



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



Dolaylı evaporatif soğutma için geliştirilen dönele bir çarkın optimum kanal geometrisinin belirlenmesi

Determining the optimum channel geometry of a rotary wheel developed for indirect evaporative cooling

Yazar(lar) (Author(s)): Sena Özlem ARICA¹, İlhami HORUZ²

ORCID¹:0000-0003-4620-7878

ORCID²:0000-0002-5519-8136

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Arıca S.Ö. ve Horuz İ. ve Altıntaş V., “Dolaylı evaporatif soğutma için geliştirilen dönele bir çarkın optimum kanal geometrisinin belirlenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 25(1): 339-349, (2022).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.687572

Dolaylı Evaporatif Soğutma için Geliştirilen Dönel Bir Çarkın Optimum Kanal Geometrisinin Belirlenmesi

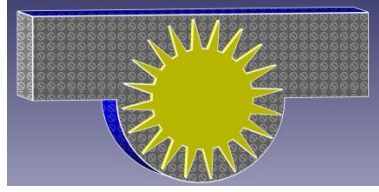
Determining The Optimum Channel Geometry of A Rotary Wheel Developed for Indirect Evaporative Cooling

Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ HAD Analizi/CFD Analysis
- ❖ Evaporatif Soğutma/Evaporative Cooling
- ❖ Dolaylı Evaporatif Soğutma/Indirect Evaporative Cooling
- ❖ FlowVision/FlowVision

Grafik Özet (Graphical Abstract)

Bu çalışmada özgün olarak tasarımı yapılmış olan dönel çark için uygun kanal tasarımı belirlenmeye çalışılmış olup, uygun kanalın belirlenebilmesi için 2 ayrı kanal tipi (U şeklinde kanal ve düz kanal) için FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı vasıtasıyla analiz yapılmıştır./ In this study, it is tried to determine the appropriate duct design for the rotary wheel for 2 different duct types (U-shaped duct and flat duct) through FlowVision computational fluid dynamics analysis program.



Şekil. Kanal Tasarımı /Figure. Duct Design

Amaç (Aim)

FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı vasıtasıyla 2 ayrı kanal tipi (U şeklinde kanal ve düz kanal) olması durumu için dönel çark için en uygun kanal tipine karar verilmeye çalışılmıştır./ It is tried to determine the appropriate duct design for the rotary wheel for 2 different duct types (U-shaped duct and flat duct)

Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Analiz için FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı kullanılmıştır./FlowVision analysis programme is used for analyses.

Özgünlük (Originality)

Bu çalışmada özgün olarak tasarımı yapılmış olan dönel çark için uygun kanal tasarımı belirlenmeye çalışılmış olup, tasarımı yapılan kanal ve dönel çark özgündür./In this study an available duct is tried to design for the unique rotary wheel. The rotary wheel and the duct are original.

Bulgular (Findings)

U şeklindeki kanalın giriş ve çıkışındaki basınç kaybı çok olduğundan dolayı dönel çark için uygun kanal tipinin düz şeklindeki kanal olduğuna karar verilmiştir. / As a result of the analysis; since the pressure loss at the inlet and outlet of the U-shaped channel is high, it has been decided that the suitable channel type for the rotary wheel is the flat-shaped channel.

Sonuç (Conclusion)

Düz kanalla yapılan analiz sonucunda ise; kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken elde edilen basınç kaybı 130 Pascal civarında iken, aradaki boşluk 1 cm olduğunda ise basınç kaybı 207 Pascal civarındadır./ As a result of the analysis made with a straight channel; when there is a 3 cm gap between the duct and the rotary wheel, pressure loss is around 130 Pascal, when the gap is 1 cm, the pressure loss is around 207 Pascal.

Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards) Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

Dolaylı Evaporatif Soğutma için Geliştirilen Dönel Bir Çarkın Optimum Kanal Geometrisinin Belirlenmesi

Araştırma Makalesi / Research Article

Sena Özlem ARICA^{1*}, İlhami HORUZ²

¹Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Yapı İşleri Genel Müdürlüğü, Ankara, Türkiye

² Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06570 Ankara, Türkiye

(Geliş/Received : 11.02.2020 ; Kabul/Accepted : 30.04.2021; Erken Görünüm/Early View : 16.05.2021)

ÖZ

Özgün olarak tasarımı Solidworks katı tasarım programı yardımıyla yapılmış olan dönel çark; içi boş olarak alüminyumdan imal edilmiş olup; içinden geçen iç ortam havası ile dışından geçen taze hava arasında bir eşanjör görevi görerek iki havanın karışmadan aralarında ısı transferi gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bu çalışmada özgün olarak tasarımı yapılmış olan dönel çark için uygun kanal tasarımı belirlenmeye çalışılmış olup, uygun kanalın belirlenebilmesi için FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı vasıtasıyla 2 ayrı kanal tipi (U şeklinde kanal ve düz kanal) olması durumu için kanal giriş ve çıkışındaki basınç kaybı, hız konturu, hız vektörü ve sıcaklık konturları karşılaştırılarak bu dönel çark için en uygun kanal tipine karar verilmeye çalışılmıştır. Analiz sonucunda; U şeklindeki kanalın giriş ve çıkışındaki basınç kaybı çok olduğundan dolayı dönel çark için uygun kanal tipinin düz şeklindeki kanal olduğuna karar verilmiştir. Nitekim deney sonuçlarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçlarını desteklemektedir.

Anahtar Kelimeler: HAD analizi, evaporatif soğutma, dolaylı evaporatif soğutma, flowvision.

Determining The Optimum Channel Geometry of A Rotary Wheeler Developed for Indirect Evaporative Cooling

ABSTRACT

Rotary wheel, originally designed with the help of Solidworks design program is manufactured from aluminum, acts as a heat exchanger between the indoor air passing inside the rotary wheel and the fresh air passing outside, providing heat transfer between the two airs without mixing. In this study, it is tried to determine the appropriate duct design for the rotary wheel, which is originally designed, and the pressure loss at the duct inlet and duct outlet in case of 2 different duct types (U-shaped duct and flat duct) through FlowVision computational fluid dynamics analysis program. Speed contour, velocity vector and temperature contours are compared to decide the most suitable duct type for this rotary wheel. As a result of the analysis; since the pressure loss between inlet and outlet of the U-shaped channel is high, it is decided that the suitable type of channel for the rotary wheel is the flat-shaped duct. At the same time, experimental results confirm CFD results.

Keywords: CFD Analysis, evaporative cooling, indirect evaporative cooling, flowvision.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Enerji verimliliği ve verimli sistemlerin kullanımı enerji maliyetlerinin artması nedeniyle günümüzde önem kazanmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri, yaygın olarak kullanılan, diğer alternatif sistemlere göre enerji tüketimi daha fazla olan sistemlerdir. Enerji tüketimini azaltmak için birçok soğutma sistemi denenmekte ve uygulanmaktadır [1]. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri elektrik enerjisini kullanarak kompresörde soğutucu akışkan buharını sıkıştırmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde elektrik tüketimi iş akışkanının pompalanmasında kullanılmaktadır. Evaporatif soğutma sistemlerinde ise elektrik tüketimi hava hareketini sağlayan fan sisteminde ve sirkülasyon pompasında olmaktadır. Aynı soğutma kapasitesi için ele alınan bu üç alternatif soğutma sürecinde birim soğutma

için en fazla enerji tüketimi buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde olmaktadır.

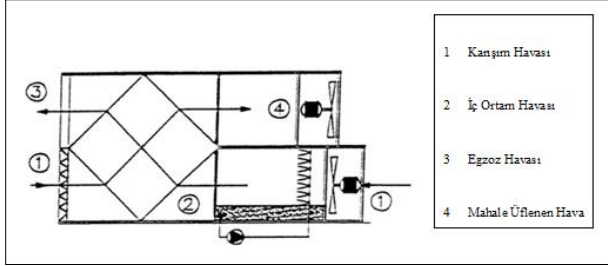
Evaporatif soğutma teorisinin en basit örneği doğrudan evaporatif soğutma sistemleridir. Sisteme giren hava, mahale gönderilecek olan üfleme havasını da temsil eder ve hava içerisinde suyun doğrudan buharlaştırılması vasıtasıyla soğutulur.

