

Bir Endüstriyel Fan Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Analizi

Ömer Korcan ATEŞ*, Ramazan SELVER

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 32260, ISPARTA,

Geliş / Received:03/09/2019, Kabul / Accepted: 18/03/2020

Öz

Bu çalışmanın amacı, fan tasarımlarında HAD ile doğru analiz parametrelerinin belirlenmesidir. Bunun için, farklı analitik yöntemlerden deney sonuçlarına en yakını bulunarak bir metodoloji seçilmiş ve uygulanmıştır. Bu metodoloji ile, daha önce test edilen bir fanın aynı girdi verileri kullanılarak tasarlanan fan, hem geometrisi hem de performans sonuçları bu test edilmiş fan ile karşılaştırılmıştır.

Daha sonra, önceden test edilmiş fan üzerinde HAD (Hesaplamalı Akışkan Dinamiği,) analizi yapılmıştır. Farklı ağ yapılarında zamandan bağımsız çözdürülen analiz sonuçları tablolar halinde sunulmuş, en uygun ve en az kaynak tüketen minimum ağ sayısı tespit edilmiştir. Nümerik analiz sonucu çıkan sonuçlar, test edilmiş fanın deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve düşük bir hata yüzdesi ile tutturulmuştur. Bu da bize, aynı analiz ayarlarında bu sefer yeni tasarlanan fan geometrisine uygulanan HAD yönteminin kabul edilebilir sonuçlar vereceğini kanıtlamıştır. Sonrasında analitik hesaplardan çıkan çizim değerlerine göre modellenen yeni tasarlanan fan aynı ayarlar ile analiz edilmiş ve tasarım esnasındaki kabuller, bu HAD analizinin sonuçlarına göre revize edilerek deneysel katsayı değerleri olan bir K' faktörü bulunmuştur.

Son olarak bu ulaşılan katsayılarla göre yenilenen fan, tekrar aynı nümerik hesaplama işlemlerinden geçirilerek yeni sonuçlar çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan fanımızın birçok bölgesindeki veriler alınarak analitik hesaplarla karşılaştırılmış ve kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Endüstriyel Santrifüj Fan, Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (HAD), Tasarım, Solidworks, Ansys CFX

Design and Computable Fluid Dynamics Analysis of an Industrial Fan

Abstract

The aim of this thesis is to define the parameters of CFD analysis in a centrifugal fan design. For this purpose a centrifugal fan is designed by a methodology. This methodology was selected and applied from different analytical methods, which was the closest to the experimental results. At the end, both the geometry and performance results of a previously tested fan and designed fan which is designed by using the same input data of this previously tested fan.

Then, the CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis for the pre-tested fan was performed. The results obtained from the numerical analysis were compared with the experimental results. Then, the newly designed fan modeled according to the drawing values obtained from the analytical calculations was analyzed with the same settings and the assumptions during the design were revised according to the results of this CFD analysis and an experimental coefficient value, named K', was found.

Finally, the fan which was renewed according to these coefficients was subjected to the same numerical calculations again and new results were obtained. These results from numerical analysis were taken and compared with analytical calculations and found they were within acceptable limits.

Keywords: Industrial Centrifugal Fan, Computable Fluid Dynamics (CFD), Ansys CFX, Design.

1. Giriş

Kovatz ve Desmur (Kovatz ve Desmur, 1958) kanallardaki sürtünme kayıplarının viskozitenin bir fonksiyonu olduğunu ve bunun da Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğunu açıklamıştır. Akışkan türbülanslı bir yapıya ulaştığında duvar pürüzlülüğün de kayıplar arasına alınması gerektiğini söylemiştir. Ayrıca çark ve salyangoz arasında dönen akışkan disk sürtünmesinden ve türbülansdan dolayı normal kanal sürtünme kayıplarından yaklaşık %50 daha fazla sürtünme kaybına maruz kalmaktadır. Salyangozdaki diğer kayıplar da yüzey pürüzlülüğü ve akışkanın duvarlarına yaklaşımından kaynaklandığını ve bununda salyangozun verimini belirlediğini ortaya koymuştur.

