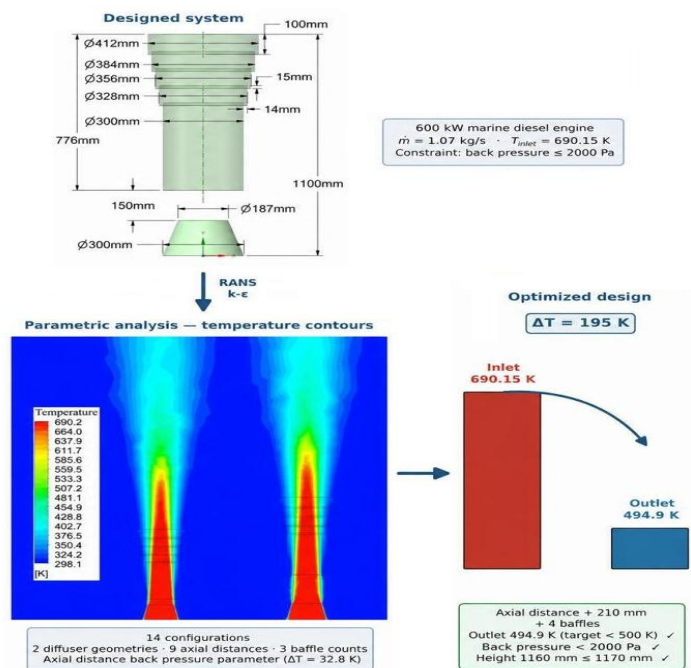
Objective—This study numerically investigates how three design parameters—eductor cross-sectional geometry, the stand-off distance, and the number of diffuser funnels—affect the thermo-fluid performance of a device designed for a generic 600 kW marine main-propulsion diesel engine, subject to the maximum exhaust back pressure permitted by the engine manufacturer and to the space envelope of the funnel compartment.

Method—Computational Fluid Dynamics analyses were performed in ANSYS Fluent. The conservation equations of mass, momentum and energy were discretized over control volumes using the finite volume method, with turbulence closed by the standard k- ϵ model. The model was validated against the experimental measurements published by Chen; the standard k- ϵ and k- ω models were compared and k- ϵ was retained. Mesh and iteration independence were established, and 14 geometric configurations (2 eductor geometries, 9 stand-off distances, 3 funnel counts) were analyzed.

Results—The clover-type eductor distributes exhaust momentum from the centreline towards the diffuser walls, raising the entrained air mass flow rate from 1.96 to 2.12 kg/s and lowering the mass-weighted mean outlet temperature from 519.4 K to 507.7 K. Increasing the stand-off ratio from 0.23 to 1.00 reduces the outlet temperature by 32.8 K, making it the most influential parameter; the compartment height constraint, however, limits the usable ratio to 0.70. Increasing the funnel count beyond four yields a negligible gain (0.06 K). The optimized device reduces the exhaust gas temperature from 690.15 K to 494.9 K while keeping the eductor back pressure below the 2000 Pa limit.

Conclusion—Within the constraint set of a real installation, the stand-off distance is the dominant design parameter, the eductor cross-section offers a secondary but non-negligible gain, and the funnel count saturates at four. The validated CFD methodology and the constraint-driven design workflow provide a practical basis for sizing passive IR suppression devices for naval vessels.

Key Words—Air entrainment, Computational fluid dynamics (CFD), Eductor-diffuser systems, Infrared signature management, Passive heat transfer, Ship exhaust cooling.



Gemi egzoz gazı soğutma sistemlerinde idaktör-difüzör tasarım parametrelerinin termo-akışkan karakteristiğine etkisinin sayısal incelenmesi

Mustafa Atmaca ¹, Çağlar Gün ², Emre Akiskaloğlu ¹

MAKALE BİLGİLERİ

Tarihler:

Geliş: 05.04.2026

Kabul: 30.07.2026

Doi:

10.65206/pajes.1922860

Sorumlu yazar:

Mustafa Atmaca

(matmaca@marmara.edu.tr)

Yazar adresleri:

¹ Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34854, İstanbul, Türkiye (matmaca@marmara.edu.tr; emreakiskali@gmail.com)

² Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 34722, İstanbul, Türkiye (caglargun@outlook.com)

ÖZ

Arka Plan—Deniz yüzey platformları, tespit edilebilirliğin hayatta kalmayı belirlediği tehdit ortamlarında faaliyet gösterir. Bir savaş gemisinin imza bileşenleri arasında kızılötesi (IR) iz özellikle kritiktir; zira ısı güdümlü mühimmatlar ve IR arama-takip sistemleri hedefleri yalnızca termal emisyonlara dayanarak tespit edip takip edebilmektedir. Gemilerdeki baskın IR kaynak, tahrik ve güç üretim makinelerinden tahliye edilen yüksek sıcaklıklı egzoz gazları ile bu gazların ısıttığı baca yapılarıdır. İdaktör-difüzör düzenekleri bu izi, egzoz jetinin kendi momentumu ile ortam havasını sisteme çekerek pasif biçimde bastırmaktadır. Ancak bu düzeneklerin performansı geometriye güçlü biçimde bağlıdır ve literatürde çalışmalar ağırlıklı olarak tekil geometrik parametrelerin izole optimizasyonuna odaklanmış; gerçek bir gemi uygulamasının mühendislik kısıtları altında bütüncül boyutlandırma konusu sınırlı kalmıştır.

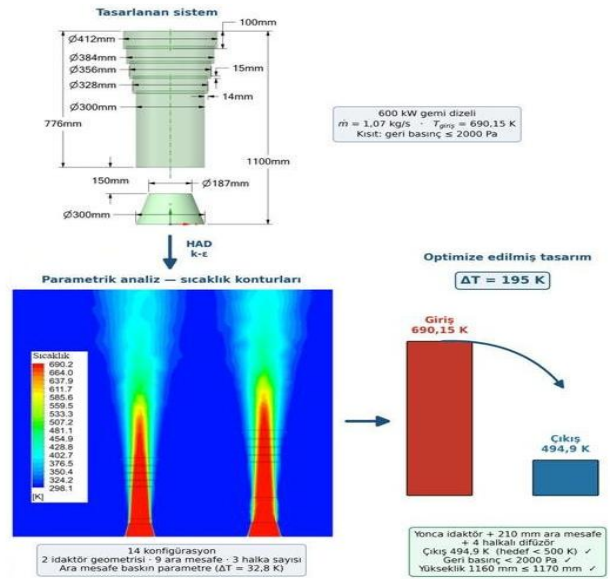
Amaç—Bu çalışmada; idaktör kesit geometrisi, idaktör ile karışım odası arasındaki ara mesafe ve difüzör halka sayısı olmak üzere üç tasarım parametresinin, 600 kW gücünde jenerik bir gemi ana tahrik dizel motoru için tasarlanan idaktör-difüzör sisteminin termo-akışkan performansına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Tasarım, motor üreticisinin izin verdiği maksimum egzoz geri basıncı ile baca mahalinin izin verdiği hacim kısıtları altında gerçekleştirilmiştir.

Yöntem—Analizler ANSYS Fluent yazılımı ile yürütülmüştür. Kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile kontrol hacimleri üzerinde ayrıştırılarak çözülmüş; türbülans kapanışı standart k-ε modeli ile sağlanmıştır. Kurulan sayısal model, Chen tarafından yayımlanan deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır; bu aşamada standart k-ε ve k-ω modelleri karşılaştırılmış ve k-ε modeli tercih edilmiştir. Beş farklı ağ yoğunluğunda ağ bağımsızlık çalışması ve iterasyon bağımsızlığı denetimi yapılmıştır. Ardından toplam 14 geometrik konfigürasyon (2 idaktör geometrisi, 9 ara mesafe, 3 halka sayısı) analiz edilmiştir.

Bulgular—Yonca tip idaktör, egzoz momentumunu merkez hattan difüzör cidarlarına doğru dağıtarak sisteme indüklenen hava debisini 1.96 kg/s'den 2.12 kg/s'ye yükseltmekte ve difüzör çıkışı kütleles ağırlıklı ortalama sıcaklığını 519.4 K'den 507.7 K'e düşürmektedir. Ara mesafe oranının 0.23'ten 1'e çıkarılması çıkış sıcaklığını 32.8 K azaltmakta olup bu parametre üç değişken içinde en etkilisidir; ancak mahal yüksekliği kısıtı kullanılabilir değeri 0.70 oranı ile sınırlanmaktadır. Halka sayısının dörtten fazlaya çıkarılması ihmal edilebilir bir kazanç (0.06 K) sağlamaktadır. Optimize edilen sistem, egzoz gazı sıcaklığını 690.15 K'den 494.9 K'e düşürürken idaktör geri basıncını 2000 Pa sınırının altında tutmaktadır.

Sonuç—Gerçek bir yerleşimin kısıt kümesi altında ara mesafe baskın tasarım parametresidir; idaktör kesit geometrisi ikincil fakat ihmal edilemez bir kazanç sağlamakta, halka sayısının etkisi ise dört halkada doygunluğa ulaşmaktadır. Bu çalışmada doğrulanan HAD metodolojisi ve ortaya konan kısıt-tabanlı tasarım akışı, deniz platformları için pasif IR iz bastırma sistemlerinin boyutlandırılmasında uygulanabilir bir temel sunmaktadır.

Anahtar Kelimeler—Hava indüklenmesi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), İdaktör-difüzör sistemleri, Kızılötesi iz yönetimi, Pasif ısı transferi, Gemi egzoz soğutma.



I. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Modern deniz harp doktrinlerinde su üstü platformlarının bekası, düşman sensörleri tarafından tespit edilebilirliğinin en aza indirilmesine dayanmaktadır. Askeri gemiler radar kesit alanı, akustik iz, manyetik iz ve kızılötesi (IR) iz gibi farklı imza bileşenlerine sahiptir. Bu bileşenler arasında IR iz, ısı güdümlü mühimmatların ve pasif arama-takip sistemlerinin (IRST) gelişimiyle birlikte kritik bir tehdit unsuru hâline gelmiştir [1]-[3]. Kok (2012), radar kesit alanının düşürülmesi ve IR iz bastırma sistemlerinin birlikte kullanılmasıyla aktif tehditlerin %50-85 oranında azaltılabildiğini göstermiştir [4]. Bayram ve Heperkan (2012) ise askeri gemilerdeki IR iz oluşumunun, IR güdümlü mermiler nedeniyle geminin savunma sistemi açısından doğrudan bir risk teşkil ettiğini ortaya koymuştur [5].

Gemilerde en baskın IR enerji kaynağı, ana makine ve jeneratörlerden tahliye edilen yüksek sıcaklıklı egzoz gazları ile bu gazların ısıttığı baca çıkış yapılarıdır [6]. Egzoz sisteminin, 3-5 µm dalga boyu bandındaki toplam radyasyonun büyük bölümünden sorumlu olduğu bildirilmektedir [7]. Bu nedenle IR iz yönetimi (IRSM), gemi tasarım süreçlerinin ayrılmaz bir parçası olarak kabul edilmektedir [8].

A. Kızılötesi iz azaltma sistemleri

Egzoz kaynaklı termal izin düşürülmesinde aktif ve pasif olmak üzere iki temel yaklaşım bulunmaktadır. Su püskürtmeli veya sıvı azot enjeksiyonlu aktif sistemler yüksek soğutma kapasitesi sunmakla birlikte; ek enerji ihtiyacı, korozyon riski ve ağırlık gibi dezavantajlar barındırmaktadır. Guarnieri (2004), sıvı azot ve su enjeksiyonu ile ısıl izin azaltılabileceğini sayısal ve deneysel olarak göstermiştir [9]. Buna karşın pasif sistemler, hareketli parça veya dış güç kaynağı gerektirmeden, yüksek hızlı primer gazın oluşturduğu düşük basınç bölgesi (venturi etkisi) aracılığıyla ortam havasını sisteme çekerek soğutma sağlar.

Thompson ve Birk (1998), yaygın kullanılan IR iz bastırma sistemlerini karşılaştırmış; rende (cheesegrater) tipi tasarımın yalnızca egzoz borularını soğuttuğunu, buna karşılık idaktör-difüzör tasarımının hem egzoz gazlarını hem de baca borularını soğuttuğunu belirtmişlerdir [10]. DRES-küre tasarımının soğutma performansı bakımından üstün olduğunu, ancak çok yüksek geri basınç değerlerine ulaşması nedeniyle dezavantajlı hâle geldiğini rapor etmişlerdir. Thompson ve Vaitekunas (2000), DRES-küre ve idaktör-difüzör sistemlerinin etkinlik analizlerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile yapmış ve her iki sistemin de IR iz bastırma etkili olduğu sonucuna varmışlardır [11]. Munro ve ark. (1990), Kanada Deniz Kuvvetleri'ne ait DDH-280 destroyeri üzerinde yaptıkları incelemede, idaktör-difüzör sisteminin yeterli düzeyde baca gazı soğutması sağlayan hafif, pasif ve ekonomik bir çözüm olduğunu göstermişlerdir [12]. Birk ve Vandam (1992, 1994) ise City sınıfı fırkateynlerdeki DRES-küre sisteminin, üzerindeki fanlar çalıştırılmasa dahi baca gazı soğutmasında etkili olduğunu tespit etmişlerdir [13], [14].