Serinletme etkinliği, bu sistemlerde önemli ölçüde ped malzemesine ve dolgu sıklığına bağlıdır. Pedler, içinden geçecek havanın mümkün olduğunca çok ıslak yüzeye temas etmesini sağlayacak şekilde tasarlanmalı ve bu şekilde kullanılmalıdır. Islak yüzeylerle havanın teması ne kadar fazla olursa daha fazla nem havaya transfer olacağından hava su buharı açısından doyma noktasına yakın bir değere ulaşır ve pedlerden dışarı çıkar [2].

Hijyen açısından evaporatif pedlerin verimli bir şekilde soğutma yapabilmeleri için sürekli nemli olmaları gerektiğinden dolayı belli periyotlarla değiştirilmesi

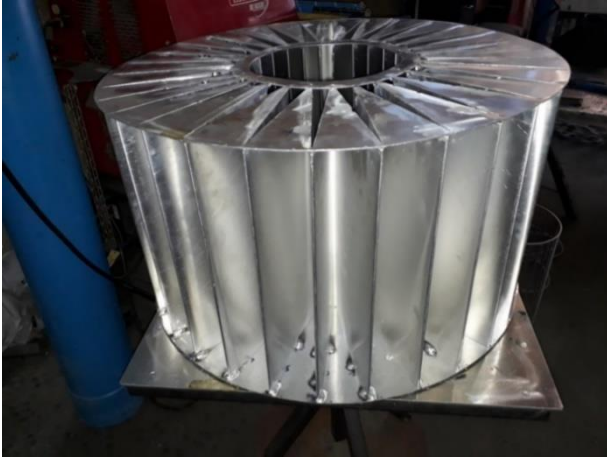
*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : senaarica@gmail.com

gereklidir. Doğrudan evaporatif soğutmanın yapıldığı kısımda tasarımı yapılan ve deneyleri gerçekleştirilecek olan sistemde evaporatif pedler kullanılmayacaktır. Suyun pulverize şekilde basınçlı bir şekilde püskürtülerek küçük damlacıklar haline ayrılması evaporatif pedler yerine orta basınçlı sisleme nozulları kullanılarak sağlanır ve bu sayede evaporatif pedlerin kullanılmasına gerek kalmaz. Diğer evaporatif soğutma sistemlerine göre bu sayede deneyleri gerçekleştirilecek olan sistem hem daha verimli hem de daha hijyenik olacaktır.



Şekil 2. Klasik dolaylı evaporatif soğutma sistemi [3]
(Classical indirect evaporative cooling system)

Şekil 2’de şeması görülen klasik bir dolaylı evaporatif sistemde (1) şartlarında nemlendiriciye giren hava (2) şartlarında eşanjöre girerek eşanjörü soğutmakta ve soğuyan eşanjör yardımıyla dolaylı yoldan ortamdaki havanın soğuması sağlanmaktadır.



Şekil 3. Dönel çark (Rotary wheel)

Sistem; Şekil 3’te görüldüğü şekliyle dolaylı evaporatif soğutma yapan bir çark ve çarka kanallar yardımıyla monte edilmiş bir eşanjörden oluşmaktadır. Sistemde fan yardımıyla dış ortamdan alınan hava bir miktar iç hava ile karıştırıldıktan sonra özgül bir tasarım olan dönel çarkın dış kanatlarına çarpar. İç ortamdan gelen hava ise çarkın içine girmeden önce sisleme nozulları ile nemlendirilerek ısı transferiyle çarkın dış kanatları üzerinde akan dış havanın soğumasını sağlar. Dış ortamdan alınan ve bir miktar iç hava ile karıştırılan taze hava dönen çarkta bir miktar soğuduktan sonra mahalın konforu için yeterli sıcaklık ve nem şartlarını sağlaması için bir hava- hava ısı eşanjöründe ikinci kez

nemlendirilen ve sıcaklığı düşürülen iç hava yardımıyla bir kez daha soğutulur ve iç ortama verilir. Bu sayede hem çarktan hem de eşanjörden elde edilen dolaylı evaporatif soğutma yardımıyla iç ortamın konfor koşullarında tutulması sağlanarak mahalın soğutma ve gerekli taze hava gereksinimi sağlanacaktır.

Dolaylı ısı değiştiricilerinin ısıl modellemesi 1980 ler’de Maclainecross ve Banks [4] tarafından başlatıldı ve bunu birçok benzer çalışmalar takip etti. Erens ve Dreyer [5], modellerini farklı akış yöntemleriyle (çapraz akış, ters akış vb.) denediler (Erens ve Dreyer, 1993). Zhao Li ve arkadaşları., [6] dolaylı ısı değiştiricinin ısıl performansını etkileyen fiziksel faktörleri (kanal uzunluğu, kanal yüksekliği ve hava debisi) test etmişlerdir.

Bolotin, Vager ve Vasiljev [7], çalışmalarında iki çapraz akışlı evaporatif soğutucu tipini (klasik ve rejeneratif) karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının ana hedefi bu iki tip evaporatif soğutucudan hangisinin daha verimli olduğunu hesaplamaktır. Matematiksel bir model geliştirip bunu deneysel sonuçlarla doğruladılar. Karşılaştırma iki temel çalışma koşulları için yapıldı. Bunlar; kuru ve nemli kanallardaki sabit ve değişken hava hızı (sıcaklık ve nem) ve sabit hava giriş hızında değişken hava hızıdır. Ek olarak; hassas ısı ve kütle transferi ϵ -NTU methodu kullanılarak istenen çalışma koşulları sağlanacak şekilde gerçekleştirildi.

Kim ve Jeong [8] çalışmalarında, %100 taze hava ile çalışan doğrudan/dolaylı evaporatif soğutma sisteminin enerji performansını değerlendirmişlerdir. Pilot bir kampüs binası seçilerek değişken hava hacmi sistemi esas alınarak, mevsim durumuna göre tek aşamalı ve iki aşamalı evaporatif soğutma durumları için ölçüm yapmışlardır. Doğrudan ve dolaylı evaporatif soğutucuların verimliliğini, ölçüm noktalarındaki hava sıcaklığını ve nemi ölçerek bulmuşlardır. Sonuç olarak iki aşamalı doğrudan/dolaylı evaporatif soğutucunun enerjiden %51 tasarruf sağladığını görmekte birlikte bu sistemin, sıcak ve nemli iklimde ise değişken hava hacimli sisteme göre % 36 daha fazla enerji harcayacağını belirtmişlerdir.

Montezari, Blocken ve Hensen çalışmalarında, delikli koni nozulu şeklindeki su spray sistemi yardımıyla çalışan evaporatif soğutma sisteminin Lagrangian-Eulerian (3 boyutlu RANS) yaklaşımı ile çözümünü sunmaktadır. Ölçüm, ağ hassasiyet analizi ve rüzgar tüneli ölçümlerine dayanır. Sonuçlar gerçek değerlere göre, sınırlamalara rağmen kuru termometre sıcaklığında % 10, ıslak termometre sıcaklığında % 5 ve özgül entalpi için % 7 sapma göstermektedir. Tüm bu özellikler için ortalama sapma değerini ise % 3’ten daha az olarak bulmuşlardır [9].

Gürel, Yıldız ve Deniz soğutma sisteminde adyabatik nemlendirme işlemini sağlayabilmek amacıyla kondenser üzerine 0.2, 0.3 ve 0.4 mm çapında nozullar yerleştirilerek yüksek basınçlı bir pompa (55-70 bar) ile suyun basınçlandırılması sağlanmıştır. Deneylerde kullanılan adyabatik nemlendirme sistemi, yüksek

basıncıta nozullardan 35 mikronun altında püskürtülen su zerrecikleri ile kondenser giriş havasını nemle doyumakta ve kondenser girişindeki havayı yağ termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır [10].

Ortam serinletme yöntemlerinden olan sisleme sistemi (misting system) suyu yüksek basınç altında mikron büyüklüğünde zerrelere parçalar ve uygulanan ortamda sis oluşturur. Sisleme olayı doğrudan evaporatif serinletme türü olup literatürde bu konu ile ilgili bazı çalışmalara rastlamak mümkündür [11].