Stodola (Stodola, 1945) çarkın dönüşünün kanatlar arasındaki akışa etkisi olan kayma etkisini (slip factor) tanımlayıcı ilk yöntemi geliştirmiştir. Kanat sayıları ile kayma etkisi arasındaki ilişkiyi ortaya koymuştur. Yaptığı deneylerle bulduğu sonuçları doğrulayabilmiştir. Kayma etkisi ile ilgili diğer çalışmalar Balje (Balje, 1981), Stanitz (Vibhakar, 2012) ve Eck Bruno (Bruno, 1972) tarafından yapılmıştır. Tüm bu araştırmacılara göre kayma etkisinin kaynağı kanatlar arasındaki girdaplardır. Araştırmaları kayma etkisinin sadece kanat geometrisine bağlı olduğunu göstermiş ve belirli fan çeşitlerinde sabit olduğunu ortaya koymuştur.

A. J. Stepanoff (Stepanoff, 1957) hidrolik kayıpların tüm kayıplar içinde en çok paya sahip olduğunu söylemiştir. Hidrolik kayıpların yüzey sürtünmeleri ve

girdaplardan kaynaklandığını ve akışkandaki hız vektörü değişimlerinden dolayı yüzey ayrılmalarının da hidrolik kayıplara yol açtığını ortaya koymuştur. Hidrolik kayıplardan başka şok kayıplarının ve difüzör kayıplarının bu ikinci gruba girdiğini söylemiştir.

Austin H. Church (Church, 1947) pompalar ve körüklerin tasarım metodunu ilk derleyenlerden sayılabilir. Pompa veya fanlarda akışın Reynolds sayısının her zaman belli bir kritik rakamın üzerinde çıktığını yani akışın türbülanslı olduğunu; bu yüzden akış ciddi anlamda bir basınç kaybı yaşandığını söylemiştir. Tasarımına sıkıştırılabilirlik etkisini, basınç oranını ve enerji transferini de dahil etmiştir. Ayrıca fanın belli bölümlerinde sıcaklık ve basınç farklarından dolayı akışkanın yoğunluğunun değişkenliğini de hesaba katmıştır. Bu da hacimsel debi oranlarının sürekli değişmesine yol açtığını ileri sürmüştür. Akışkan geçişlerinin kesitleri belirlenirken bu hacimsel debi değişimi göz önüne alınmıştır. Toplam oluşturulan düşü formülünde çark içerisindeki türbülanslar ve sürtünmeden dolayı oluşan basınç kaybı için bir “toplam basınç katsayısı”, K' tanımlamış ve bunun deneylerle 0,5 ila 0,65 arasında çıktığını bulmuştur. Daha sonra Eck Bruno (Bruno, 1972) , ve Osborne (Osborne, 1977) gibi araştırmacılar Church'ün bu yöntemlerini geliştirici çalışmalar ortaya koymuşlardır.

D. J. Myles (Myles, 1969) kanat ve difüzördeki kayıpların akışkanın çıkış basınçlarına bağlı olduğunu vurgulamıştır. Bu kayıpları bir genişleme faktörüne

bağlamıştır. Düşük debili akışları ayrıca incelemiştir.

Eck Bruno (Bruno, 1972) çark sürtünmesi veya disk sürtünmesi kayıplarını ilk deneysel olarak inceleyen kişidir. Bu kayıpları, çark giriş kayıpları ve çark içindeki sürtünmeler olarak ikiye ayırarak kategorilendirmiştir. Çark içindeki sürtünmeler de akışta gecikme ve basınç kaybı olarak sonuçlandırmıştır. Kanat sayılarının enerji transferine etkisini açıklayan Bruno, optimum kanat sayısını veren bir formül de çıkartmıştır.

Balje (Balje, 1981), santrifüj fanlarda optimum verimin biraz geriye eğimli çarklarla elde edilebildiğini ispatlamıştır. Ayrıca kayma etkisi (slip factor) konusunda da literatüre girmiş önemli tespitleri ortaya koymuştur.