B. İdaktör-difüzör sistemlerinde tasarım parametreleri

İdaktör-difüzör sistemlerinin performansı; idaktör geometrisi, ara mesafe, karışım odası boyutları ve difüzör halka konfigürasyonu gibi parametrelere doğrudan bağlıdır. Bu nedenle literatürdeki çalışmaların büyük bölümü bu parametrelerin optimizasyonuna odaklanmıştır.

Chen (2008), sekiz farklı idaktör-difüzör sisteminin deneysel testlerini ve HAD analizlerini gerçekleştirmiş; oval kesitli idaktörlerin yuvarlak kesitli idaktörlere göre daha iyi karışım sağladığını ve k-ε türbülans modelinin hız profilleri ile geri basınç tahmininde kabul edilebilir sonuçlar verdiğini göstermiştir [1]. Ayrıca tüm türbülans modellerinde akış ayrılmasının tam olarak tahmin edilememesi nedeniyle karışım odası ve difüzördeki basınç tahminlerinde güçlük yaşandığını bildirmiştir.

Ellin ve Pucci (1977), kısa boyutlu idaktör-difüzör sistemleri için optimum ara mesafenin karışım odası çapının yarısı olması

gerektiğini önermiştir [15]. Anavilla ve ark. (2019), karışım odası boyutlandırmasına ilişkin bir bağıntı önermiş ve 1.2 MW gücünde bir dizel motor için tahmini bir sistem tasarımı gerçekleştirmiştir [16].

Difüzör tarafında Cho ve Ko (2017), Taguchi yöntemi ile halka sayısı, çıkış çapı ve halka yüksekliği parametrelerini incelemiş; halka sayısının gaz çıkış sıcaklığına belirgin bir katkı sağlamadığını, ancak halka yüzey sıcaklıklarını düşürdüğünü ve difüzör çıkış çapının çıkış sıcaklığı üzerinde baskın etkiye sahip olduğunu bulmuşlardır [17]. Chandrakar ve Senapati (2020), 3, 4 ve 5 halkalı geometrileri karşılaştırmış ve 4 halkalı konfigürasyonu tavsiye etmiştir [18]. Mukherjee ve ark. (2021), konik difüzör halkalı sistemlerde beş halkanın optimum olduğunu değerlendirmiştir [19]. Dash ve ark. (2022), konik, silindirik ve hibrit difüzör tiplerini karşılaştırmış ve silindirik tipin en iyi performansı verdiğini bildirmiştir [20].

Barik ve ark. (2014, 2015), idaktör ve difüzör geometrisinin emiş havasına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiş; difüzör halkalarının iç içe geçme (çakışma) miktarının artmasının emiş debisini düşürdüğünü göstermişlerdir [21]-[23]. Zou ve ark. (2023), kademeli yükseklikli yarıklara sahip gerçek ölçekli bir sistemde Reynolds sayısı ve difüzör geometrisi parametrelerini incelemiş; Reynolds sayısı arttıkça sistem performansının iyileştiğini belirtmişlerdir [24]. Gu ve ark. (2017), mikrotürbin egzozunda dairesel ve kare kesitli sistemleri karşılaştırmış ve dairesel kesitin daha iyi performans gösterdiğini bildirmiştir [25].

C. Güncel çalışmalar

Son yıllarda idaktör-difüzör sistemlerine ilişkin araştırmalar, nozul ve difüzör geometrilerinin çok amaçlı optimizasyonuna yönelmiştir. Zou ve ark. (2025), deniz platformlarına yönelik IR iz bastırma cihazlarını akışkanlar dinamiği ve IR gizlilik perspektifinden kapsamlı biçimde derlemiş; güncel araştırmaların ağırlıklı olarak geometrik parametre etkisi analizine ve cihazın aerodinamik-termodinamik performansının eşzamanlı optimizasyonuna odaklandığını, çok cihazlı koordineli çalışma ile hafif ve modüler tasarımların ise açık araştırma alanları olarak kaldığını belirtmişlerdir [7]. Bu eğilimi destekleyen güncel çalışmalar arasında Yuan ve ark. (2023), dört nozullu bir IR iz bastırma cihazının difüzör halkalarını (çakışma yüksekliği, halka boyu, halkalar arası mesafe ve halka eğim açısı) çok amaçlı MO-SHERPA optimizasyon algoritması ile iyileştirmiş; emiş oranını (entrainment ratio) artırırken sıcaklık oranını ve basınç düşümü katsayısını azaltmayı hedeflemiş ve halkaların negatif çakışmasının daha fazla hava emişi sağladığını göstermiştir [26]. Zou ve ark. (2024) karışım tüpü üzerine açılan soğutma deliklerinin cihaz performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir [27]. Qiu ve ark. (2024) ise tırtıklı loblu (scaloped lobed) nozul tasarımı ile emiş katsayısında %17.2'lik iyileşme ve toplam basınç kaybında %12.2'lik azalma elde etmiş; nozul çıkış açısının artırılmasının basınç kaybını düşürdüğünü, ancak IR bastırma kabiliyetini zayıflattığını göstermiştir [28]. Bu bulgu, idaktör tasarımında soğutma performansı ile basınç kaybı arasında bir ödünleşim bulunduğunu ortaya koymaktadır; mevcut çalışmada bu ödünleşim geri basınç kısıtı üzerinden Bölüm V-A'da ele alınmıştır.

D. Literatürdeki boşluk ve çalışmanın yeniliği

Literatür incelendiğinde, idaktör-difüzör sistemlerine ilişkin araştırmaların ağırlıklı olarak tek bir tasarım parametresinin (nozul çıkıntısı, halka çakışması, difüzör çıkış çapı vb.) izole biçimde optimize edilmesine odaklandığı görülmektedir. Buna karşılık, sistemin gerçek bir gemi uygulamasında karşılaşılan mühendislik kısıtları—motor üreticisinin izin verdiği maksimum egzoz geri basıncı, baca mahalının izin verdiği maksimum sistem yüksekliği ve difüzör çapı—altında bütüncül olarak boyutlandırılmasına yönelik çalışmalar sınırlı kalmıştır. Bu çalışmanın özgün katkısı üç noktada toplanmaktadır:

- 600 kW gücünde jenerik bir gemi ana tahrik dizel motoru için, motor ve mahal kısıtlarının eşzamanlı olarak sağlandığı kısıt-tabanlı bir tasarım akışı ortaya konmuştur.
- İdaktör kesit geometrisi, ara mesafe ve difüzör halka sayısı parametreleri, aynı kısıt kümesi altında ve idaktör çıkış alanı sabit tutularak toplam 14 konfigürasyonda birlikte incelenmiş; parametrelerin göreceli etki büyüklükleri niceliksel olarak karşılaştırılmıştır.
- Literatürde optimum olarak önerilen $L_{ara}/D_{karışım} = 0.5$ oranının [15], incelenen kısıt kümesi altında dahi optimum olmadığı; ulaşılabilir en yüksek performansın 0.70 oranında elde edildiği gösterilmiştir.

II. İDAKTÖR-DİFÜZÖR SİSTEMİ ve TASARIM ESASLARI (EDUCTOR-DIFFUSER SYSTEM and DESIGN BASIS)

A. Çalışma prensibi (Working principle)

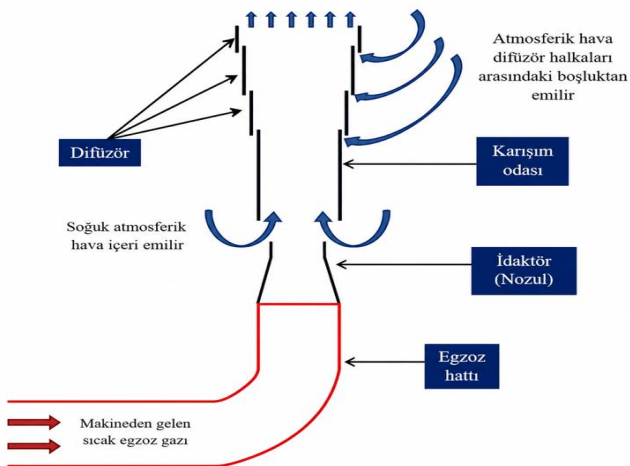
İdaktör-difüzör sistemi, herhangi bir aktif güç kaynağına (fan, pompa vb.) ihtiyaç duymadan akışkanın kendi kinetik enerjisini kullanan pasif bir düzendir. Ana makineden gelen yüksek sıcaklıklı primer egzoz gazı, sistem girişindeki daraltılmış bir nozula (idaktöre) sevk edilir. Nozul geometrisi nedeniyle ivmelenen gazın statik basıncı yerel atmosferik basıncın altına düşer. Oluşan bu basınç farkı (ΔP), dış ortamdaki soğuk havanın sisteme indüklenmesini sağlar (Şekil 1).

Sistemin bileşenleri ve bu bileşenlerde gerçekleşen olaylar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- *Karışım odası ve momentum transferi:* Nozuldan çıkan yüksek hızlı sıcak gaz ile indüklenen soğuk hava karışım odasında bir araya gelir. Burada türbülanslı karışma ile momentum ve ısı transferi gerçekleşir; toplam egzoz debisi artarken sıcaklık düşer.
- *Kademeli difüzör halkaları ve ek indüksiyon:* Karışım odasının çıkışında yer alan ve kesiti kademeli olarak genişleyen difüzör halkaları arasındaki boşluklar (gap), akış boyunca oluşan düşük basınç bölgeleri sayesinde sisteme ikincil ve üçüncül hava girişlerine olanak tanır.
- *Film soğutma etkisi:* Halkalardan giren soğuk hava, metal yüzeyler boyunca bir hava filmi tabakası oluşturur. Bu tabaka, sıcak gazın difüzör çeperlerine doğrudan temasını engelleyerek metal yüzey sıcaklığını düşük tutar ve geminin radyometrik imzasını azaltır.

B. Geometrik boyutlandırma esasları (Geometric sizing basis)

Bir IR iz bastırma sisteminin tasarım amacı; motor üreticisi tarafından belirlenen maksimum egzoz geri basınç değerini



Şekil 1. İdaktör-difüzör sistemi çalışma prensibi [16].

Figure 1. Working principle of the eductor-diffuser system [16].

aşmadan, atmosfere atılan egzoz gazı sıcaklığını hedeflenen seviyeye düşürmektir. Sistem boyutlandırmasında, kullanıcıdan kaynaklanan kısıtlar (izin verilen maksimum sistem uzunluğu, izin verilen maksimum difüzör çıkış çapı, izin verilen maksimum sistem geri basıncı) belirleyicidir. Bu kısıtlar altında başlangıç boyutlarının belirlenmesinde literatürde önerilen (1)-(3)'teki bağıntılardan yararlanılmıştır.

Ara mesafe için Ellin ve Pucci (1977) tarafından önerilen bağıntı [15]:

$$L_{ara} = 0.5D_{karışım}, \quad (1)$$

olup; karışım odası boyutlandırması için Anavilla ve ark. (2019) tarafından önerilen aralıklar [16]:

$$D_{idaktör-çıkış} > 600 \text{ mm} \Rightarrow 0.8 < \frac{L_{karışım}}{D_{karışım}} < 2 \quad (2)$$

ve

$$D_{idaktör-çıkış} < 600 \text{ mm} \Rightarrow 2 < \frac{A_{karışım}}{A_{nozul}} < 5 \quad (3)$$

biçiminde tanımlanmaktadır. Difüzör toplam boyu, Blevins (1984) tarafından yüksek Reynolds sayılı jet pompaları için önerilen optimum difüzör yarı açısı ile kullanıcı tarafından belirlenen görüş açısı bağıntılarından hesaplanmaktadır [29]. Difüzör halka boyu ise, indüklenen havanın halka yüzeyinde sürekli bir film tabakası oluşturmaya yetecek uzunlukta seçilmelidir [12].

III. MATEMATİKSEL MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

A. Korunum denklemleri (Conservation equations)

Akış; zamandan bağımsız (steady), türbülanslı ve sıkıştırılabilir kabul edilmiştir. Akışkan olarak hava kullanılmış ve yüksek sıcaklık değişimleri nedeniyle ideal gaz denklemi ile modellenmiştir. Problemin çözümünde kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri, sonlu hacimler yöntemi ile kontrol hacimleri üzerinde ayrıştırılarak sayısal olarak çözülmüştür [30], [31]. Akış türbülanslı olduğundan korunum denklemleri Reynolds ortalaması alınmış (RANS) formda çözülmüştür; sistemin geometrik boyutlandırma parametreleri Şekil 2'de gösterilmiştir. Denklemlerdeki üst çizgi zaman-ortalama büyüklükleri göstermektedir. Reynolds gerilmeleri, Boussinesq türbülans viskozitesi yaklaşımı ile modellenmiştir. Yerçekimi ivmesinin kaldırma etkileri momentum denklemlerinde gövde kuvveti terimi olarak yer almaktadır.