2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL and METHOD)

Bu çalışmada dolaylı evaporatif soğutma amacıyla özgün olarak tasarımı ve imalatı yapılmış olan Şekil 2'deki dönel çarka uygun şekil ve ölçülerde kanal tasarımı yapılmaya çalışılmıştır. Dönel çark içi boş olarak alüminyumdan imal edilmiş olup; içinden geçen iç ortam havası ile dışından geçen taze hava arasında bir eşanjör görevi görerek iki havanın karışmadan aralarında ısı transferi gerçekleşmesini sağlamaktadır. Dönel çark için uygun kanalın belirlenebilmesi için FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı vasıtasıyla 2 ayrı kanal tipi (U şeklinde kanal ve düz kanal) olması durumu için kanal giriş ve çıkışındaki basınç kaybı, hız konturu, hız vektörü ve sıcaklık konturları karşılaştırılarak bu dönel çark için en uygun kanal tipine karar verilmeye çalışılmıştır.

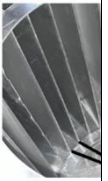
2.1. Ağ Yapısı Çalışması (Mesh Study)

Bu bölümde çarkın yerleştirileceği kanalın ayrı ayrı hem U şeklinde hem de düz şekilde imal edilmesi durumundaki basınç dağılımı ve hız dağılımı incelenmiştir.

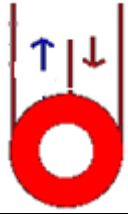
Çarkın dışında meydana gelecek olan doğrudan evaporatif soğutma için üfleyecek olan fanın debisini bulmak için çarkın dış yüzeyindeki iki kanatçığın arasında meydana gelen ikizkenar üçgenin alanı hesaplanmış, daha sonra hacim hesabı için kanatçığın yüksekliği ile çarpılmıştır. Kanal boyutları imalat sonrası ölçülerek çarkın dışında çarkla temas etmesi gereken yüzey alanı hesaplanarak fanın üfleme hızı gereken debi ve devir bulunmuştur.

Çizelge 1'de dönel çarkın ölçüleri, Çizelge 2'de ise kanala ait ölçüler verilmiştir.

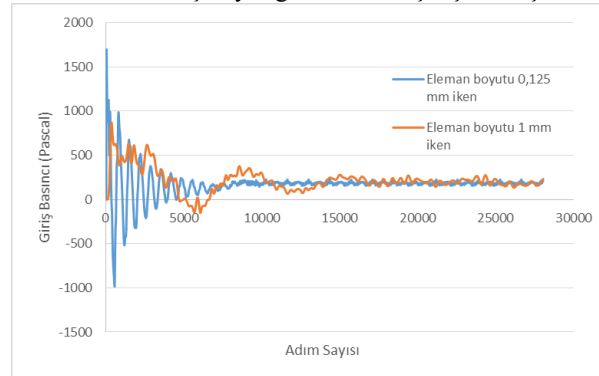
Çizelge 1. Dönel çarkın ölçüleri (Dimensions of the rotary wheel)

Açı	Yarıçap	En	İkizkenar Üçgenin Alanı	Hacim	Dönel Çarkın Tüm Hacmi
 21,14°	0,23 m	0,449 m	9,759 x 10 ⁻³ m ²	4,3818 x 10 ⁻³ m ³	0,1314 m ³

Çizelge 2. Kanala ait ölçüler (Dimensions of the channel)

En	Yükseklik	Alan	
0,505 m	0,30 m	0,1515 m ²	

Toplamda eleman boyutu sırasıyla 1 mm ve 0,125 mm alınarak toplamda 15 185 eleman ve 170 944 elemanla elde edilen basınç kaybı grafikleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 4. Giriş basıncı a) Eleman boyutu 0,125 mm olduğunda ve b) Eleman boyutu 1 mm olduğu durumdaki ağ yapısıyla elde edilen basınç eğrisi (Inlet pressure)

Şekil 4'te eleman boyutu 1 mm olduğunda ve toplamda 15 185 elemanla elde edilen homojen sayısal ağ yapısıyla elde edilen basınç kaybı eğrisi görülmektedir. Toplamda 15 185 eleman ve 170 944 elemanla yapılan analizler sonucunda elde edilen basınç eğrilerinin her ikisinde de yaklaşık 3 000 adımda 250 Pascala ulaşıldığı gözlemlenmiş olduğundan analizler eleman boyutu 1 mm alınarak yapılmıştır.

Analizlerde dönel çark bölgesinde homojen boyut (1mm) dağılımlı ve dönel çark haricinde azami 1,2 büyüme oranıyla ve azami 12 mm'ye kadar büyüyen sayısal ağ kullanılmıştır. Ek olarak Gap Model aktifleştirilmiş olup, bu sayede çarkın uçları ile duvarlar arasında kalan küçük bölgelerin sayısal ağ elemanları ile çözümlenmesine gerek kalmamıştır. Söz konusu Gap Model elemanları ile iki duvar arasında yalnızca bir sıra eleman kullanılmakta olup, analitik ve deneysel olarak geliştirilmiş ve etkin viskozite adı verilen bir algoritma ile Navier-Stokes denklemini kullanmaktadır. Sayısal ağ optimizasyonu kapsamında çark etrafında adaptasyon denenmiş olmakla beraber, harcanan hesaplama kaynağına göre adaptasyonun anlamlı faydası gözlemlenmemiştir.

2.2. Standart Gap Modeli (Standart Gap Model)

FlowVision içinde yer alan Standart Gap Modeli laminar Pousielle akışının bir boşluk içinde aktığını

varsaymaktadır. Hacmi Ω olan boşluk hücresi, genişliği δ olan dar bir kanal ve sınır alanı $2S$ olan kanaldır.

$$F = - \frac{12 \cdot \mu \cdot (V) \cdot S}{\delta \cdot \Omega} [Nm^{-3}] \quad (1)$$

$$\Omega = S \cdot \delta \text{ olduğundan;} \quad (2)$$

$$F = - \frac{12 \cdot \mu \cdot (V)}{\delta^2} \quad (3)$$

Darcy kanununa göre;

$$F = - \rho \cdot D \cdot V \quad (4)$$

$D = \frac{12 \cdot \mu}{\rho \cdot \delta^2} > 0$ iken boşluklara uygulanan viskoz kuvvetleri iptal edilir.

Hesaplama kaynaklarının sınırlılığı sebebiyle hassas duvar dibi yaklaşımı ($y^+ < 1$) kullanılmamış, duvar fonksiyonları vasıtasıyla duvar dibi çözümünün doğrudan türbülans katmanından başlatılmasına karar verilmiştir. Bu bağlamda, WFFV (FlowVision Duvar Fonksiyonları) tercih edilmiştir [12].

2.3. SST Türbülans Modeli (SST Turbulance Model)

Analizlerde türbülans modeli olarak SST türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model hem düşük hem de yüksek Reynolds sayılarında kullanılabilir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \rho P_k - \rho \beta^* k w (1 + \zeta (\max(M_{T_1}^2, M_{T_0}^2) - M_{T_0}^2)) \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} w) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \nabla w \right) + \rho \alpha S - F_4 \rho \beta w^2 + D_w \quad (6)$$

SST türbülans modelinde türbülans viskozite terimi μ_t , k ve w terimleriyle Eş 7 ile açıklanabilir.