William C. Osborne (Osborne, 1977) fanın tasarım noktasındaki asıl performansının, ideal fan gücünden farklı olduğunu ve bunun Euler denklemleri ile hesaplanabileceğini söylemiştir. Bu farkın sebebi kanatların iç yüzeylerindeki girdaplardan kaynaklanmakta ve çarkın yaptığı işte kayıplara sebep olmaktadır. Bunun dışında iç kaçaklar, basınç kayıpları ve mekanik kayıplar da fanın yapacağı iş için gerekli gücü arttıran faktörler olduğunu ortaya koymuştur.

Banies ve Whitfield (Whitfield ve Banies, 1990) bir akışkan bölgesinin davranışını tahmin edebilmek için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini tüm akış ortamında kısmi diferansiyel denklemler oluşturmak gerektiğini belirtmişlerdir. Böylelikle turbo makinelerinin içerisindeki akışları nümerik olarak analiz etmişlerdir.

J. D. Denton (Denton, 1993) fan kaybı “Bir turbo makinenin verimini düşüren tüm akış olayları” olarak tanımlamıştır. Bunun yanında kayıpları “profil kaybı”, “ikincil kayıp” (duvar sonu kaybı) ve “sızıntı kayıpları” gibi bölümlere ayırmıştır.

P. J. Roache (Roache, 1997) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği belirsizliklerini ölçmüştür. Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (HAD) işlemini doğrulama, onaylama ve tasdik yöntemleri ile hata tespiti, tahmini ve yakınsama oranlarını ortaya koymuştur.

Frank P. Bleier (Bleier, 1998) hangi tasarım yöntemi kullanılırsa kullanılsın, gerçek fan eğrisi bilgilerine ulaşmak için standart testlerin uygulanması gerektiğini öne çıkarmıştır. İmalat sanayinde de birçok firma ile çalışan araştırmacı tasarlanan prototipin test sonuçları alındıktan sonra fan yasaları ile ihtiyaca göre dönüştürülüp bir ürün gamı oluşturmayı tavsiye etmiştir. Bu tez çalışmasında kullanılacak Chicago Blower firması ürünü olan fan da bu yöntemlerle oluşturulmuştur.

Hsin-Hua Tsuei, Kerry Oliphant ve David Japikse (Tsuei vd., 1999) turbo makineler için hızlı Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (HAD) modelleme yöntemlerini geliştirmişlerdir. Bu sayede mühendislere Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği (HAD) materyallerini daha verimli ve etkin kullanma fırsatı vermiş olmakla beraber günümüzdeki gelişmiş tasarım tekniklerinin önünü açmışlardır.

Vibhakar (Vibhakar, 2012) ise Church (Church, 1947), Eck Bruno (Bruno, 1972) ve

Osborne (Osborne, 1977) 'un fan tasarım yöntemlerini uygulayarak, araştırmacıların her bir tasarım adımlarını, bulunan değerlerle kıyaslamış, ayrıca hazırladığı prototipleri deneylerle test ederek, çıkan sonuçları yine her araştırmacının tasarım yöntemi ile karşılaştırmıştır. Bunlar arasında Church'ün yönteminin deney sonuçlarına en yakın olduğunu göstermiştir. Son olarak da HAD sonuçlarını kullanarak deneylerle görülemeyen verilere ulaşmıştır.