Reynolds ortalama süreklilik denklemi (4) numaralı denklemde tanımlıdır:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\bar{w})}{\partial z} = 0. \quad (4)$$

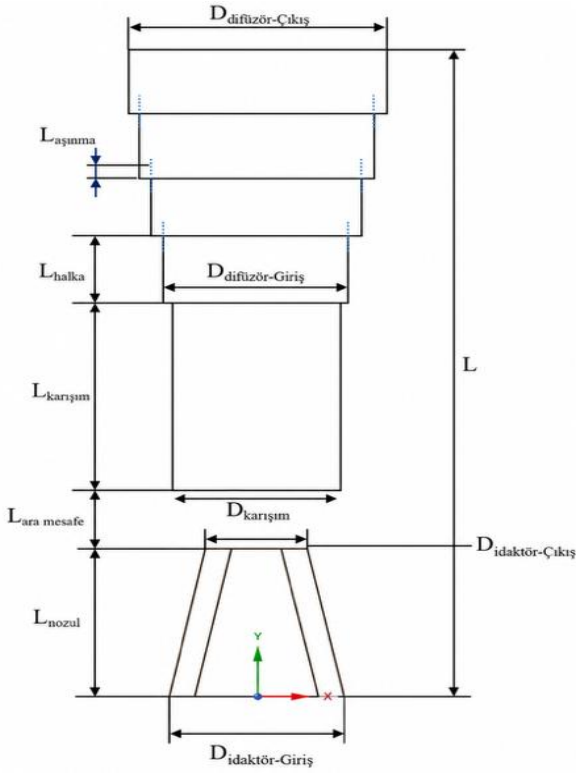
x, ve z yönlerinde Reynolds ortalama momentum denklemleri sırasıyla (5) - (7) numaralı denklemlerde tanımlanır:

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x} \right) \right] + \rho g_x, \quad (5)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial y} \right) \right] + \rho g_y, \quad (6)$$

$$\rho \rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial z} \right) \right] + \rho g_z. \quad (7)$$

Reynolds ortalama enerji denklemi (8) numaralı denklem ile şeklinde tanımlanırken, etkin ısı iletim katsayısı (9) numaralı denklem ile tanımlanır:



Şekil 2. İdaktör-difüzör sistemi boyutlandırma parametreleri.

Figure 2. Sizing parameters of the eductor-diffuser system.

$$\rho c_p \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

$$k_{eff} = k + c_p \mu_t / Pr_t, \quad (9)$$

burada u, v ve w sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini; P basıncı, T sıcaklığı, ρ yoğunluğu, μ dinamik viskoziteyi, k ısı iletim katsayısını, c_p özgül ısıyı ve μ_t türbülans viskozitesini göstermektedir. Etkin ısı iletim katsayısı k_{eff} , türbülans Prandtl sayısı Pr_t (0.85) ve yerçekimi ivmesinin bileşenleri g_x, g_y ve g_z ile gösterilmiştir [32].

B. Akış rejiminin belirlenmesi (Determination of the flow regime)

Sisteme giren 417 °C'deki havanın özellikleri ($\rho = 0.5112 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 33.02 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}$, $v_s = 29.61 \text{ m/s}$) ve idaktör giriş çapı ($D = 0.3 \text{ m}$) kullanılarak Reynolds sayısı hesaplanmıştır [30], [33]:

$$Re = \frac{\rho v_s D}{\mu} = \frac{0.5112 \times 29.61 \times 0.3}{33.02 \times 10^{-6}} \approx 1.38 \times 10^5. \quad (10)$$

Elde edilen Reynolds sayısı, sistem girişindeki akış rejiminin türbülanslı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle çözümde bir türbülans modeli kullanılması gerekmektedir.

C. Türbülans modeli (Turbulence model)

Türbülans kapanışı için standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Türbülans kapanışı için standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Model seçimi iki temel gerekçeye dayanmaktadır. İlk olarak, Chen [1] sekiz farklı edüktör-difüzör konfigürasyonu üzerinde yürüttüğü deneysel ve sayısal çalışmada, k- ϵ modelinin hız profilleri ve geri basınç tahmininde kabul edilebilir sonuçlar verdiğini göstermiştir. Ayrıca Barik ve ark. (2015) da benzer cihazlarda bu modeli kullanarak deneysel verilerle uyum elde etmiştir [21], [23]. İkincisi, bu çalışmada doğrulama vakası hem standart k- ϵ hem de k- ω modeli ile çözülmüş ve k- ϵ modelinin deneysel verilere daha yakın sonuç ürettiği görülmüştür (Bölüm IV-B)

Türbülans kinetik enerjisi, k , için taşınım denklemi (11)'deki gibi tanımlanmaktadır:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k. \quad (11)$$

Türbülans kinetik enerjisinin dissipasyon oranı, ϵ , için taşınım denklemi (12) ile

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (12)$$

biçiminde tanımlanırken, türbülans viskozitesi (13)'deki gibi tanımlanmaktadır:

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon. \quad (13)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini, G_b kaldırma kuvvetinden kaynaklanan üretimi, Y_M sıkıştırılabilir türbülans meydana gelen dalgali genişleme dağılımını ifade etmektedir. σ_k ve σ_ϵ sırasıyla k ve ϵ için türbülans Prandtl sayıları; S_k ve S_ϵ kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. Model sabitleri ise $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_\epsilon = 1.3$ ile tanımlıdır [34]. Cidar yakını bölgede standart duvar fonksiyonu yaklaşımı kullanılmıştır.

D. Performans büyüklüklerinin tanımı (Definition of performance metrics)

Sistemin soğutma performansı, difüzörün son halkasının atmosfere açıldığı çıkış düzlemi A üzerinde alınan (14)'de tanımlanan kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklık ile değerlendirilmiştir:

$$T_{ort} = \frac{\int_A T \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int_A \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}. \quad (14)$$

Alan-ağırlıklı ortalama yerine kütleli ağırlıklı ortalamanın tercih edilmesinin nedeni, kılınatesi iz açısından belirleyici büyüklüğün atmosfere taşınan enerji olması ve bunun ancak debiyle ağırlıklandırılmış sıcaklıkla temsil edilebilmesidir.

Sistemin emiş (indüksiyon) performansı ise difüzör çıkışındaki toplam kütleli debi, $\dot{m}_{çıkış}$, ile değerlendirilmiştir. İdaktör girişindeki egzoz debisi, $\dot{m}_{egzoz}$, bilindiğinden, sisteme indüklenen atmosferik hava debisi (15) ile tanımlanan

$$\dot{m}_{indüklenen} = \dot{m}_{çıkış} - \dot{m}_{egzoz} \quad (15)$$

bağıntısı ile elde edilir.

IV. SAYISAL YÖNTEM (NUMERICAL METHOD)

A. Çözüm yaklaşımı (Solution approach)

Tüm analizler ticari HAD yazılımı ANSYS Fluent ile yürütülmüştür. Geometrilere SpaceClaim yazılımı ile oluşturulmuştur. Çözümde yapılan kabuller şunlardır: akış zamandan bağımsızdır (steady-state); yerçekimi ivmesinin kaldırma etkileri modele dâhil edilmiştir; akışkan hava olup ideal gaz kabulü ile modellenmiştir; akışkan özellikleri film sıcaklığında sabit alınmıştır.

Korunum denklemleri, basınç tabanlı çözücü kullanılarak sonlu hacimler yöntemi ile kontrol hacimleri üzerinde ayrıştırılmıştır. Türbülans kapanışı standart k- ϵ modeli ile, cidar yakını bölge ise standart duvar fonksiyonu yaklaşımı ile çözülmüştür. Enerji denklemi aktif edilmiş; yerçekimi ivmesinin kaldırma etkileri modele dâhil edilmiştir.

Yakınsama kriteri olarak süreklilik denklemi için 10^{-5} , momentum, enerji ve türbülans terimleri için 10^{-6} artık (residual) değeri kullanılmıştır. Bu kriterlere ek olarak, difüzör çıkışındaki kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklık her iterasyonda

izlenmiş ve bu büyüklüğün sabitlendiği iterasyon sayısına kadar çözüme devam edilerek yakınsama ayrıca denetlenmiştir (Bölüm IV-E).

B. Sayısal modelin doğrulanması (Validation of the numerical model)

Sayısal modelin güvenilirliğini test etmek amacıyla, literatürde yer alan bir deneysel çalışma referans alınmıştır. Chen (2008), Queen's University'de (Kingston, Ontario, Kanada) yürüttüğü doktora çalışmasında, çok halkalı difüzöre sahip hava-hava ejektörlerinin performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiş; sekiz farklı idaktör-difüzör konfigürasyonunu test etmiştir [1].

1. Deney düzeneği ve ölçüm belirsizlikleri

Referans çalışmada sistem paslanmaz çelikten imal edilmiş ve 500 °C'ye kadar sıcak hava üretebilen bir rüzgâr tüneline beslenmiştir. Sistem üzerine toplam 100 adet statik basınç ölçüm noktası yerleştirilmiştir. Ölçümler sistem kararlı hâle geldikten sonra alınmış ve her ölçüm noktasında yaklaşık 900 ölçümün ortalaması kullanılmıştır. Ölçüm ekipmanı ve belirsizlikleri Tablo 1'de verilmiştir.

2. Doğrulama modeli

Deneysel çalışmadaki geometri üç boyutlu olarak yeniden oluşturulmuştur: idaktör giriş çapı 210 mm, konik nozul çıkış çapı 172 mm; karışım odası y-ekseni boyunca 488 mm uzunlukta ve 244 mm çapta; birbiri içine 28 mm giren, her biri bir öncekinden 28 mm daha geniş 4 adet difüzör halkası (halka boyu 112 mm, son halka çapı 356 mm); idaktör nozul çıkışı ile karışım odası arasındaki ara mesafe 86 mm; toplam eksenel uzunluk 1082 mm olarak belirlenmiştir. Çözüm hacmi, sistem içindeki akışı etkilemeyecek biçimde sistem yüksekliğinin 5 katı ve idaktör çapının 10 katı boyutlarında alınmıştır. Tetrahedral ağ yapısı kullanılmış ve toplam eleman sayısı yaklaşık 2.9×10^6

olarak elde edilmiştir. Doğrulama, deneysel çalışmadaki sınır şartları ($\dot{m} = 1.75 \text{ kg/s}$, $T = 733 \text{ K}$, çıkış 101.325 Pa / 298 K , adyabatik duvarlar) ile gerçekleştirilmiştir.

3. Türbülans modeli karşılaştırması ve sonuç.

Doğrulama vakası hem standart k- ϵ hem de k- ω türbülans modeli ile çözülmüştür. Karşılaştırma, Şekil 3'te difüzör çıkış düzleminde eksenel bir hat boyunca alınan boyutsuz sıcaklık $(T - T_a)/(T_h - T_a)$ 'nın boyutsuz konum X/R 'ye karşı çizilmesi ile yapılmıştır. Burada T lokal sıcaklık, T_a atmosfer sıcaklığı, T_h idaktör giriş sıcaklığı, X ölçüm noktasının çıkış düzlemindeki konumu ve R difüzör yarıçapıdır.

Sayısal sonuçlar deneysel verilerle karakteristik uyum göstermiştir. k- ω modeli benzer bir eğilim üretmekle birlikte, k- ϵ modeli deneysel verilere daha yakın sonuç vermiş ve sapma yaklaşık %8 düzeyinde kalmıştır. Bu nedenle sonraki tüm parametrik analizlerde k- ϵ modeli kullanılmıştır.

Gözlenen sapmanın başlıca nedenleri; (i) k- ϵ modelinin izotropik türbülans varsayımı nedeniyle karışma tabakasındaki anizotropik yapıyı tam olarak yakalayamaması ve (ii) deney düzeneğindeki çevresel ısı kayıpların, adyabatik duvar kabulü ile kurulan sayısal modelde temsil edilmemesidir. Chen (2008) de tüm türbülans modellerinde akış ayrılmasının tam olarak tahmin edilemediğini ve bunun karışım odası ile difüzördeki basınç tahminlerinde güçlük yarattığını rapor etmiştir [1].

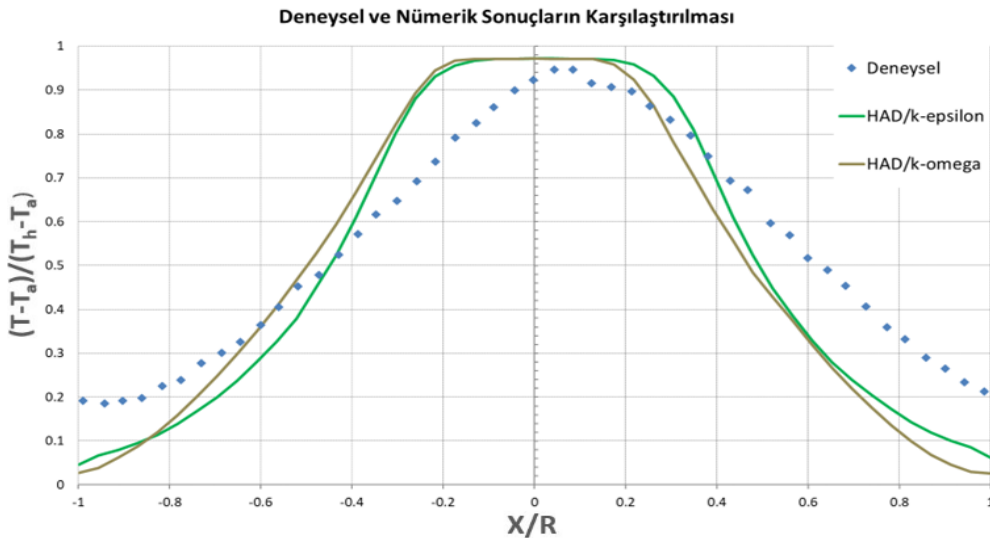
C. Tasarımı yapılan sistem ve tasarım kısıtları (Designed system and design constraints)

Doğrulan sayısal metodoloji, örnek bir savaş gemisinde kullanılacak 600 kW gücünde jenerik bir ana tahrik dizel motoru için idaktör-difüzör sistemi tasarımına uygulanmıştır. Motorun egzoz özellikleri Tablo 2'de, sistem tasarımına ilişkin kullanıcı ve motor üreticisi kısıtları ise Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 1. Doğrulama çalışmasının deneysel şartları ve ölçüm belirsizlikleri [1].