$$\mu_t = \rho \frac{0,21 k}{\max[0,21w, F_2 F_3 S]} \quad (7)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2}} \quad (8)$$

$$\sigma_w = \frac{1}{F_1 \sigma_{w1} + (1 - F_1) \sigma_{w2}} \quad (9)$$

$$P_k = \min(v_t S, 10 \beta^* k w) \quad (10)$$

$$D_w = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{w2} \frac{1}{w} \nabla k \cdot \nabla w \quad (11)$$

$$\alpha = F_1 \cdot \frac{5}{9} + (1 - F_1) \cdot 0,44 \quad (12)$$

$$\beta = F_1 \cdot 0,075 + (1 - F_1) \cdot 0,0828 -$$

$$1,5 * \beta^* \cdot F(M_T) \quad (13)$$

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (14)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (15)$$

$$F_3 = 1 - \tanh \left[\left(\frac{150 \mu}{\rho y^2 w} \right)^4 \right] \quad (16)$$

$$F_4 = \frac{1}{1 + C_{rich} \sqrt{\frac{w}{S} \left(\frac{w}{S} - 1 \right)}} \quad (17)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* w y}, \frac{500 \theta}{y^2 w} \right), \frac{4 \sigma_{w,2} \rho k}{C D_{kw} y^2} \right] \quad (18)$$

$$\phi_2 = \left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* w y}, \frac{500 \theta}{y^2 w} \right) \right] \quad (19)$$

$$C D_{kw} = \max \left[2 \rho \sigma_{w,2} \frac{1}{w} \nabla k \cdot \nabla w, 10^{-10} \right] \quad (20)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (21)$$

$$W = \sum_{i,j} W_{ij} W_{ij} \quad (22)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (23)$$

$$M_T^2 = \frac{2k}{c^2} \quad (24)$$

SST türbülans modelinde kullanılan parametreler sırasıyla;

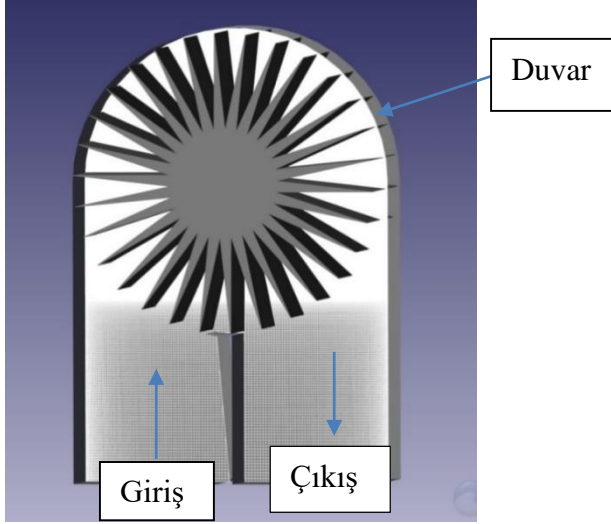
$$\sigma_{k,1} = 0,85, \sigma_{w,1} = 0,5, \sigma_{k,2} = 1, \sigma_{w,2} = 0,856, \beta^* = 0,09, C_{rich} = 0, M_{T0} = 0,25$$

2.4. Analizlerde Kullanılan Referans Değerler (Reference Values Used in Analysis)

Tüm analizlerde sıcaklık 273 K ve basınç 101 325 Pa olarak alınmıştır. Malzeme olarak FlowVision kütüphanesinden hava (ideal gaz) seçilmiştir. Akış Newtonian fluid, türbülans modeli olarak SST modeli kullanılmıştır. 2 boyutlu benzetim yapılmıştır.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) ANALİZİ SONUÇLARI (CFD ANALYSIS RESULTS)

3.1. 5 Derece Yönlendiricili U Kanalda HAD Analizi Sonuçları (CFD Analysis Results for 5 Degree Router at U Channel)



Şekil 5. U kanal üzerinde sınır koşullarının gösterimi (Boundary conditions on U channel)

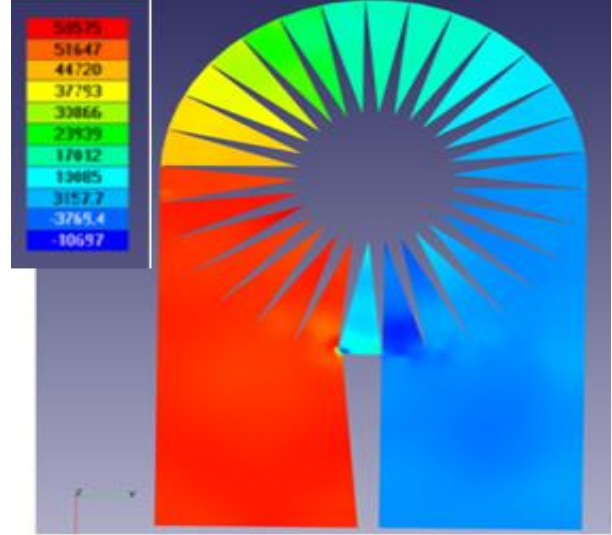
Şekil 5'te havanın kanala giriş ve çıkış yerleri görülmekte olup, dönel çark duvar sınır şartıyla tanımlanmıştır. HAD analizinde çözüm yapılırken U kanalda havanın giriş kısmına 5 derece açılı bir yönlendirici konulmuştur. Yönlendiricinin konulma amacı; havanın çark ile kanal arasındaki boşluktan ters yöne sapmasını engelleyerek dönel çarkın tamamını dolaşmasını sağlamaktır.

3.1.1. Sınır koşulları (Boundary Conditions)

Giriş şartları olarak Inlet/outlet sınır koşulu kullanılarak, *sıcaklık* 30°C, *hız* 10 m/s'ye karşılık gelecek *kütlesel debi*, *türbülans yoğunluğu* 0,01, *türbülans uzaklık ölçeği* ise 0,001 alınmıştır. *Çıkış şartları* olarak Free outlet sınır koşulu kullanılarak, *basınç değeri* açık havaya açıldığı için 0 Pa olarak tanımlanmıştır. *Çark duvar sınır koşulu* ile tanımlanmıştır. Hareketli obje olarak FlowVision içerisine aktarılan çark üzerinde 200 devir/dak sabit hız tanımlanmıştır. *Alt ve üst yüzeyler* duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.

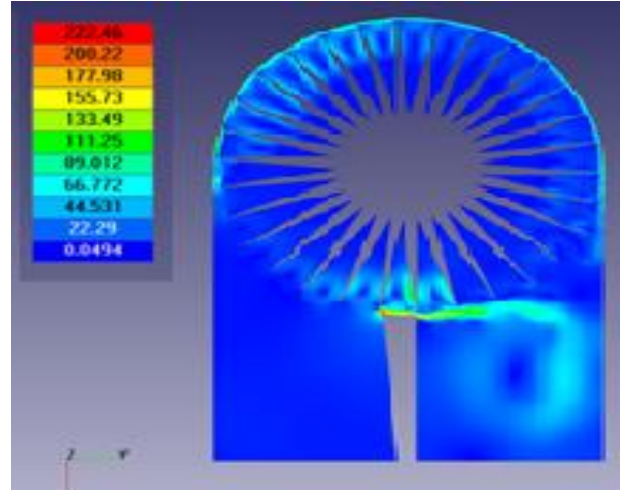
3.1.2. Ağ yapısı çalışması (Mesh study)

Eleman sayısı toplamda 108 261 olup, homojen ağ yapısı kullanılmıştır. Eleman boyutu 1 mm olarak tanımlanmıştır.



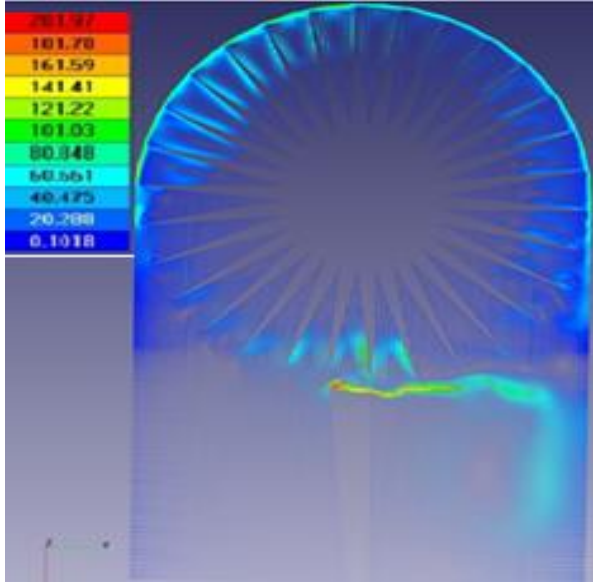
Şekil 6. Basınç konturu (Pressure contours)

Şekil 6'da U kanaldaki basınç konturları görülmekte olup kanaldaki basınç kaybının 43 000 Pascal civarında olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 7. Hız konturu (Velocity contours)

Şekil 7'de U kanaldaki hız konturları görülmekte olup, havanın büyük bir kısmının çıkıştaki kanaldan kaçtığı gözlemlenmekte ve hızın 222 m/s'ye çıktığı görülmektedir.