Yukarıdaki çalışmalar incelendikten sonra görülmüştür ki, verimli bir fan tasarımında kayma etkisi (slip factor), çark kayıpları, salyangoz kayıpları gibi kayıplar büyük önem taşımaktadır. Bunların hesaplanması ve tahmininde birçok araştırmacının ulaştığı sonuçlar ne yazık ki yeterli oranda birbirlerini ve deney sonuçlarını tutmamaktadır. Bu durum da bizi, tasarım yaptıktan sonra bir deney düzeneği ile test etmeye mecbur bırakmaktadır. Her tasarlanan fanın test edilerek revize edilmesi ise tahmin edileceği gibi altından kalkılmaz maliyetlerle karşılaşma sonucunu doğurmaktadır. Gelişen bilgisayar teknolojileri ve yazılımlar sayesinde HAD (Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği) yöntemi, neredeyse deney düzeneklerinin yerini almaya başlamış ve bu çalışmada da yalnızca deneyle tespit edilebilen ve çark kayıplarını temsil eden K' faktörü tespit edilebilmiştir. Bunların da ötesinde deney sırasında kullanılan ölçme aparatları ile ölçülemeyecek yerlerdeki değerlere de HAD ile ulaşılabilir. Bu makalede, uluslararası profesyonel bir firmanın ürettiği fan (CBC fanı) örnek seçilmiştir. Bu fanın tasarım değerleri (statik

basınç, debi, akışkan tipi ve sıcaklığı vb.) kullanılarak yeni bir fan tasarlanmış ve hem çark hem de gövde geometrileri karşılaştırılmıştır. Farkların çok az olması durumunda, sonraki fan hesaplarında bu tasarım yöntemi HAD sonucu K' faktörü tespit edilerek yüksek verimlilikle kullanılabilir.

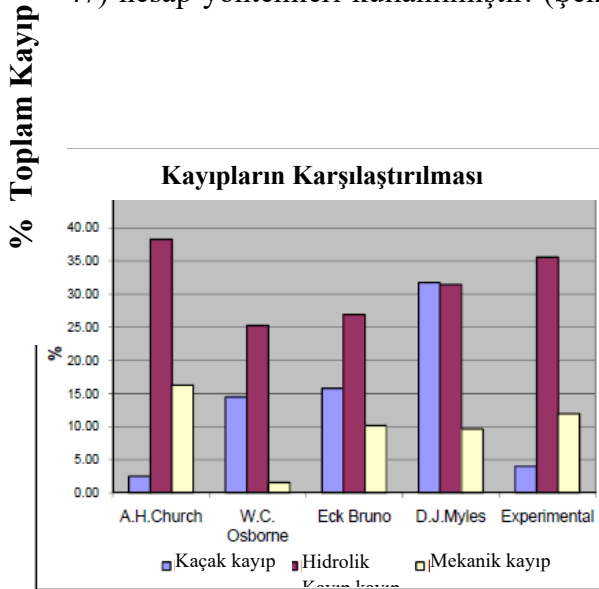
Tasarım girdileri olarak bu fanın (CBC fanı) seçilmesinin sebebi, bu fanın deney sonuçlarına göre karakteristik eğrisinin çıkarılmış olmasıdır. Yani tasarım girdilerinin sonuçları deneylerle sağlanmış olduğu için kendini kanıtlamış bir fanıdır. Bu fanın HAD sonucu ile Church'ün hesap yöntemi ile tasarlanan fanın HAD sonucu karşılaştırılıp tasarım güncellenerek ideal hesaplama yöntemine ulaşılmıştır.

Tasarlanan fanın her revizyonu sonucunda test etme zorunluluğu sorununu aşmak için HAD yöntemi kullanılarak, bunun sonuçlarının test edilmiş bir fanda sağlanması yapılmıştır. Zamandan bağımsız (steady state) olarak yapılan analizde sınır koşulları olarak girişte 5,24 kg/s kütleli debi, çıkışta atmosfer basıncı ve çark için de 2970 d/d lık bir dönüş girilmiş, geometriler 1.050.771 ağ eleman sayısı, 366.216 ağ düğüm sayısı ve ortalama 0,278 "skewness" değeri ile işlenmiş ve türbülans modeli olarak da k-omega/SST seçilerek test edilen fanın oluşturduğu statik basınç % 5 lik bir hata payı ile tutturulmuştur. Bu sayede kendini kanıtlayan HAD yöntemi ayarları ile yeni tasarladığımız fanın farklı parametrelerde nasıl sonuçlar verdiği incelenmiş, Church'ün analitik ve sayısal olarak çözmüş olduğu tüm parametreler kavramlar ve sayısal değerler, yapmış olduğumuz tasarım içerisine

konularak çözdürülmüştür. Sonuç olarak çıkan statik basınç değerlerine göre tasarım yöntemindeki çarkın dönmesinden dolayı oluşan kayma etkisini (slip factor) temsil eden K' katsayısı ortalama değeri olan 0,60 dan 0,57 ye güncellenmiş ve tekrar yapılan analizde hedeflenen %4 hata payına ulaşılmıştır.