Table 1. Experimental conditions and measurement uncertainties of the validation study [1].

Ölçüm / Parametre	Ekipman veya değer	Belirsizlik
Difüzör çıkış yüzeyi hız ve basıncı	7 delikli prob	$\pm 1.3 \text{ m/s}$; $\pm 54 \text{ Pa}$
Difüzör halka ve cidar hız/basıncı	Pitot tüpü	$\pm 0.28 \text{ m/s}$; $\pm 19 \text{ Pa}$
Akışkan ve ortam sıcaklıkları	K tipi termokupl (0–1250 °C)	$\pm 2.4 \text{ °C}$
Metal yüzey sıcaklıkları	FLIR SC1000 termal kamera	$\pm 0.1 \text{ °C}$
Egzoz (birincil akış) sıcaklığı	733 K (460 °C)	—
Egzoz kütleli debisi	1.75 kg/s	—
Ortam hava sıcaklığı / basıncı	298 K (25 °C) / 101.325 Pa	—
Akışkan	Hava, ideal gaz kabulü	—



Şekil 3. Difüzör çıkış yüzeyindeki boyutsuz sıcaklık dağılımının deneysel veriler [1] ile karşılaştırılması ve sayısal modelin doğrulanması.

Figure 3. Comparison of the dimensionless temperature distribution at the diffuser outlet with experimental data [1] and validation of the numerical model.

Tablo 2. Tasarıma esas dizel motorun özellikleri.**Table 2.** Properties of the diesel engine used as the design basis.

Parametre	Birim	Değer
Ana tahrik dizeli gücü	kW	600
Egzoz hacimsel debisi	m ³ /s	2.14
Egzoz kütleli debisi	kg/s	1.07
Egzoz gazı yoğunluğu	kg/m ³	0,50
Egzoz çıkış sıcaklığı	°C (K)	417 (690.15)
İzin verilen egzoz geri basıncı	mbar	≤ 20

Tablo 3. Sistem tasarımına ilişkin kullanıcı ve motor üreticisi kısıtları.**Table 3.** User and engine manufacturer constraints for system design.

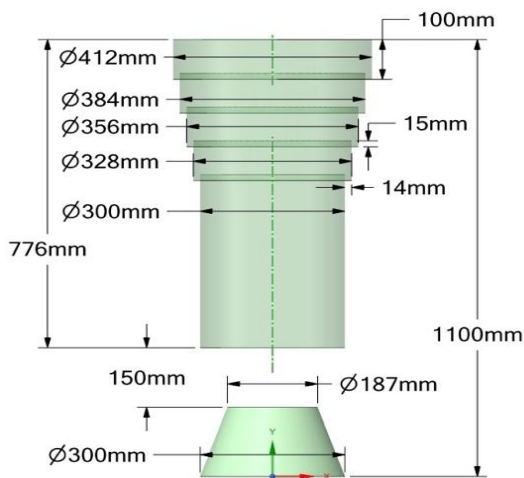
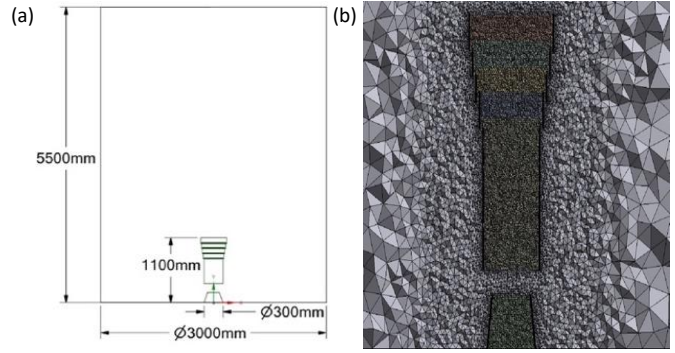
Parametre	Birim	Değer
İzin verilen maksimum geri basınç	Pa	2000
Motor egzoz çıkış çapı	mm	300
Mahal kaynaklı maksimum sistem yüksekliği	mm	1170
İzin verilen maksimum difüzör çıkış çapı	mm	480

Bu kısıtlar doğrultusunda başlangıç geometrisi şu şekilde belirlenmiştir. İdaktör giriş çapı, motor egzoz çapı olan 300 mm alınmıştır. İdaktör çıkış çapı, izin verilen 2000 Pa geri basınç değerini aşmayacak biçimde 187 mm olarak belirlenmiştir. Karışım odası giriş çapı, (3) eşitliği uyarınca 300 mm kabul edilmiştir. Ara mesafe, (1) eşitliği uyarınca karışım odası çapının yarısı olan 150 mm olarak alınmıştır. Difüzör başlangıçta dört halkalı planlanmış; her halka bir öncekinden 28 mm daha geniş olacak şekilde ilk halka çapı 328 mm, son halka çapı 412 mm olarak belirlenmiş ve böylece 480 mm'lik çap kısıtı sağlanmıştır. Sistem toplam yüksekliği, 1170 mm'lik kısıtın altında kalacak biçimde 1100 mm alınmıştır (Şekil 4)

D. Çözüm hacmi ve sınır şartları (Computational domain and boundary conditions)

İdaktör-difüzör sistemi etrafında, sistem içindeki akışı etkilemeyecek biçimde bir çözüm hacmi oluşturulmuştur. Sistem yüksekliği H ve idaktör giriş çapı R olmak üzere, çözüm hacminin toplam uzunluğu $5H$, yan duvarların konumu ise $10R$ olarak alınmıştır (Şekil 5).

İndüklenen hava için neden bir giriş sınır şartı tanımlanmamıştır? İdaktör-difüzör sisteminin çalışma prensibi gereği, sisteme giren atmosferik hava zorlanmış bir giriş değildir; idaktör nozulundan çıkan yüksek hızlı jetin oluşturduğu düşük basınç bölgesi nedeniyle indüklenerek çekilir. Dolayısıyla indüklenen hava debisi çözümün bir girdisi değil, çıktısıdır ve zaten çalışmanın ölçmek istediği temel performans büyüklüklerinden biridir, (15). Bu fiziği doğru temsil edebilmek amacıyla çözüm hacminin dış yüzeyleri basınç sınırı (açıklık)

**Şekil 4.** Tasarlanan sistemin başlangıç ölçüleri ve üç boyutlu gösterimi.**Figure 4.** Initial dimensions and three-dimensional representation of the designed system.**Şekil 5.** (a) Çözüm hacmi boyutları, (b) tanımlanan sınır şartlarının gösterimi.**Figure 5.** (a) Computational domain dimensions, (b) the applied boundary conditions.

olarak tanımlanmış; atmosferik havanın bu yüzeylerden, akış alanının kendisi tarafından belirlenen debide serbestçe girmesine izin verilmiştir. Atmosferik hava girişine sabit bir kütleli debi veya hız sınır şartı tanımlanması hâlinde, sistemin emiş performansı çözücüye dışarıdan dayatılmış olur ve sonuçlar fiziksel anlamını yitirir. Analizlerde kullanılan sınır şartları ve matematiksel ifadeleri Tablo 4'te verilmiştir.

Giriş türbülans yoğunluğu, tam gelişmiş boru akışları için yaygın olarak kullanılan ampirik bağıntı [34] kullanılarak (10)'da hesaplanan Reynolds sayısından (16) ile gibi elde edilmiştir:

$$I = 0.16 Re^{-1/8} = 0.16 \times (1.38 \times 10^5)^{-1/8} \approx 0.0365 \quad (16)$$

Hidrolik çap olarak idaktör giriş çapı ($D_h = 0.30$ m) alınmıştır. Egzoz kütleli debisi (1.07 kg/s) ve giriş sıcaklığı (690.15 K), tasarımın yapıldığı 600 kW dizel motorun tam yük egzoz koşullarıdır. IR iz bastırma sistemi hem termal iz hem de geri basınç kısıtı bakımından en kritik olduğu bu koşul için boyutlandırılır; bu nedenle parametrik tarama tam yük koşulunda yürütülmüştür.

E. Hesaplama ağı ve ağ bağımsızlığı (Computational mesh and mesh independence)

Sistem geometrisinin silindirik yapısı nedeniyle tetrahedral ağ yapısı benimsenmiştir. Maksimum eleman boyutu; idaktör ve difüzör hacimlerinde 7.5 mm, sistemi çevreleyen ara hacimde 15 mm, çözüm hacminin kalan kısımlarında ise 50 mm olarak tanımlanmış ve uzak alana doğru 1.1 büyüme oranı uygulanmıştır. Kaynama duvar sınır şartı kullanıldığından, idaktör ve difüzör cidarlarındaki akış ve ısı transferinin doğru çözülebilmesi amacıyla cidarlara ilk katman kalınlığı 1 mm, büyüme oranı 1.2 olan 6 katmanlı bir inflation tabakası eklenmiştir (Şekil 6). Oluşturulan ağın geometrik kalitesi, ANSYS ağ kalite kriterleri [34] ile karşılaştırmalı olarak Tablo 5'te verilmiştir. Tüm metrikler kabul aralığındadır.

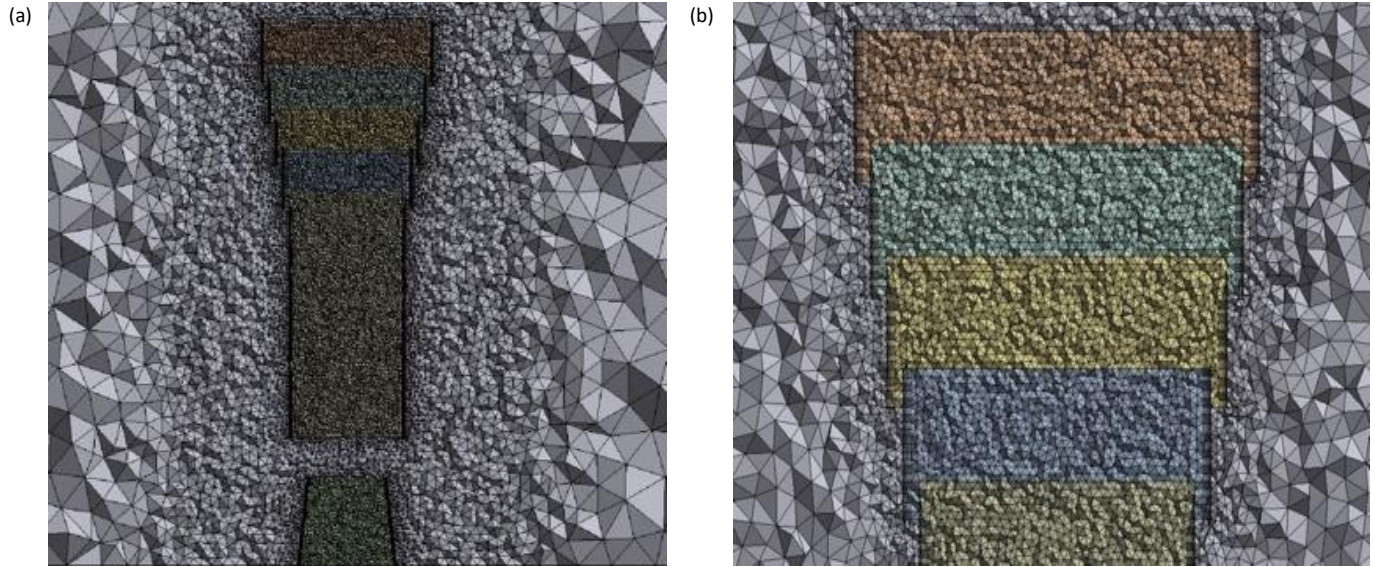
1. Ağ bağımsızlık çalışması

Ağ bağımsızlığı, idaktör-difüzör topolojisi için doğrulama konfigürasyonu üzerinde ($\dot{m} = 1.75$ kg/s, $T_{giriş} = 733$ K) beş farklı ağ yoğunluğunda yürütülmüştür. Karşılaştırma büyüklüğü olarak difüzör çıkış yüzeyindeki kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklık kullanılmıştır (Tablo 6, Şekil 7a).

Doğrulama analizleri, bu eşiğin belirgin biçimde üzerinde kalan yaklaşık 2.9×10^6 elemanlı ağ ile yürütülmüştür (Bölüm IV-B). Ağ bağımsızlık çalışmasından elde edilen eleman boyutlandırma stratejisi (idaktör ve difüzör hacimlerinde 7.5 mm, ara hacimde 15 mm, uzak alanda 50 mm maksimum eleman boyutu; cidarlarda 6 katmanlı inflation) tasarım geometrisine de aynen uygulanmış ve bu geometride yaklaşık 1.5×10^6 elemanlı, yani bağımsızlık eşiğinin üzerinde bir ağ elde edilmiştir. Tüm parametrik analizler bu ağ yapısı ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4. Sınır şartları, matematiksel ifadeleri ve tanımlanan değerler.**Table 4.** Boundary conditions, their mathematical expressions and defined values.