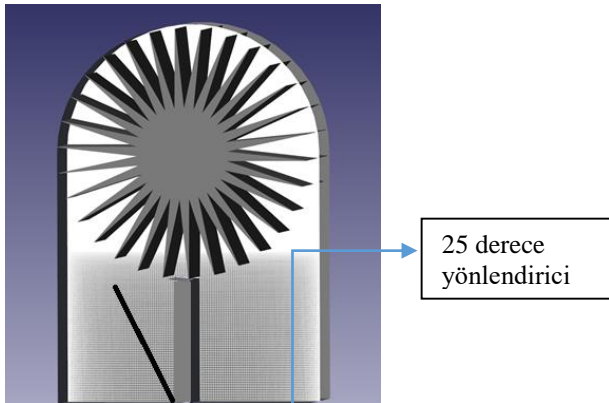


Şekil 8. Hız vektörleri (Velocity vectors)

U kanalda her ne kadar yönlendirici konulmuş olsa da Şekil 7 ve Şekil 8'den net bir şekilde görülebildiği gibi giriş havasının çoğu yönlendiricinin konulduğu kısma doğru değil kanalın çıkış kısmına doğru kaçma eğilimi gösterdiğinden dolayı çark dönmemektedir ve basınç kaybı sürekli artmaktadır. Bu yüzden U kanal çarkın dönmesi ve dönerken basınç kaybının az olması açısından doğru bir kanal seçimi değildir.

Giriş basıncı yaklaşık olarak 58 000 Pa civarına çıkmış ve artmaya devam etmektedir. Bu sebeple analiz durdurulmuştur. Çözüm hacminde hız değerleri 230 m/s civarına çıkmıştır. Bunun sebebi çarkın alt kısmından çok küçük boşluklardan akışın geçmek istemesidir. Yönlendiricinin akışı yönlendirmesi yetersiz olduğu için hız ve basınç değerleri bu civarlara çıkmıştır. Analiz toplamda 0,045 saniye çalışmıştır.

3.2. 25 Derece Yönlendiricili U Kanalda HAD Analizi Sonuçları (CFD Analysis Results for 25 Degree Router at U Channel)



Şekil 9. 25 derece yönlendiricili çözüm alanı (Mesh size with 25 degree angel router)

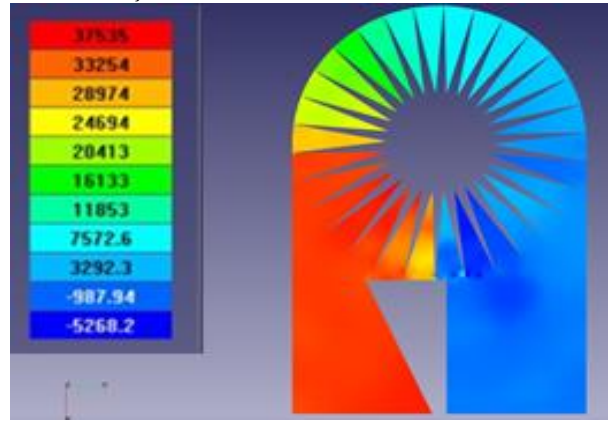
Şekil 9'da 25 derece yönlendiricili U kanaldaki çözüm alanı görülmektedir. Kanala girişte 25 derece civarında yönlendirici konulma sebebi, kanala giren havanın kanal ile çark arasındaki boşluktan dolayı diğer tarafa kaçmasının önlenerek doğrudan çarka yönlendirilmesinin sağlanmasıdır.

3.2.1. Sınır koşulları (Boundary conditions)

Giriş Şartları olarak Inlet/outlet sınır koşulu kullanılarak, sıcaklık 30 °C, hız 10 m/s'ye karşılık gelecek kütleli debi, türbülans yoğunluğu 0,01, türbülans uzaklık ölçeği ise 0,001 alınmıştır. Çıkış Şartları olarak Free outlet sınır koşulu kullanılarak, basınç değeri açık havaya açıldığı için 0 Pa olarak tanımlanmıştır. Çark duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır. Hareketli obje olarak FlowVision içerisine aktarılan çark üzerinde 200 devir/dak sabit hız tanımlanmıştır. Alt ve üst yüzeyler duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.

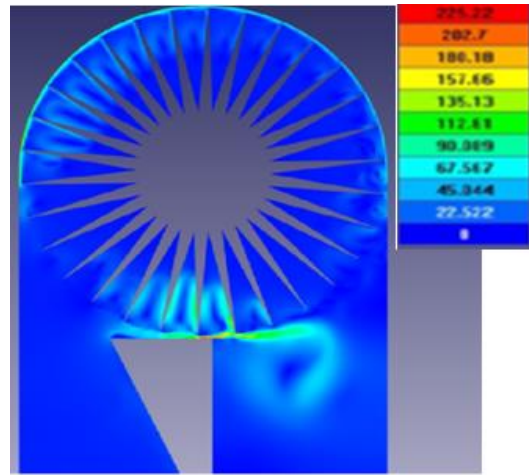
3.2.2. Ağ yapısı çalışması (Mesh study)

Eleman sayısı toplamda 192 179 olup, homojen ağ yapısı kullanılmıştır. Eleman boyutu 1 mm olarak tanımlanmıştır.



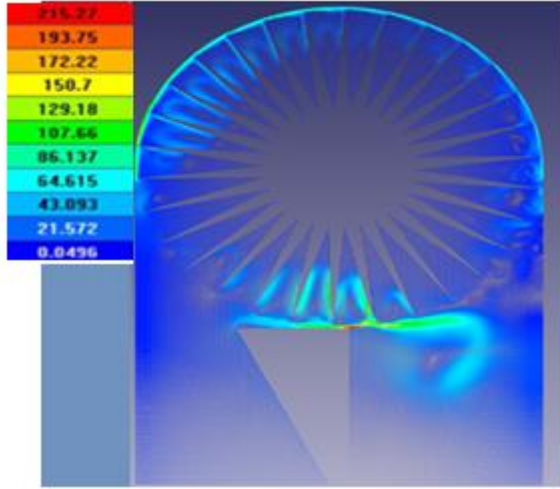
Şekil 10. Basınç konturu (Pressure contour)

Şekil 10'da U kanaldaki basınç konturları görülmekte olup kanaldaki basınç kaybının 30 000 Pascal civarında olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 11. Hız konturu (Velocity contour)

Şekil 11’de U kanaldaki hız konturları görülmekte olup, havanın büyük bir kısmının çıkıştaki kanaldan kaçtığı gözlemlenmekte ve hızın 225 m/s’ye çıktığı görülmektedir.



Şekil 12. Hız vektörleri (Velocity vectors)

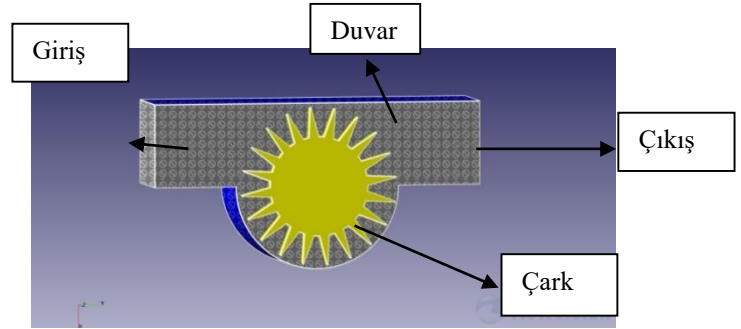
U kanalda her ne kadar yönlendirici konulmuş olsa da Şekil 11 ve Şekil 12’den net bir şekilde görülebildiği gibi giriş havasının çoğu yönlendiricinin konulduğu kısma doğru değil kanalın çıkış kısmına doğru kaçma eğilimi gösterdiğinden dolayı çark dönmemektedir ve basınç kaybı sürekli artmaktadır. Bu yüzden U kanal çarkın dönmesi ve dönerken basınç kaybının az olması açısından doğru bir kanal seçimi değildir.