2. Fan Tasarımı

Vİbhakar'ın (Vibhakar, 2012) deney sonuçlarına en yakın değerleri verdiği için 1. tasarımında Austin Church'ün (Church, 1947) hesap yöntemleri kullanılmıştır. (Şekil



Şekil 1. Farklı tasarım yöntemlerindeki kayıpların deney sonuçları ile karşılaştırılması (Vibhakar, 2012)

CBC fanının müşteri tarafından talep edilen değerleri ve aynı zamanda tasarlanacak fanın girdileri aşağıdaki gibidir;

Çıkış Hacimsel Debisi $Q = 5,14 \text{ m}^3/\text{s}$

Statik Emme Basıncı $= P_{\text{emiş}} = -13435 \text{ Pa}$

Statik Basma Basıncı $= P_{\text{basma}} = 0 \text{ Pa}$

Çark Dönüş Hızı $= 2970 \text{ d/d}$

Akışkan (hava) Yoğunluğu $= 1,02 \text{ Kg/m}^3$

Kanat Sayısı $= 10$

Kanat Çıkış Açısı $= 56,59^\circ$

Giriş Sıcaklığı $= 25 \text{ C}^\circ$

Church'ün (Church, 1947) metodundaki formüller ve fanın girdi ve değerleri kullanılarak çıkarılan rakamlar, bir "Excel" çalışma sayfasına eklenmiştir. Daha sonra kayıpların toplam değeri tasarım basıncına eklenerek yeni iterasyon değerleri bulunmuştur. Aynı şekilde diğer değişkenler de bir sonraki iterasyona yansıtılarak aradaki fark %1 in altına inene kadar iterasyona devam edilmiştir. Sonuç olarak çıkan değerler istenilen tasarım değerlerimiz olmuştur.

Tasarlanan fan, Chicago Blower Cooperation (CBC) firmasının AMCA standartlarına göre test edilmiş ve oluşturulmuş ürün gamından seçilmiştir ve yurtdışında (Litvanya) bir un fabrikasında kullanılmak üzere imal edilmiştir. Halen sorunsuz çalışmaya devam etmektedir.

Tasarım girdileri olarak bu fanın seçilmesinin sebebi, bu fanın deney sonuçlarına göre karakteristik eğrisinin çıkarılmış olmasıdır. Yani tasarım girdilerinin sonuçları deneylerle sağlanmış olduğu için kendini kanıtlamış bir fanıdır. Bu fanın HAD sonucu ile Church'ün hesap yöntemi ile tasarlanan fanın HAD sonucu karşılaştırılıp tasarım güncellenerek ideal hesaplama yöntemine ulaşılmıştır.

Sağlıklı bir karşılaştırma yapabilmek için, buradaki tasarım yönteminin de bize izin verdiği bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar

1. Kanat çıkış açısı β_2 (56,59 °)
2. Akışkanın çarka giriş hızı $V_{giriş}$ (31,6 m/s).

Hesaplamalar sonucu çıkan çark değerleri Çizelge 1 de verilmiştir.

Çizelge 1. Tasarlanan Church fanı çark çizim çizelgesi

	SEMBOL	BİRİM	
Kanat Çıkış Açısı	β_2	°	56,59
Kanat Giriş Açısı	β_1	°	25,63
Giriş Çapı	$D_{giriş}$	mm	461,9
Kanat Giriş Çapı	D_1	mm	460
Kanat Çıkış Çapı	D_2	mm	926,5
Kanat Giriş Yüksekliği	b_1	mm	117,2
Kanat Çıkış Yüksekliği	b_2	mm	61,8

Çizelge 1'e göre çizilen çarkın teknik resmi ise Şekil 2 de verilmiştir.