Bölge (Domain)	Sınır şartı tipi	Matematiksel ifade	Değer
İdaktör giriş kesiti	Kütleli debi girişi (mass flow inlet)	$\int_A \rho \vec{v} d\vec{A} = \dot{m}$	$\dot{m} = 1.07 \text{ kg/s}$
İdaktör giriş kesiti	Toplam sıcaklık	$T = T_{giriş}$	690.15 K
Çözüm hacmi dış yüzeyleri	Basınç sınırı / açıklık	$p = p_{\infty}; \partial\phi / \partial n = 0, \phi \in \{u, v, w, k, \varepsilon\}$	101.325 Pa
Çözüm hacmi dış yüzeyleri	Geri akış sıcaklığı	$T = T_{\infty}$ (geri akış hâlinde)	298 K
Sistem ve difüzör cidarları	Kaymama şartı (no-slip)	$u = v = w = 0$	—
Sistem ve difüzör cidarları	Adyabatik duvar	$q'' = -k\partial T / \partial n _w = 0$	$q'' = 0$
İdaktör giriş kesiti	Türbülans şartları	Türbülans yoğunluğu I ve hidrolik çap D_h	$I = \%3.65; D_h = 0.30 \text{ m}$
Cidar yakını bölge	Standart duvar fonksiyonu	$u^+ = (1/\kappa)\ln(E y^+)$	—

**Şekil 6.** (a) Çözüm hacmi ve sistem geometrisi üzerinde oluşturulan hesaplama ağı, (b) difüzör halkarındaki sınır tabaka (inflation) yapısı.**Figure 6.** (a) Computational mesh over the domain and the system, (b) the inflation layers on the diffuser funnels.**Tablo 5.** Ağ kalite metrikleri ve kabul kriterleri ile karşılaştırılması.**Table 5.** Mesh quality metrics and comparison with the acceptance criteria.

Metrik	Minimum	Ortalama	Maksimum	Kabul kriteri [34]	Değerlendirme
Orthogonal quality	0.100	0.790	0.995	> 0.10 kabul edilebilir; > 0.70 çok iyi	Sağlanıyor
Element quality	0.114	0.789	1.000	> 0.70 iyi	Sağlanıyor
Skewness	0.000	0.212	0.890	Ortalama < 0.25 mükemmel; maksimum < 0.95 kabul edilebilir	Sağlanıyor

Tablo 6. Ağ bağımsızlık çalışması sonuçları.**Table 6.** Results of the mesh independence study.

Ağ No	Toplam eleman sayısı	T_{ort} (K)	Bir önceki ağa göre değişim (%)
1	660998	521.07	—
2	958766	528.04	1.34
3	1409903	533.48	1.03
4	2814226	534.69	0.23
5	3566238	534.68	0.00

Sonuçlar, yaklaşık 1.4×10^6 elemandan sonra ağ sayısının iki katına çıkarılmasının çıkış sıcaklığını %0.3'ten daha az değiştirdiğini; ancak çözüm süresini önemli ölçüde artırdığını göstermektedir. Bu nedenle çözümlerin ağdan bağımsız hâle geldiği eşik $\sim 1.4 \times 10^6$ eleman olarak belirlenmiştir.

2. İterasyon bağımsızlığı

Çözüm boyunca difüzör çıkışındaki kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklık izlenmiş; yaklaşık 300. iterasyondan sonra bu değerin anlamlı biçimde değişmediği görülerek iterasyon bağımsızlığı sağlanmıştır (Şekil 7b).

V. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA (RESEARCH FINDINGS and DISCUSSION)

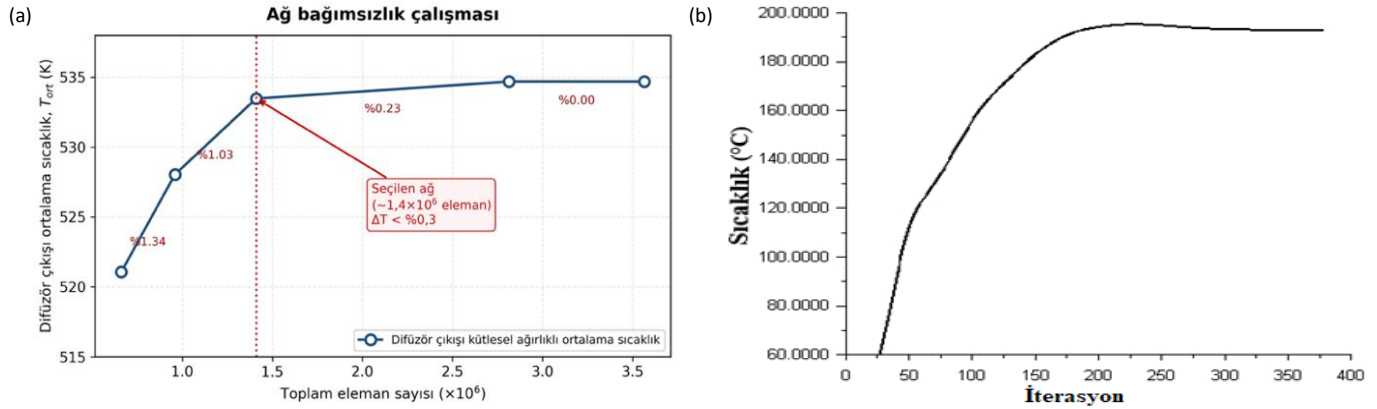
Bu bölümde, tasarlanan sistemin performansına etki eden üç parametrenin—idaktör kesit geometrisi, ara mesafe ve difüzör halka sayısı—sayısal analizlerle ulaşılan etkileri sunulmaktadır.

A. İdaktör kesit geometrisinin etkisi (Effect of the eductor cross-sectional geometry)

Dairesel ve yonca tip olmak üzere iki idaktör geometrisi karşılaştırılmıştır. Adil bir karşılaştırma yapılabilmesi amacıyla her iki tasarımda da idaktör giriş çapı 300 mm ve idaktör çıkış alanı 27.464 mm^2 sabit tutulmuştur.

1. Sistemin basınç kaybı ve geri basınç kısıtı

İdaktör-difüzör sisteminde tasarımı sınırlayan basınç büyüklüğü, sistemin motor üzerinde oluşturduğu egzoz geri basıncıdır. Bu geri basınç, motorun volumetrik verimini ve yakıt tüketimini doğrudan etkilediği için motor üreticisi tarafından bir üst sınır ile tanımlanır (bu çalışmada $\leq 2000 \text{ Pa}$, bkz. Tablo 3). Sistemin toplam basınç kaybının büyük bölümü, akışın hızlandırıldığı idaktör nozulunda oluşmaktadır; karışım odası ve difüzör halkalarında ise kesitin kademeli genişlemesiyle statik basınç geri kazanımı gerçekleşir ve akış, çıkışta atmosferik basınca



Şekil 7. (a) Ağ bağımsızlık çalışması, (b) kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklığın iterasyon sayısına göre değişimi.

Figure 7. (a) Mesh independence study, (b) variation of the mass-weighted average temperature with iteration number.

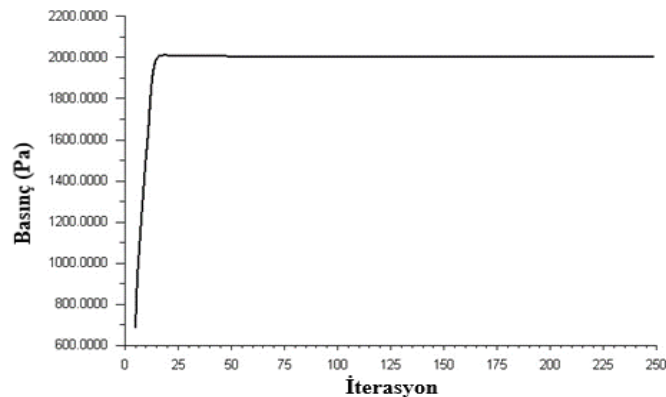
yaklaşır. Bu nedenle sistemin basınç kaybı, idaktör geri basıncı üzerinden değerlendirilmiştir.

2. Geri basıncın idaktör girişinde değerlendirilmesi

Motor üreticileri, izin verilen maksimum egzoz geri basıncını motorun egzoz çıkış flanşındaki statik basıncın atmosfer basıncına göre farkı olarak tanımlar. Tasarlanan sistemde difüzörün son halkası doğrudan atmosfere açıldığından, difüzör çıkış düzlemindeki statik basınç atmosfer basıncına eşittir. Dolayısıyla idaktör girişinde hesaplanan bu fark, idaktör girişi ile difüzör çıkışı arasındaki toplam basınç farkına eşdeğerdir; yalnızca nozuldaki kaybı değil, karışım odası ve difüzör halkaları dâhil tüm sistemin akış direncini kapsamaktadır. Difüzörde gerçekleşen statik basınç geri kazanımı da bu değere zaten yansımaktadır. Bu tanım, motor üreticisinin kısıtı tanımladığı kesit ile birebir örtüştüğü için tasarım kriteri idaktör girişindeki basınç farkı üzerinden değerlendirilmiştir. Aynı yaklaşım, idaktör-difüzör sistemlerinin geri basınç performansını inceleyen deneysel ve sayısal çalışmalarda da benimsenmiştir [1], [15], [16].

İdaktör çıkış çapı (187 mm), bu kısıt esas alınarak belirlenmiştir: çıkış çapının küçültülmesi jet hızını ve dolayısıyla emiş performansını artırmakta, ancak geri basıncı da yükseltmektedir. Dolayısıyla tasarım, soğutma performansı ile geri basınç arasındaki ödünleşimin kısıt sınırında çözülmesiyle elde edilmiştir.

Her iki idaktör geometrisi de bu kısıtı aşmayacak biçimde oluşturulmuştur. Analiz sonucu elde edilen geri basınç değerleri Şekil 8'de sunulmuştur; dairesel ve yonca tip idaktörlerin her ikisi de 2000 Pa sınırının altında kalmaktadır. Yonca tip idaktörün aynı çıkış alanında (27.464 mm^2) daha yüksek emiş sağlarken geri basınç kısıtını da ihlal etmemesi, bu geometrinin tercih edilmesinin ikinci gerekçesidir.



Şekil 8. İdaktör geri basınç değerinin tasarım kısıtı ile karşılaştırılması.

Figure 8. Comparison of the eductor back pressure with the design constraint.

3. Soğutma ve emiş performansı

Analiz sonuçları Tablo 7 ve Şekil 9'da verilmiştir. Yonca tip idaktöre sahip sisteme daha fazla soğutucu hava girmekte; artan bu hava, difüzör çıkışındaki kütleli ağırlıklı ortalama sıcaklığı 519.4 K'den 507.7 K'e düşürmektedir. Difüzör çıkışındaki toplam kütleli debi ise 1.96 kg/s'den 2.12 kg/s'ye yükselmektedir; bu, (15) eşitliği uyarınca indüklenen hava debisinin 0.89 kg/s'den 1.05 kg/s'ye, yani yaklaşık %18 oranında arttığını göstermektedir.

4. Mekanizma

Difüzör çıkış kesitindeki sıcaklık konturları (Şekil 10) incelendiğinde, her iki geometride de sıcaklıkların difüzör cidarından merkez hatta doğru arttığı görülmektedir. Yonca tip edüktörde konturlar dörtgen bir karakter kazanmakta ve çıkış yüzeyindeki ortalama sıcaklık daha düşük olmaktadır.

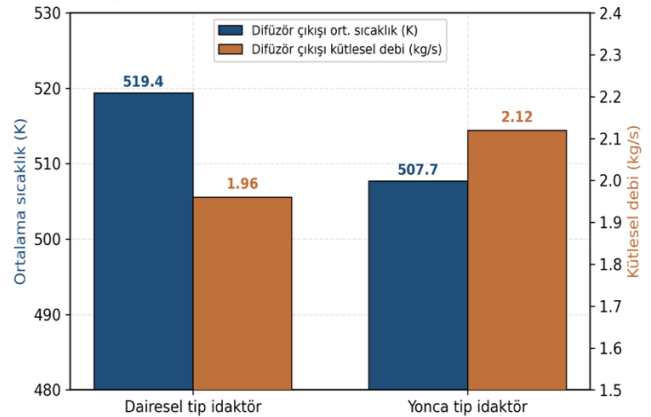
Bu davranışın nedeni hız alanında görülmektedir (Şekil 11). Yonca tip idaktörden çıkan egzoz gazı, karışım odasına girmeden önce dairesel tip idaktöre kıyasla daha geniş bir çapa yayılmaktadır. Bu yayılma, karışım odası ve difüzör iç cidarlarındaki akış hızını artırmakta; artan hız ise cidar yakınında daha güçlü bir negatif basınç bölgesi oluşturarak sisteme çekilen

Tablo 7. İdaktör kesit geometrisine göre analiz sonuçları.

Table 7. Analysis results as a function of eductor cross-sectional geometry.