Yönlendirici olmasına rağmen akış girişten itibaren 5 mm boşluktan (çarkın alt kısmından) geçmeye çalışmakta ve bu sebepten (kütle korunumu) akış hızı ve buna bağlı olarak giriş basıncı çok yüksek çıkmaktadır. Giriş basıncı yaklaşık olarak 35 000 Pa civarında olup artmaya devam ettiğinden dolayı analiz bitirilmiştir. Analiz 0,024 saniye çalışmıştır.

3.3. Üstten 5 cm Birakılmış Düz Kanalda HAD Analizi Sonuçları (CFD Analysis Results for 5 cm Gapped Straight Channel)

3.3.1. Sınır koşulları (Boundary conditions)

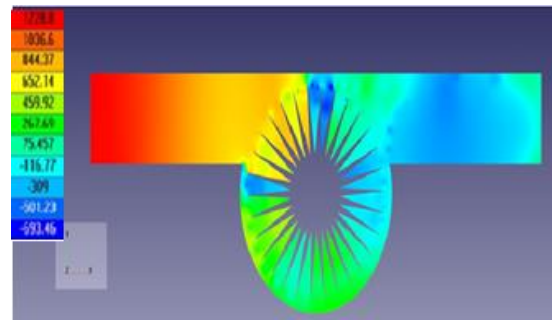
Giriş şartları olarak Inlet/outlet sınır koşulu kullanılarak, *sıcaklık* 30°, *hız* 10 m/s’ye karşılık gelecek *kütlesel debi*, *türbülans yoğunluğu* 0,01, *türbülans uzaklık ölçeği* ise 0,001 alınmıştır. *Çıkış şartları* olarak Free outlet sınır koşulu kullanılarak, *basınç değeri* açık havaya açıldığı için 0 Pa olarak tanımlanmıştır. *Çark* duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır. Hareketli obje olarak FlowVision içerisine aktarılan çark üzerinde 200 dev/dak sabit hız tanımlanmıştır. *Alt ve üst yüzeyler* duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.



Şekil 13. Sınır koşullarının gösterimi (Boundary conditions)

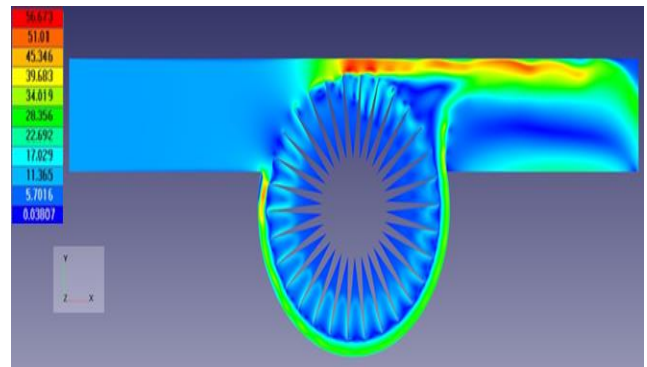
3.3.2. Sayısal ağ (Mesh study)

Eleman sayısı toplamda 328 071 olup, homojen ağ yapısı kullanılmıştır. Eleman boyutu 0,0008 metre olarak tanımlanmıştır.



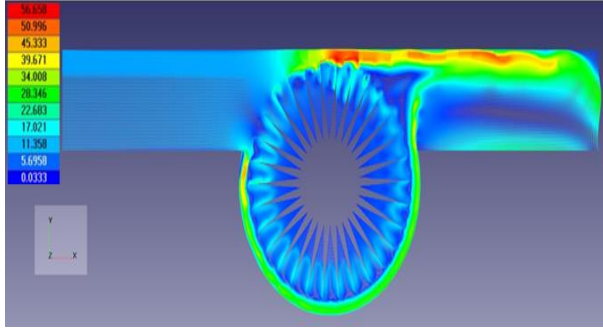
Şekil 14. Basınç konturu (Pressure contour)

Şekil 14’te dönel çarktaki basınç konturları görülmekte olup çark giriş ve çıkışı arasındaki toplam basınç kaybı 1 000 Pascal civarındadır.



Şekil 15. Hız konturu (Velocity contour)

Şekil 15’te hız konturları görülmektedir. Çözüm hacminin tasarımından ve boyutlarından kaynaklı hız değerleri yüksek çıkmaktadır. Çarkın üst kısmındaki boşlukta hız değerleri maksimum olmaktadır. Bunun nedeni de akışın geçtiği çapta daralma olduğu için hız değerleri artmaktadır. Hız dağılımı hız izi çıkış kısmında da devam etmektedir.



Şekil 16. Hız vektörleri (Velocity vectors)

Şekil 16'da hız vektörleri görülmektedir. Şekil 16'daki hız vektörlerinin Şekil 15'teki hız konturunu desteklediği görülmektedir.

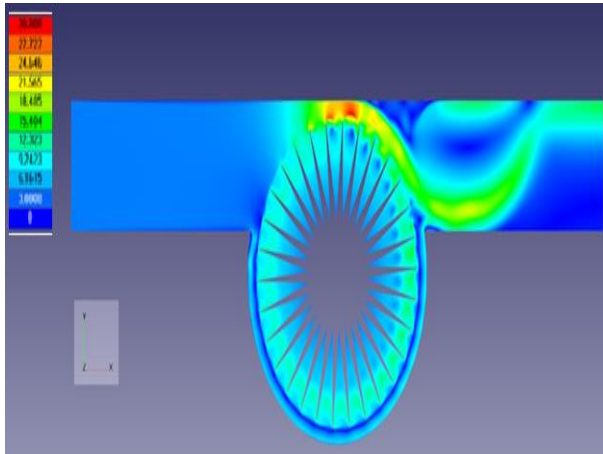
3.4. Üstten 3 cm Boşluk Bırakılmış Olan Düz Kanalda HAD Analiz Sonuçları (CFD Analysis Results for 3 cm Gapped Straight Channel)

3.4.1. Sınır koşulları (Boundary conditions)

Giriş şartları olarak Inlet/outlet sınır koşulu kullanılarak, *sıcaklık* 30°, *hız* 4 m/s'ye karşılık gelecek *kütlesel debi*, *türbülans yoğunluğu* 0,01, *türbülans uzaklık ölçeği* ise 0,001 alınmıştır. *Çıkış şartları* olarak Free outlet sınır koşulu kullanılarak, *basınç değeri* açık havaya açıldığı için 0 Pa olarak tanımlanmıştır. *Çark duvar sınır koşulu* ile tanımlanmıştır. Hareketli obje olarak FlowVision içerisine aktarılan çark üzerinde 277 devir/dak sabit hız tanımlanmıştır. *Alt ve üst yüzeyler* duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.

3.4.2. Sayısal ağ çalışması (Mesh study)

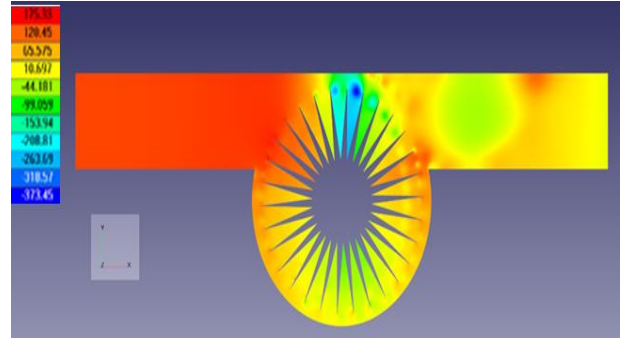
Eleman sayısı toplamda 328 042 olup, homojen mesh kullanılmıştır. Eleman boyutu 0,0008 metre olarak tanımlanmıştır. Analiz 0,71 saniye çalışmıştır.