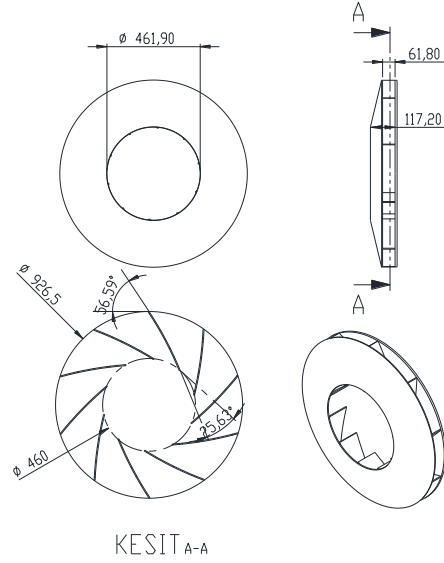
3. Tasarlanan Fanın Test Edilmiş Fan ile Karşılaştırılması

3.1 Çark karşılaştırılması

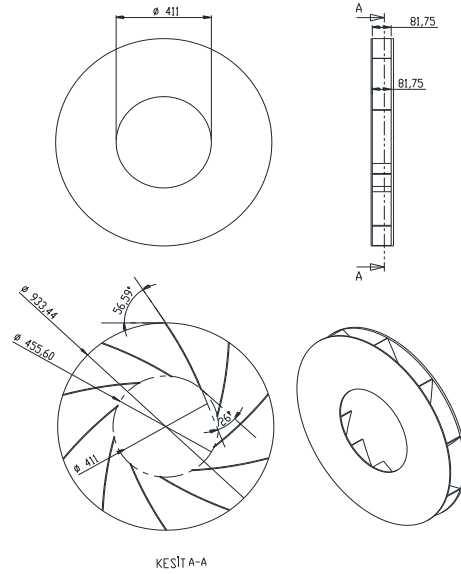
Test edilmiş fan (CBC Fanı) çarkının teknik çizimi çarkı Şekil de verilmiştir.

Church yöntemi ile tasarlanan Şekil deki çark değerleri ile CBC'nın tasarımı olan Şekil deki çark değerleri karşılaştırması

Çizelge 2 de gösterilmiştir.