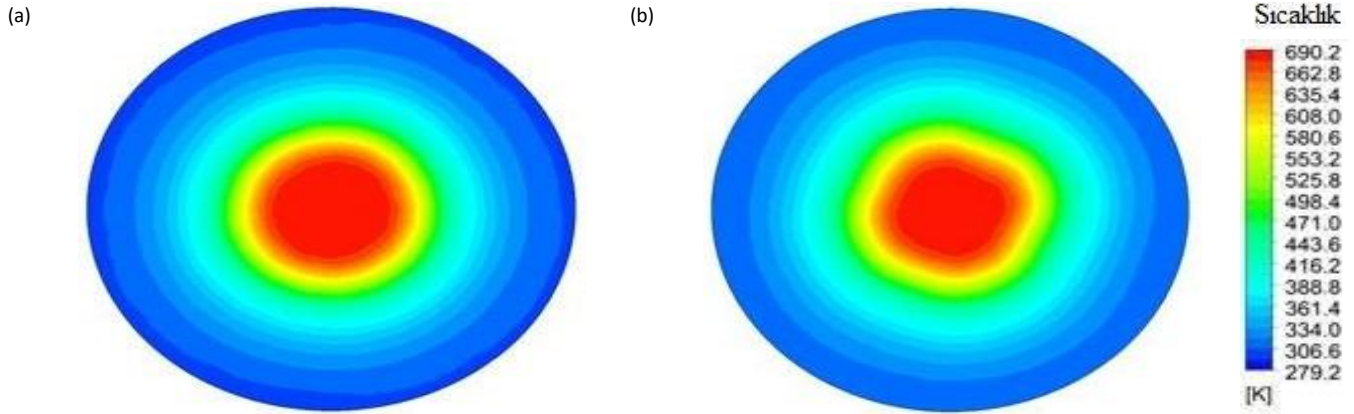
İdaktör tipi	Difüzör çıkışı ortalama sıcaklık (K)	Difüzör çıkışı kütleli debi (kg/s)	İndüklenen hava debisi (kg/s)	Maksimum çıkış sıcaklığı (K)
Dairesel	519.4	1.96	0.89	686.7
Yonca	507.7	2.12	1.05	686.7

İdaktör geometrisinin soğutma ve emiş performansına etkisi



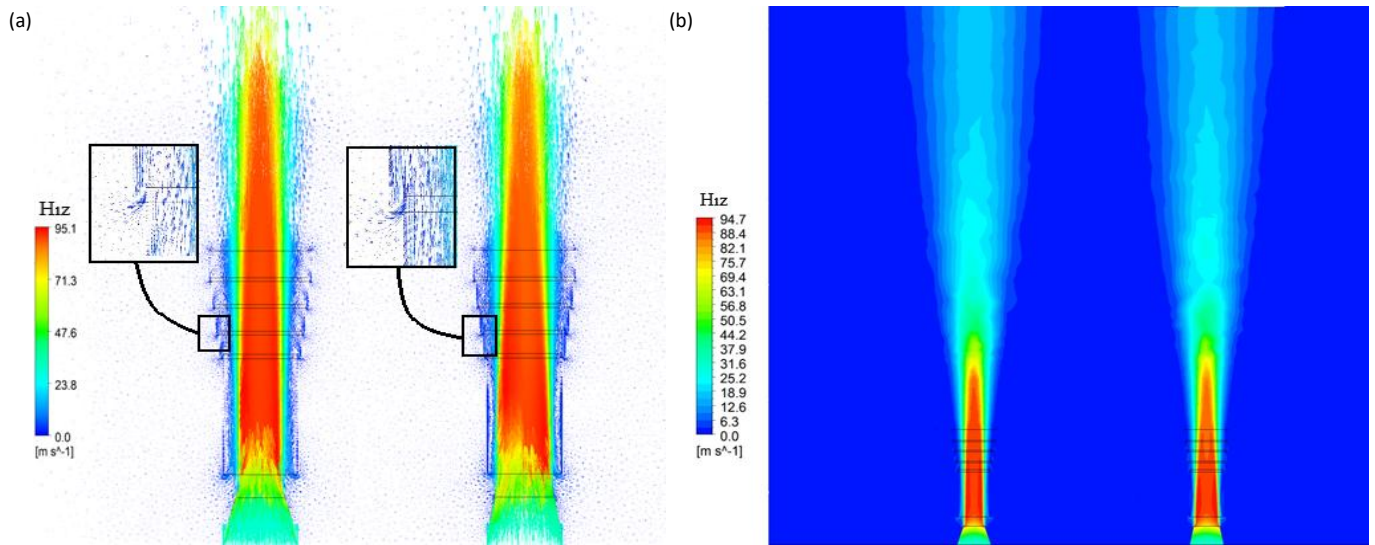
Şekil 9. İdaktör geometrisinin soğutma ve emiş performansına etkisi.

Figure 9. Effect of the eductor geometry on cooling and entrainment performance.



Şekil 10. Difüzör çıkışı sıcaklık konturları: (a) dairesel tip idaktör, (b) yonca tip idaktör.

Figure 10. Temperature contours at the diffuser outlet: (a) circular eductor, (b) clover-type eductor.



Şekil 11. Sistem hız konturları ve hız vektörleri: (a) dairesel tip idaktör, (b) yonca tip idaktör.

Figure 11. Velocity contours and vectors within the system: (a) circular eductor, (b) clover-type eductor.

hava miktarını yükseltmektedir. Dairesel tip idaktörde ise akış hızı merkez ekseninde yoğunlaşmakta ve cidar yakınındaki emiş etkisi zayıf kalmaktadır. Kısacası, yonca tip idaktör egzoz momentumunu merkez hattan cidarlara doğru dağıtarak difüzörün emiş kapasitesini artırmaktadır.

Bu bulgu, oval kesitli idaktörlerin yuvarlak kesitli idaktörlere göre daha iyi karışım sağladığını rapor eden Chen (2008) ile ve dairesel olmayan çoklu nozul geometrilerinin hava emişini artırdığını gösteren Barik ve ark. (2015) ile uyumludur [1], [23].

Yonca tip idaktör, difüzör çıkışı ortalama sıcaklığında 11.7 K iyileşme sağladığından, ara mesafe ve halka sayısına ilişkin sonraki analizlerde bu geometri kullanılmıştır.

B. Ara mesafenin etkisi (Effect of the stand-off distance)

Ara mesafe, idaktörden çıkan egzoz gazının karışım odasına girmeden önce atmosfer ile temas ettiği bölgedir ve sisteme çekilen taze hava miktarını doğrudan etkiler. Literatürde bu parametre için $L_{ara}/D_{karışım} = 0.5$ oranı optimum olarak önerilmektedir [15]; ancak bu oranın geometriye göre değiştiği de belirtilmektedir [16].

Bu çalışmada, optimum ara mesafenin belirlenmesi amacıyla söz konusu oran 0.23 ile 1.00 arasında olacak şekilde dokuz farklı ara mesafe için analiz yürütülmüştür ve sonuçlar Tablo 8'de özetlenmiştir.

Ara mesafe arttıkça difüzör çıkış sıcaklığı tekdüze biçimde azalmaktadır (Şekil 12). Analiz edilen en küçük (69.6 mm) ve en

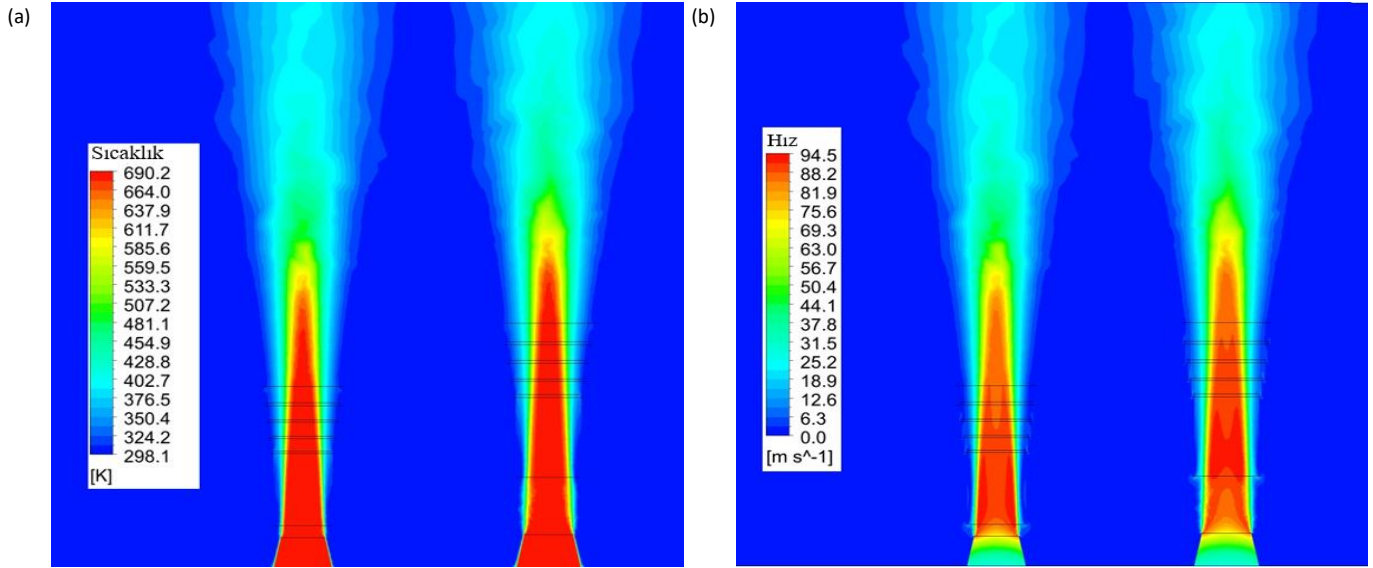
büyük (300 mm) ara mesafeler arasında yaklaşık 32.8 K'lık bir fark oluşmaktadır; bu, incelenen üç parametre içindeki en büyük etkidir. Ara mesafe ile çıkış sıcaklığı arasındaki bu ilişki Şekil 13'te grafik olarak sunulmuştur.

Bu davranışın nedeni sistem boyunca alınan sıcaklık ve hız konturlarında açıkça görülmektedir. Ara mesafe arttıkça, egzoz gazı karışım odasına girmeden önce atmosferik hava ile daha uzun bir mesafe boyunca temas etmekte ve daha fazla taze hava sürüklemektedir. Bunun sonucunda karışım odasına giren akışkanın sıcaklığı düşmekte ve sistem performansı iyileşmektedir.

Tablo 8. Ara mesafeye göre difüzör çıkışı sıcaklık ve indüklenen hava debisi sonuçları.

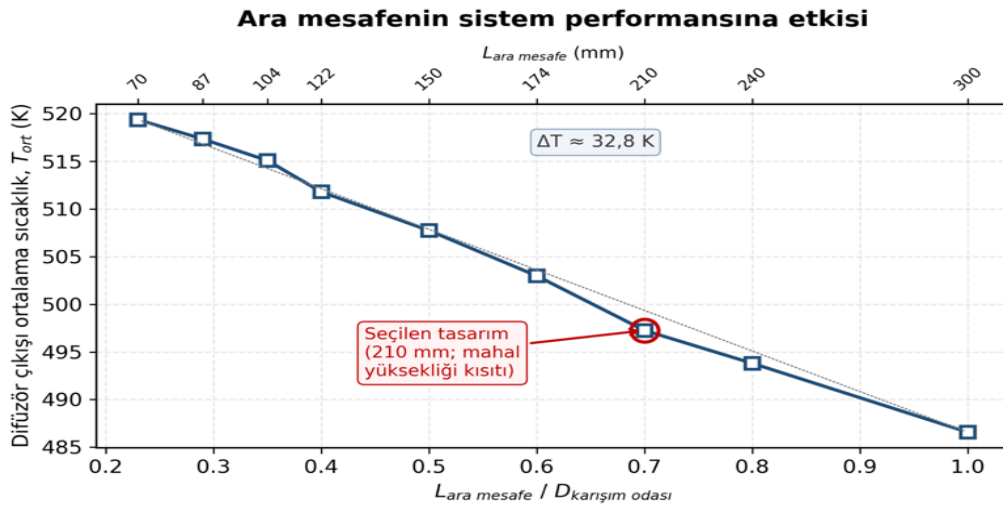
Table 8. Diffuser outlet temperatures and entrained air mass flow rates as a function of stand-off distance.

$L_{ara}/D_{karışım}$	L_{ara} (mm)	Difüzör çıkışı ortalama sıcaklık (K)	İndüklenen hava debisi (kg/s)	Maksimum çıkış sıcaklığı (K)
0.23	69.6	519.36	0.89	686.7
0.29	87.0	517.34	0.91	686.7
0.35	104.4	515.08	0.93	686.7
0.40	121.8	511.79	0.96	686.7
0.50	150.0	507.74	1.00	686.6
0.60	174.0	502.98	1.05	686.6
0.70	210.0	497.26	1.11	686.6
0.80	240.0	493.81	1.15	686.6
1.00	300.0	486.58	1.24	686.6



Şekil 12. Sistem sıcaklık ve hız konturları: (a) 69,6 mm ara mesafeli sistem, (b) 300 mm ara mesafeli sistem.

Figure 12. Temperature and velocity contours: (a) system with 69.6 mm stand-off, (b) system with 300 mm stand-off.



Şekil 13. Ara mesafenin difüzör çıkışı ortalama sıcaklığına etkisi.