Şekil 17. Hız konturu (Velocity contour)

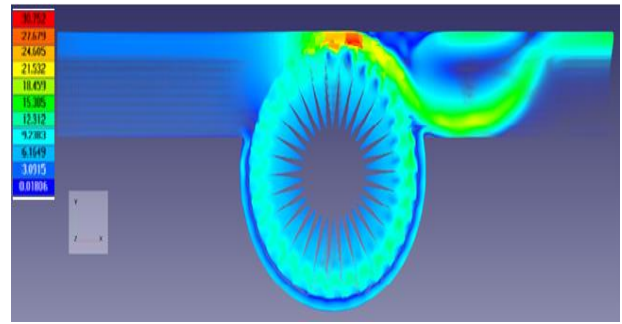
Şekil 17'da hız konturları görülmektedir. Hız değerleri Şekil 16'deki hız değerleriyle karşılaştırıldığında, hız değerlerinin normale yaklaşarak azaldığı gözlemlenmiştir. Çarkın üst kısmındaki boşlukta hız değerleri maksimum olmaktadır. Bunun nedeni de akışın geçtiği çapta daralma olduğu için hız değerleri

artmaktadır. Hız dağılımı hız izi çıkış kısmında da devam etmektedir.



Şekil 18. Basınç konturu (Pressure contour)

Şekil 18'de dönel çarktaki basınç konturları görülmekte olup çark girişi ve çıkışı arasındaki toplam basınç kaybı 250 Pascal civarındadır.



Şekil 19. Hız vektörleri (Velocity vectors)

Şekil 19'da hız vektörleri görülmekte olup, hız vektörlerinin Şekil 17'deki hız konturunu destekler nitelikte olduğu gözlemlenmiştir.

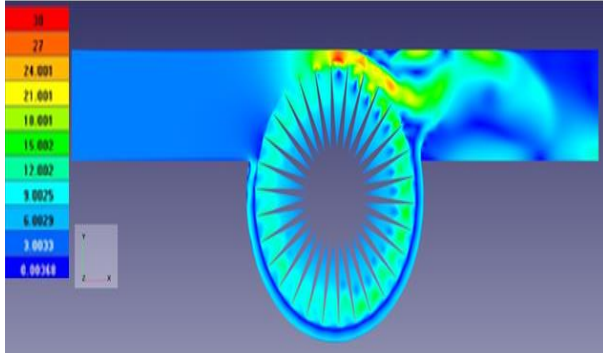
3.5. Üstten 1 cm Boşluk Bırakılmış Olan Düz Kanal (CFD Analysis Results for 1 cm Gapped Straight Channel)

3.5.1. Sınır koşulları (Boundary conditions)

Giriş şartları olarak Inlet/outlet sınır koşulu kullanılarak, *sıcaklık* 30 °C, *hız* 4 m/s'ye karşılık gelecek *kütlesel debi*, *türbülans yoğunluğu* 0,01, *türbülans uzaklık ölçeği* ise 0,001 alınmıştır. *Çıkış şartları* olarak Free outlet sınır koşulu kullanılarak, *basınç değeri* açık havaya açıldığı için 0 Pa olarak tanımlanmıştır. *Çark duvar sınır koşulu* ile tanımlanmıştır. Hareketli obje olarak FlowVision içerisine aktarılan çark üzerinde 277 devir/dak sabit hız tanımlanmıştır. *Alt ve üst yüzeyler* duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.

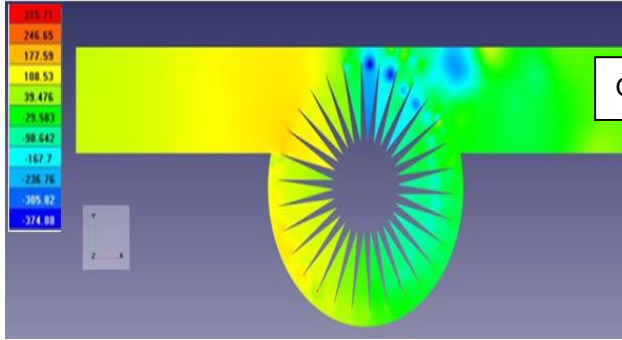
3.5.2. Sayısal ağ (Mesh study)

Eleman sayısı toplamda 328 046 olup, homojen mesh kullanılmıştır. Eleman boyutu 0,0008 metre olarak tanımlanmıştır. Analiz 0,200475 saniye çalışmıştır.



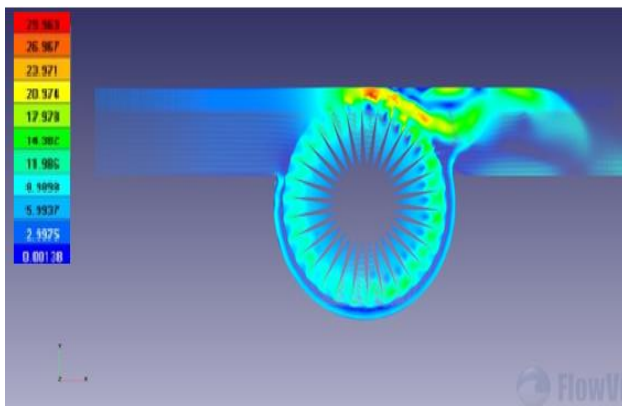
Şekil 20. Hız konturu (Velocity contour)

Şekil 20’de hız konturları görülmektedir. Hız değerleri Şekil 19’daki hız değerleriyle karşılaştırıldığında, hız değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Çarkın üst kısmındaki boşlukta hız değerleri maksimum olmaktadır. Bunun nedeni de akışın geçtiği çapta daralma olduğu için hız değerleri artmaktadır. Hız dağılımı hız izi çıkış kısmında da devam etmektedir.



Şekil 21. Basınç konturu (Pressure contour)

Şekil 21’de dönel çarktaki basınç konturları görülmekte olup çark girişi ve çıkışı arasındaki toplam basınç kaybı 250 Pascal civarındadır.



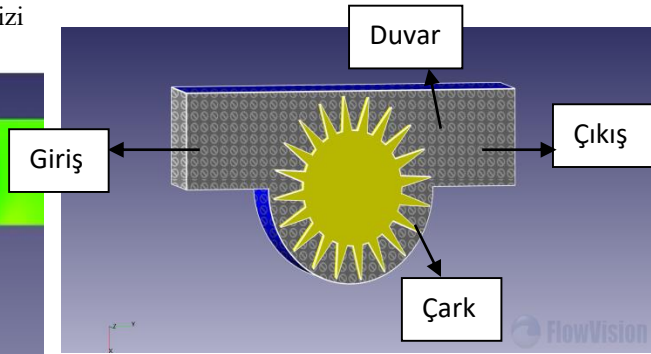
Şekil 22. Hız vektörleri (Velocity vectors)

Şekil 22’de hız vektörleri görülmekte olup, hız vektörlerinin Şekil 20’deki hız konturunu destekler nitelikte olduğu gözlemlenmiştir.

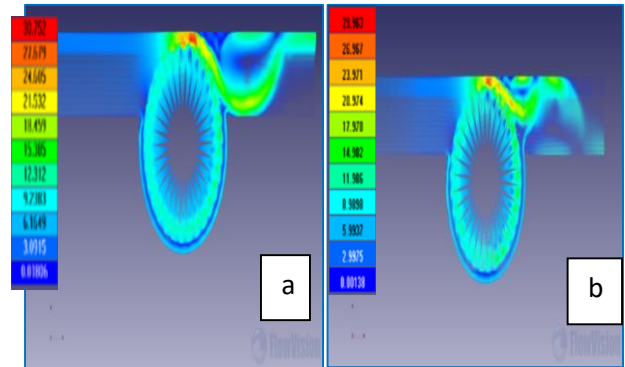
Analiz değerlendirildiğinde toplam basınç kaybının 180 Pascal civarında olduğu gözlemlenmekte olup bu analizde çarkı dolaşarak çıkan akışın çıkış kısmında girdapların azalmaya başladığı görülmekte olup üstten 3 cm boşluk bırakılmış olan analize göre hızda gözle görülür bir artış olmamakla birlikte havanın çark ile daha fazla temas ettiği gözlemlenmiştir. Girdapların giderilebilmesi için ya çarkın çıkışına laminarleştirici konulmalı ya da çarkın konulduğu gövde uzunluğu artırılmalıdır.

3.6. HAD Karşılaştırmaları (CFD Comparisons)

Bu bölümde gövde uzunluğu 240 cm, üfleme hızı 4 m/s ve kanatçık sayısı 30 iken kanal ile çark arasında 3 cm ve 1 cm boşluk varken ve dönel çarkın 277 dev/dak ile dönmesi durumunda üstten kanal ile çark arasında sırasıyla 3 cm ve 1 cm boşluk bırakılması durumu için hız vektörleri ve basınç konturları arasında karşılaştırma yapılmıştır.

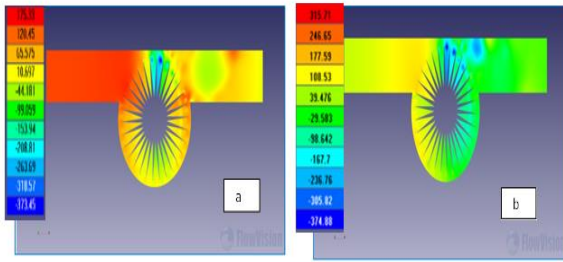


Şekil 23. Sınır koşullarının gösterimi (Boundary conditions)



Şekil 24. Hız vektörleri a) Kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken b) Kanal ile çark arasında 1 cm boşluk varken (Velocity vectors)

Şekil 24 a)’da kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken elde edilen hız vektörleri görülürken, b) de ise kanal ile çark arasında 1 cm boşluk varken elde edilen hız vektörleri görülmektedir. Kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken maksimum hız 30 m/s’ye ulaşırken, aradaki boşluk 1 cm olduğunda ise hız maksimum 29 Pascal civarındadır.



Şekil 25. Basınç konturları a) Kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken b) Kanal ile çark arasında 1 cm boşluk varken (Pressure contours)

Şekil 25 a)'da kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken elde edilen basınç kaybı görülürken, b) de ise kanal ile çark arasında 1 cm boşluk varken elde edilen basınç kaybı görülmektedir. Kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken elde edilen basınç kaybı 130 Pascal civarında iken, aradaki boşluk 1 cm olduğunda ise basınç kaybı 207 Pascal civarındadır. Analizden elde edilen sonuçlara göre aradaki basınç kaybı farkı çok fazla değildir. Dolayısıyla maksimum verim elde edebilmek adına çark ile kanal arasındaki boşluk 1 cm olarak alınmıştır.

Sadece dönel çarkın dönmesi ve fanın çalıştırılmasıyla elde edilen deney sonuçları Çizelge 3'te verilmiş olup, çark girişi ile çıkışı arasındaki basınç kaybının HAD analizine göre farklılık gösterme nedeni, deneysel sonuçların sadece dönel çarkın dönmesi ve fanın çalıştırılmasıyla elde edilen sonuçlar olmasından ve HAD sonuçlarının kanalların etkisini de içermesinden kaynaklanmaktadır.

Çizelge 3. Deneysel sonuçlara göre kanal ile dönel çark arasındaki boşluğa göre elde edilen basınç kaybı ve debi tablosu (Pressure loss and mass flow rate according to experimental results)

	3 cm	1 cm
Çark Girişi ile Çıkışı Arasındaki Basınç Kaybı	45 Pascal	75 Pascal
Fan Hızı	4 m/s	4 m/s
Kanal Çıkışında Üfleme Debisi	1 191 m ³ /h	1 028 m ³ /h
Devir	260 dev/dak	277 dev/dak
Çarkın İçinden Geçen Hava Debisi	43 m ³ /h	81 m ³ /h

Çizelge 3'ten görüldüğü üzere dönel çark ile kanal arasında 1 cm'den fazla boşluk bırakmak basınç kaybında fazla bir değişiklik yaratmadığı için ısı transferinde verimliliği arttırmak için çark ile kanal arasındaki boşluk minimum olacak şekilde 1 cm'e ayarlanmıştır.

4. SONUÇLAR (RESULTS)

Dönel çark için uygun kanalın belirlenebilmesi için FlowVision hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı vasıtasıyla 2 ayrı kanal tipi (U şeklinde kanal ve düz kanal) olması durumu için kanal giriş ve çıkışındaki basınç kaybı, hız konturu, hız vektörü ve sıcaklık konturları karşılaştırılarak bu dönel çark için en uygun kanal tipine karar verilmeye çalışılmıştır. Analiz sonucunda; U şeklindeki kanalın giriş ve çıkışındaki basınç kaybı çok olduğundan dolayı dönel çark için uygun kanal tipinin düz şeklindeki kanal olduğuna karar verilmiştir.

Düz kanalla yapılan analiz sonucunda ise; kanal ile çark arasında 3 cm boşluk varken elde edilen basınç kaybı 130 Pascal civarında iken, aradaki boşluk 1 cm olduğunda ise basınç kaybı 207 Pascal civarındadır. Elde edilen sonuçlara göre aradaki basınç kaybı farkı çok fazla değildir. Dolayısıyla maksimum verim elde edebilmek adına çark ile kanal arasındaki boşluk 1 cm olarak alınmıştır. Nitekim deneysel sonuçlarda HAD analizini desteklemekte olup, kanal ile çark arasındaki boşluğun 1 cm olması ile 3 cm olması arasında fazla fark bulunmamaktadır.

SEMBOLLER ve KISALTMALAR (SYMBOLS AND ABBREVIATIONS)

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
μ_t	Türbülans viskozite terimi (m ² /s)
k	Türbülans viskozite terimin tanımlanmasına yardımcı parametre
w	Türbülans viskozite terimin tanımlanmasına yardımcı parametre
Ω	Boşluk hücresi (m ³)
δ	Genişlik (m)
S	Alan (m ²)

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Sena Özlem ARICA: FlowVision akış analiz programında analizleri gerçekleştirmiş ve sonuçları analiz etmiştir. Makalenin yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

İlhami HORUZ: HAD analiz sonuçlarına yorum yaparak çalışmaya yön vermiştir.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Florides, G.A., Tassou, S.A., Kalogirou, S.A. and Wrobel, L.C. 'Review of solar and low energy cooling technologies for buildings', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6, 557-572, (2002).
- [2] Bedir O, T. 'Ev Tipi Evaporatif Soğutucu Performans Karakteristiklerinin İncelenmesi', *Yüksek Lisans Tezi*, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2016).
- [3] Bilge D. ve Bilge M. 'İndirek/Direk evaporatif soğutma sistemleri kombinasyonu', *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 197-204, (1999).
- [4] Maclainecross, I. L. and P. J. Banks . 'A General-Theory of wet surface heat- exchangers and its application to regenerative evaporative cooling', *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, 103(3), 579-585, (1981).
- [5] Erens, P. J. and A. A. Dreyer. 'Modeling of indirect evaporative air coolers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(1), 17-26, (1993).
- [6] Zhao, X., J. M. Li and et al. 'Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling', *Applied Thermal Engineering* 28(14-15), 1942-1951, (2008).
- [7] Bolotin S., Vager B. and Vasilijev V. 'Comparative analysis of the cross-flow indirect evaporative air coolers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88224, 235, (2015).
- [8] Kim M-H. ve Jeong J-W. 'Cooling Performance of a %100 outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers', *Energy*, 52, 245-257, (2013).
- [9] Montezari H., Blocken B. ve Hensen J.L.M. 'Evaporative Cooling By Water Spray Systems: CFD Simulation', *Experimental Validation and Sensitivity Analysis. Building and Environment*, 83, 129-141, (2015).
- [10] Gürel A., E., Yıldız A. ve Deniz E., 'Adyabatik Soğutma Sistemlerinde Nozul Yapısının Soğutma Performansına Etkilerinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi', *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part: C, Tasarım ve Teknoloji*, 4(3), 85, (2016).
- [11] Esen H., 'Fotovoltaik Paneller Kullanılarak Sisleme Sistemi ile Dış Ortamların Soğutulmasının Araştırılması', *Politeknik Dergisi*, 20(2), 341-349, (2017).
- [12] İnternet: FlowVision Help URL: https://flowvisioncfd.com/webhelp/fven_31102/index.html?models_turb_wf_flowvision.htm, Son Erişim Tarihi: (2019)
- [13] Arıca, S. Ö. 'Bir Dolaylı Evaporatif Soğutma Sisteminin Geliştirilmesi ve Analizi', *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2019).
- [14] Solidworks, (2017).