Figure 13. Effect of the stand-off distance on the diffuser outlet mean temperature.

1. Kısıt altında optimum seçimi

Sonuçlar, termal performans açısından mümkün olan en büyük ara mesafenin tercih edilmesi gerektiğini göstermektedir. Ancak Tablo 3'te verilen mahal yüksekliği kısıtı (1170 mm) göz önüne alındığında, 300 mm'lik ara mesafe uygulanabilir değildir. Kısıtları sağlayan en iyi çözüm olarak 210 mm ($L/D = 0.70$) ara mesafe seçilmiş ve sonraki analizlerde bu değer kullanılmıştır.

Bu sonuç, literatürde önerilen $L/D = 0,5$ oranının [15] her geometri için optimum olmadığını; incelenen kısıt kümesi altında dahi 0.70 oranının 10.5 K daha iyi bir soğutma performansı sağladığını göstermektedir.

2. Tasarımcı için pratik uyarı

Ara mesafenin belirli bir değer üzerine çıkarılması hâlinde, idaktör ile karışım odası arasındaki açık bölgeden egzoz gazının baca mahaline sızma riski doğmaktadır. Bu husus, ara mesafe optimizasyonunda dikkate alınması gereken ek bir kısıttır.

C. Difüzör halka sayısının etkisi (Effect of the number of diffuser funnels)

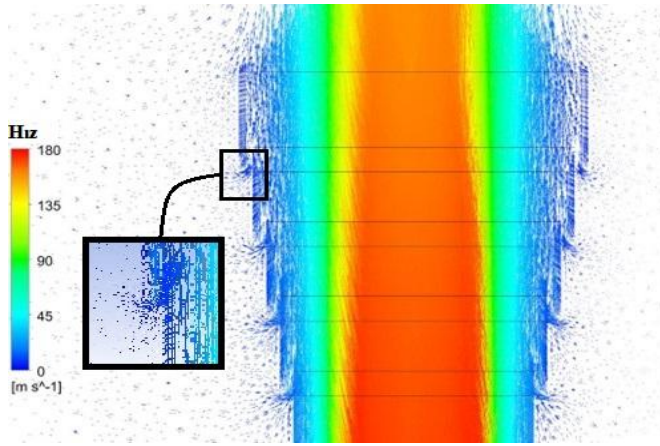
Difüzör halka sayısının etkisini incelemek amacıyla, sistemin toplam uzunluğu sabit tutularak halka boyları azaltılıp sayıları artırılmış ve üç farklı tasarım oluşturulmuştur (Tablo 9). Halkalar

arası çakışma mesafesi 15 mm, halka başına çap artışı ise 28 mm olarak sabit alınmıştır. Ara mesafe, önceki bölümde belirlenen optimum değer olan 210 mm'dir. Difüzör halkalarından indüklenen soğuk hava, halka yüzeyleri boyunca bir film tabakası oluşturarak sıcak gazın cidara doğrudan temasını engellemektedir; bu mekanizma, halkalar etrafındaki hız vektörleri üzerinde açıkça görülmektedir (Şekil 14).

Tablo 9. Difüzör halka sayısına göre geometrik parametreler ve analiz sonuçları.

Table 9. Geometric parameters and analysis results as a function of the number of funnels.

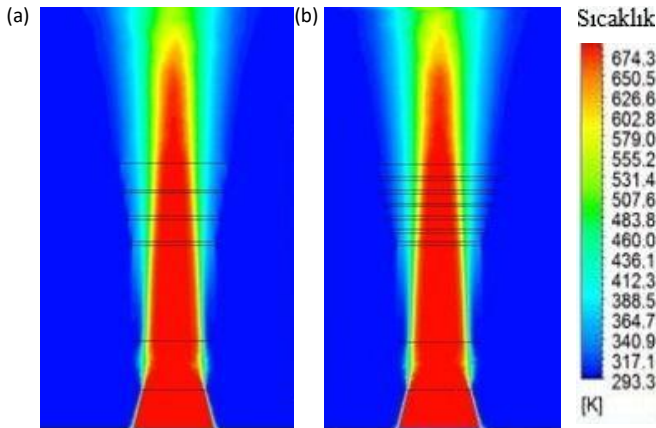
Parametre	3 halkalı difüzör	4 halkalı difüzör	6 halkalı difüzör
Halka boyu (mm)	128.33	100.00	71.67
1. halka çapı (mm)	328	328	328
2. halka çapı (mm)	356	356	356
3. halka çapı (mm)	384	384	384
4. halka çapı (mm)	—	412	412
5. halka çapı (mm)	—	—	440
6. halka çapı (mm)	—	—	468
Difüzör çıkışı ortalama sıcaklık (K)	499.96	494.91	494.85
İndüklenen hava debisi (kg/s)	1.09	1.13	1.14
Maksimum çıkış sıcaklığı (K)	686.6	686.6	686.6



Şekil 14. Difüzör halkaları etrafındaki hız vektörleri ve cidar boyunca oluşan film tabakası.

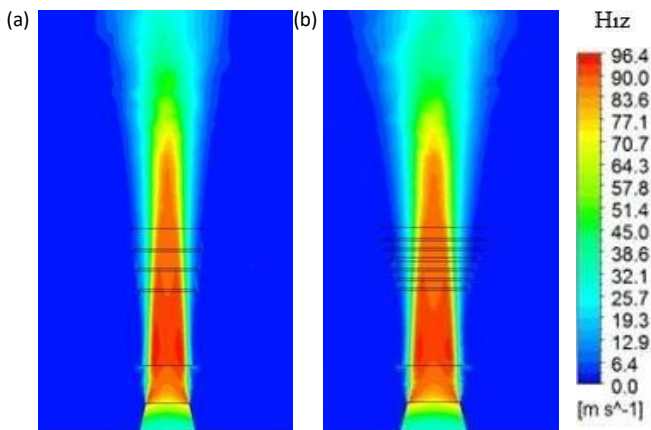
Figure 14. Velocity vectors around the diffuser funnels and the film layer formed along the wall.

Sonuçlar, halka sayısının dörtten fazlaya çıkarılmasının anlamlı bir kazanç sağlamadığını göstermektedir. Üç halkalı sistemden dört halkalı sisteme geçişte çıkış sıcaklığı 5.05 K düşerken; dört halkadan altı halkaya geçişte kazanç yalnızca 0.06 K ile sınırlı kalmaktadır. Nitekim üç ve altı halkalı sistemlerin sıcaklık konturları (Şekil 15) ile hız konturları (Şekil 16) arasında anlamlı bir fark görülmemektedir. Halka sayısı ile çıkış sıcaklığı arasındaki ilişki Şekil 17’de grafik olarak sunulmuştur.



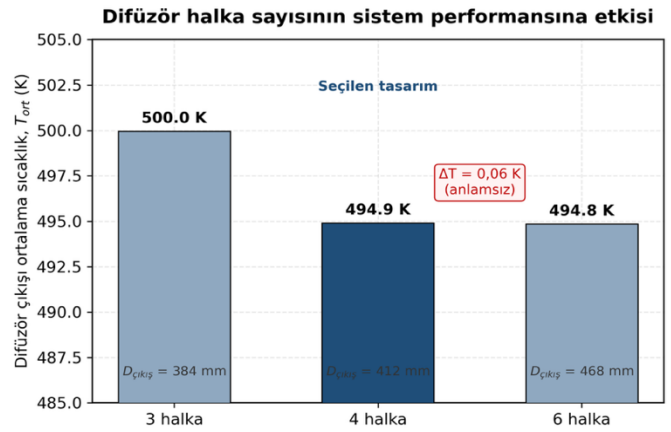
Şekil 15. Sistem sıcaklık konturları: (a) üç halkalı difüzör, (b) altı halkalı difüzör.

Figure 15. System temperature contours: (a) three-funnel diffuser, (b) six-funnel diffuser.



Şekil 16. Sistem hız konturları: (a) üç halkalı difüzör, (b) altı halkalı difüzör.

Figure 16. System velocity contours: (a) three-funnel diffuser, (b) six-funnel diffuser.



Şekil 17. Difüzör halka sayısının çıkış sıcaklığına etkisi.

Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta bulunmaktadır: altı halkalı sistemin difüzör çıkış çapı 468 mm, üç halkalı sistemin ise 384 mm’dir. Konturlar üzerinden yapılan görsel karşılaştırma, daha büyük çıkış çapı nedeniyle altı halkalı sistemde daha fazla soğuma olduğu izlenimi verebilir. Bu nedenle karşılaştırma, kütesel ağırlıklı ortalama sıcaklık (14) üzerinden yapılmıştır.

Bu bulgu, halka sayısının gaz çıkış sıcaklığına belirgin bir katkı sağlamadığını rapor eden Cho ve Ko (2017) ile ve dört halkalı konfigürasyonu öneren Chandrakar ve Senapati (2020) ile uyumludur [17], [18]. Buna karşılık beş halkanın optimum olduğunu bildiren Mukherjee ve ark. (2021) ile kısmen farklılık göstermektedir [19]; bu farklılığın, söz konusu çalışmada konik difüzör halkalarının kullanılmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir. Ayrıca Yuan ve ark. (2023), halka sayısından ziyade halkalar arası çıkışma ve eğim açısı gibi parametrelerin emiş performansı üzerinde daha belirleyici olduğunu göstermiştir [26]; bu bulgu, mevcut çalışmada halka sayısının dört halkadan sonra doyumlaşması gözlemiyle uyumludur.

Sonuç olarak, dört ve altı halkalı sistemler arasında performans farkı bulunmadığından; yerleşim ve üretim kolaylığı gözetilerek dört halkalı tasarım nihai sistem olarak seçilmiştir.

D. Parametrelerin göreceli etkileri ve nihai tasarım (Relative effects of the parameters and final design)

İncelenen üç parametrenin difüzör çıkışı ortalama sıcaklığı üzerindeki etki büyüklükleri Tablo 10’da karşılaştırılmıştır.

Buna göre, incelenen kısıt kümesi altında ara mesafe baskın tasarım parametresidir. İdaktör kesit geometrisi ikincil fakat ihmal edilemez bir kazanç sağlamakta; halka sayısının etkisi ise dört halkada doyumluğa ulaşmaktadır.

Nihai tasarım; yonca tip idaktör, 210 mm ara mesafe ve dört halkalı difüzörden oluşmaktadır. Bu tasarım ile 690.15 K sıcaklığındaki egzoz gazı, başlangıç geometrisinde 519.4 K’e, optimize edilmiş geometride ise 494.9 K’e düşürülmüştür. Elde edilen çıkış sıcaklığı, hedeflenen 500 K eşliğinin altındadır.

1. Tasarım kısıtlarının nihai kontrolü

Ara mesafenin 150 mm’den 210 mm’ye çıkarılması sistem yüksekliğini artırdığından, nihai geometrinin Tablo 3’teki

Tablo 10. Tasarım parametrelerinin göreceli etkileri.

Table 10. Relative effects of the design parameters.

Parametre	İncelenen aralık	Sıcaklık üzerindeki etki
Ara mesafe	69.6 – 300 mm ($L/D = 0.23 - 1$)	32.8 K
İdaktör kesit geometrisi	Dairesel → yonca	11.7 K
Difüzör halka sayısı	3 → 6 halka	5.1 K (4 halkadan sonra 0.06 K)

kısıtları hâlâ sağladığı doğrulanmıştır. Halka sayısı analizlerinde sistemin toplam uzunluğu sabit tutulmuş; halka boyları, toplam boy korunacak biçimde ayarlanmıştır. Buna göre nihai sistemde karışım odası ile difüzör halkalarının toplam boyu 776 mm, sistemin taban-çıkış arası toplam yüksekliği ise 1160 mm'dir. Bu değer, mahal kaynaklı 1170 mm'lik yükseklik kısıtının altındadır. Dört halkalı difüzörün son halka çapı 412 mm olup, izin verilen 480 mm'lik maksimum difüzör çapı kısıtını sağlamaktadır. İdaktör geri basıncı ise 2000 Pa sınırının altında kalmaktadır (Şekil 8). Böylece nihai tasarım, Tablo 3'te tanımlanan üç kısıtı da (geri basınç, sistem yüksekliği, difüzör çapı) eşzamanlı olarak sağlamaktadır (Tablo 11).

VI. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, bir gemi ana tahrik dizel motoru egzoz sistemine entegre edilen idaktör-difüzör tipi kızılötesi iz bastırma sisteminin termo-akışkan karakteristiği HAD yöntemi ile sayısal olarak incelenmiş ve sistem tasarım parametreleri, gerçek mühendislik kısıtları altında optimize edilmiştir.

Kurulan HAD modeli, daha önce yayımlanan deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Standart k-ε ve k-ω türbülans modelleri arasında yapılan karşılaştırmada k-ε modeli deneysel verilere daha yakın sonuç vermiş ve boyutsuz sıcaklık dağılımında yaklaşık %8 sapma ile kalmıştır. Sapmanın, k-ε modelinin izotropik türbülans varsayımından ve deneysel ortamdaki çevresel ısı kayıplarının adyabatik duvar kabulüyle temsil edilememesinden kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

$L_{ara}/D_{karışım}$ oranının 0.23'ten 1.00'e çıkarılması difüzör çıkışı ortalama sıcaklığını 32.8 K düşürmektedir. Literatürde optimum olarak önerilen 0.5 oranının bu geometri için optimum olmadığı; mahal yüksekliği kısıtı altında ulaşılabilir en iyi değer 0.70 oranı (210 mm) olduğu gösterilmiştir.

Yonca tip idaktör, egzoz momentumunu merkez hattan difüzör cidarlarına doğru dağıtmakta; cidar yakınındaki negatif basıncı güçlendirerek indüklenen hava debisini %18 artırmakta ve çıkış sıcaklığını 11.7 K düşürmektedir.

Üç, dört ve altı halkalı difüzörler sırasıyla 500.0 K, 494.9 K ve 494.8 K çıkış sıcaklığı vermiştir. Dört halkadan sonra elde edilen kazanç (0.06 K) ihmal edilebilir düzeydedir; bu nedenle üretim ve yerleşim kolaylığı gözetilerek dört halkalı tasarım seçilmiştir.

Sistemin motor üzerinde oluşturduğu geri basıncın büyük bölümü idaktör tarafından üretilmektedir. İdaktör çıkış çapı (187 mm), motor üreticisinin izin verdiği 2000 Pa'lık geri basınç değeri esas alınarak belirlenmiştir. Tüm konfigürasyonlarda bu kısıt sağlanmıştır.

Optimize edilen sistem (yonca tip idaktör + 210 mm ara mesafe + dört halkalı difüzör) ile 690.15 K sıcaklığındaki egzoz gazı 494.9 K'e düşürülmüş; hedeflenen 500 K eşliğinin altına inilmiştir. Nihai tasarım aynı zamanda tüm mühendislik kısıtlarını sağlamaktadır: toplam yükseklik 1160 mm (≤ 1170 mm), difüzör çıkış çapı 412 mm (≤ 480 mm) ve idaktör geri basıncı 2000 Pa sınırının altındadır.

Analizler, motorun tam yük egzoz koşulunda (1.07 kg/s, 690.15 K) yürütülmüştür. Kısmi yük koşullarının ve farklı ortam sıcaklıklarının sistem performansına etkisi incelenmemiştir; bu, devam çalışmasının öncelikli konusudur. Cidarlar adyabatik kabul edilmiştir. Konjuge ısı transferi (katı-akışkan birleşik çözüm) ve yüzey radyasyonu modellenmediğinden, difüzör metal yüzey sıcaklıkları ve bunların radyometrik ize katkısı doğrudan hesaplanmamıştır. Sonuçlar tek bir deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Tasarlanan sisteme ait deneysel doğrulama yapılmıştır.

Gelecek çalışmalarda; yonca tip idaktör geometrisinin ayrıntılı optimizasyonu, halkalar arası çakışma mesafesi ve halka uzunluğu etkileri, karışım odası çapının etkisi ve pasif sisteme

Tablo 11. Nihai tasarımın tasarım kısıtları açısından denetimi.

Table 11. Verification of the final design against the design constraints.

Kısıt	Sınır değer	Nihai tasarım	Durum
Sistem toplam yüksekliği	≤ 1170 mm	1160 mm	Sağlanıyor
Difüzör çıkış çapı	≤ 480 mm	412 mm	Sağlanıyor
İdaktör geri basıncı	≤ 2000 Pa	Sınırın altında	Sağlanıyor
Difüzör çıkışı ortalama sıcaklık	Hedef < 500 K	494.9 K	Sağlanıyor

aktif bir fan veya deniz suyu püskürtme sisteminin entegrasyonu incelenecektir.

YAZAR BEYANI (AUTHOR STATEMENT)

İntihal Kontrolü (Plagiarism Check)—Makale iThenticate programı ile taranmış ve derginin intihal politikası ile uyumlu bulunmuştur.

Çıkar Çatışması (Conflict of Interest)—Makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Etik Kurul Onayı (Ethics Committee Approval)—Makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Yapay Zekâ Araçlarının Kullanımı (Use of Artificial Intelligence Tools)—Bu çalışmanın hazırlık sürecinde, metnin dil bilgisi kontrolleri ve yazım düzenlemeleri amacıyla yapay zekâ tabanlı dil araçlarından (Claude AI) faydalanılmıştır. Çalışmanın sayısal analizleri, sonuçları ve bilimsel yorumları tümüyle yazar(lar)a aittir.

Finansman ve Proje Desteği (Funding)—Bu çalışma için herhangi bir kurumsal/finansal destek alınmamıştır.

Veri Paylaşım (Data availability)—Bu çalışmanın bulgularını destekleyen veriler yazar(lar) tarafından üretilmiş olup; makul talepler doğrultusunda yazar(lar)dan temin edilebilir.

Yazar Katkısı (CRediT Author Contribution)—Yöntem, Doğrulama, Biçimsel Analiz, İlk Taslak Yazılım, Danışmanlık (**Mustafa Atmaca**); Yazılım Doğrulama, Biçimsel Analiz, Araştırma, Veri Düzenleme (**Çağlar Gün**); Yazma – inceleme ve düzeltme, Görselleştirme, Araştırma, Veri Düzenleme (**Emre Akiskaloğlu**).

Teşekkür (Acknowledgment)—Bu Makale, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde, Çağlar Gün'ün Prof. Dr. Mustafa ATMACA danışmanlığında yürüttüğü "Askeri Gemilerdeki İdaktör Difüzör Tip Baca Gazı Soğutma Sisteminin Tasarımı ve Sayısal Analizi" başlıklı yüksek lisans tezinden üretilmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Q. Chen, "Performance of air-air ejectors with multi-ring entraining diffusers", *Ph.D. dissertation*, Queen's University, Kingston, Ontario, Canada, 2008.
- [2] U. Kiray, "Gemilerde baca formunun gaz akışına etkileri", *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, 2014.
- [3] M. Sivaslıgil, "Kızılötesi iz ölçümü ve analizi", *TÜBİTAK BİLGEM Teknoloji Dergisi*, 9, 82–85, 2020.
- [4] S. L. Y. Kok, "Naval survivability and susceptibility reduction study—Surface ship", *M.S. thesis*, Naval Postgraduate School, Monterey, California, USA, 2012.
- [5] D. Bayram, H. Heperkan, "Numerical modeling of the thermal signature of ship stack plumes", *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*, 30(3), 292–302, 2012.
- [6] S. D. P. M. Llorente, V. D. Charris, J. M. G. Torres, "Infrared signature analysis of surface ships", *Ship Science & Technology*, 8(17), 57–68, 2015.
- [7] Y. Zou, Z. Liu, X. Qiao, Y. Jiang, H. Shi, Y. Jiang, "Fluid dynamics and infrared stealth of marine IRS devices: A review", *International Journal of Mechanical System Dynamics*, 5(2), 179–200, 2025. <https://doi.org/10.1002/msd2.70019>.
- [8] Davis Engineering, "Naval IRSS", https://www.davis-eng.com/naval_irss.html (10.07.2026).
- [9] J. A. Guarnieri, "Thermal signature reduction through liquid nitrogen and water injection", *M.S. thesis*, Texas A&M University, College Station, Texas, USA, 2004.
- [10] J. Thompson, D. A. Vaitekunas, A. M. Birk, "IR signature suppression of modern naval ships", *ASNE 21st Century Combatant Technology Symposium*, Washington, DC, ABD, 27–30 January 1998.
- [11] J. Thompson, D. A. Vaitekunas, B. Brooking, "Lowering warship signatures: Electromagnetic and infrared", *SMi Conference: Signature Management – The Pursuit of Stealth*, London, UK, 21–22 February 2000.

- [12] G. Munro, D. VanDam, A. M. Birk, "The design of infrared signature suppression hardware for the refit of Canada's DDH 280 destroyers", *42nd Annual Technical Conference, Canadian Maritime Industries Association (CMIA)*, Ottawa, Canada, 27 February 1990.
- [13] A. M. Birk, D. VanDam, "Infra-Red Signature Suppression for Marine Gas Turbines: Comparison of Sea Trial and Model Test Results for the DRES Ball IRSS System", *Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Cologne, Germany, 01-04 June 1992. <https://doi.org/10.1115/92-GT-310>.
- [14] A. M. Birk, D. VanDam, "Infrared Signature Suppression for Marine Gas Turbines: Comparison of Sea Trial and Model Test Results for the DRES Ball IRSS System", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 116(1), 75–81, 1994. <https://doi.org/10.1115/1.2906812>.
- [15] C. R. Ellin, P. F. Pucci, "Model tests of multiple nozzle exhaust gas ejector systems for gas turbine powered ships", *M.S. thesis*, Naval Postgraduate School, Monterey, California, ABD, 1977.
- [16] M. V. S. N. Anavilla, S. V. Kambagowni, R. B. Vepakomma, "Design and validation of diesel engine infrared signature suppression devices for naval ships", *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 100(5), 717–727, 2019. <https://doi.org/10.1007/s40032-019-00525-x>.
- [17] Y.-J. Cho, D.-E. Ko, "A study on the heat flow characteristics of IRSS", *Proceedings of the 4th International Conference on Advanced Materials, Mechanics and Structural Engineering (AMMSE)*, Tianjin, China, 22-24 September 2017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/269/1/012091>.
- [18] V. Chandrakar, J. R. Senapati, "Numerical investigation of flow and heat transfer characteristics of a full-scale infrared suppression device with cylindrical funnels", *International Journal of Thermal Sciences*, 153, 106355, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106355>.
- [19] A. Mukherjee, V. Chandrakar, J. R. Senapati, "Flow and conjugate heat transfer with surface radiation characteristics of a real-scale infrared suppression device with conical funnels", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 123, 105208, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105208>.
- [20] M. K. Dash, R. C. Mishra, A. K. Barik, R. K. Mallik, "Numerical investigation of buoyancy-induced thermo-fluid characteristics of different types of infrared suppression (IRS) devices", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 138, 106388, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106388>.
- [21] A. K. Barik, S. K. Dash, A. Guha, "Experimental and numerical investigation of air entrainment into an infrared suppression device", *Applied Thermal Engineering*, 75, 33–44, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.042>.
- [22] A. K. Barik, S. Panigrahi, A. Mukherjee, B. Nayak, S. Rout, "CFD analysis of an infrared suppression device for ambient air entrainment", *3rd KIIT International Symposium on Advances in Automotive Technology*, Bhubaneswar, India, 22–24 December 2014.
- [23] A. K. Barik, S. K. Dash, A. Guha, "Entrainment of air into an infrared suppression (IRS) device using circular and non-circular multiple nozzles", *Computers & Fluids*, 114, 26–38, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2015.02.016>.
- [24] Y. Zou, H. Shi, B. Kong, J. Pan, Y. Jiang, "Numerical investigation of air entrainment and wall temperature of a real-scale infrared suppression device with slots of gradient height", *International Journal of Thermal Sciences*, 190, 108296, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108296>.
- [25] B. Gu, S. W. Baek, H. Jegal, S. M. Choi, W. C. Kim, "Infrared signature characteristic of a microturbine engine exhaust plume", *Infrared Physics & Technology*, 86, 11–22, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.infrared.2017.08.014>.
- [26] J. Yuan, K. Yang, H. Shi, Y. Zou, B. Kong, Y. Jiang, "Optimal shape design and performance investigation of the diffuser for infrared suppression (IRS) device applying MO-SHERPA", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 147, 106960, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106960>.
- [27] Y. Zou, H. Shi, Y. Jiang, B. Kong, "Numerical study of an infrared suppression (IRS) device with cooling hole configuration on the mixing tube", *Applied Thermal Engineering*, 236, 121866, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121866>.
- [28] C. Qiu, Y. Zou, B. Kong, J. Yuan, K. Yang, H. Shi, "Multi-objective optimization of IRS device with scalloped lobed nozzle on flow features and thermal mixing performance", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 155, 107561, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107561>.
- [29] R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, New York, NY, USA, Van Nostrand Reinhold Company, 1984.
- [30] Y. A. Çengel, J. M. Cimbala, *Akışkanlar Mekaniği*, İzmir, Türkiye, Güven Bilimsel Yayınları, 2008.
- [31] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 8th Edition, New York, NY, USA, McGraw-Hill Education, 2016.
- [32] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, Hoboken, NJ, USA, John Wiley & Sons, 2011.
- [33] The Engineering ToolBox, "Air — Absolute and Kinematic Viscosity", https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html (10.07.2026).
- [34] ANSYS Inc., "ANSYS Fluent Theory Guide", https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm (10.07.2026).
- [35] D. A. Vaitekunas, Y. Kim, "IR signature management for the modern navy", *Proceedings of SPIE*, Baltimore, Maryland, USA, 2013. <https://doi.org/10.1117/12.2016499>.
- [36] P. R. Kulkarni, S. N. Singh, V. Seshadri, "Parametric studies of exhaust smoke-superstructure interaction on a naval ship using CFD", *Computers & Fluids*, 36(4), 794–816, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2006.07.001>.
- [37] F. D. Lapierre, J. P. Marcel, M. Achery, "Design of an infrared ship signature simulation software for general emissivity profiles", *2nd ITBMS Workshop*, Brest, France, 2006.
- [38] F. D. Lapierre, R. Dumont, A. Borghgraef, J. P. Marcel, M. Achery, "OSMOSIS: An Open-source Software for Modeling of Ship Infrared Signatures", *3rd International IR Target, Background Modelling & Simulation (ITBMS) Workshop*, Toulouse, France 2007.