Şekil 2. Church yöntemi ile tasarlanan çark çizimi

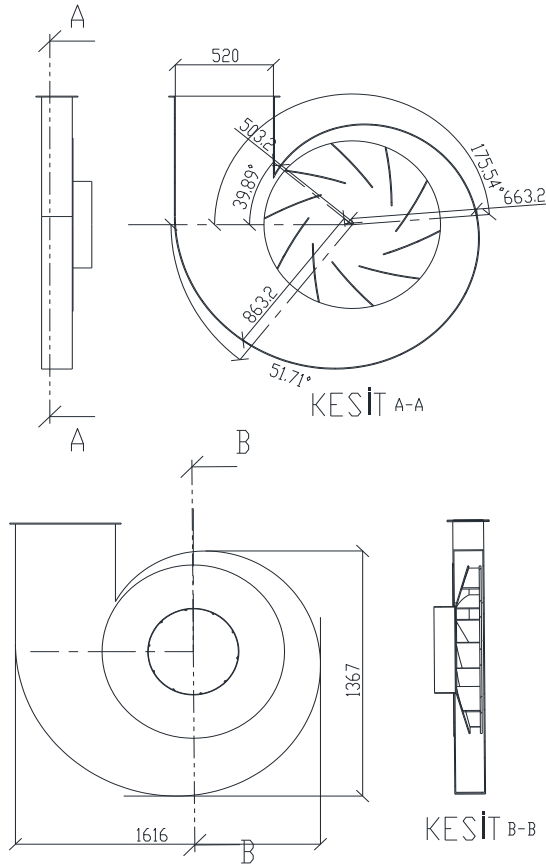


Şekil 3. Test edilmiş fanın (CBC fanı) çark çizimi

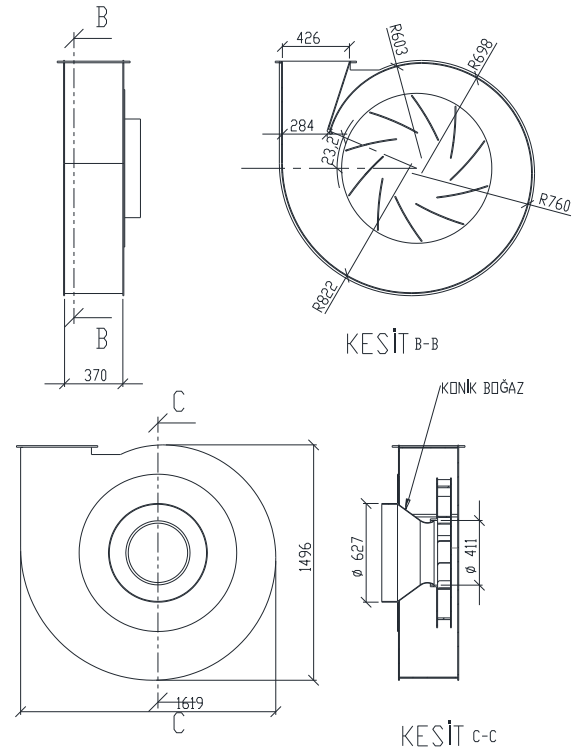
Çizelge 2. Church ve CBC çark karşılaştırma çizelgesi

	SEMBOL	CHURCH	CBC
Kanat Çıkış Açısı	β_2	56,59	56,59
Kanat Giriş Açısı	β_1	25,63	26,0
Giriş Çapı	$D_{giriş}$	461,9	411,0
Kanat Giriş Çapı	D_1	460,0	455,6
Kanat Çıkış Çapı	D_2	926,5	933,4
Kanat Giriş Yüksekliği	b_1	117,2	81,75
Kanat Çıkış Yüksekliği	b_2	61,8	81,75

3.2 Salyangoz karşılaştırması

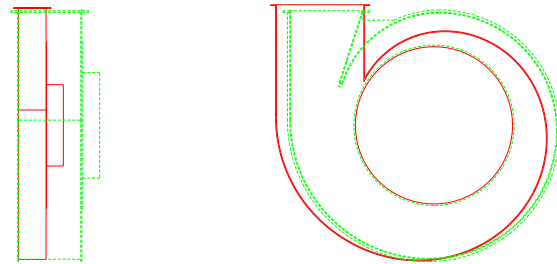


Şekil 4. Tasarlanmış fanın (Church yöntemi) salyangoz çizimi



Şekil 3. Test edilmiş fanın (CBC fanı) salyangoz çizimi

Fanların gövde tasarım farklarının daha iyi anlaşılması için, çark çaplarını da içeren farklı renkle ve çizgilerle karşılaştırılması ise Şekil 6 da gösterilmiştir.



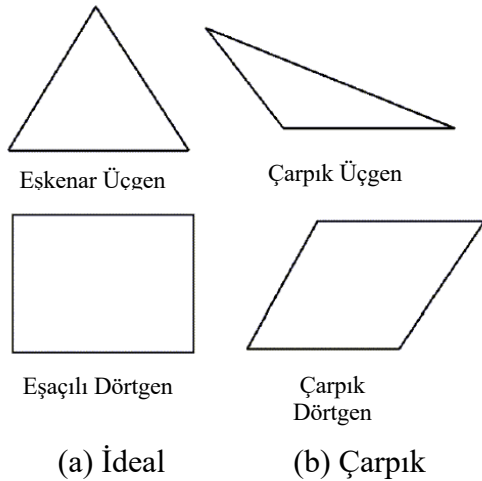
Şekil 6. Tasarlanan ve test edilmiş fanların salyangozlarının karşılaştırması (Kırmızı-Düz Çizgi: Tasarlanan, Yeşil-Kesikli Çizgi: Test edilmiş)

4. Tasarımların Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği ile Hesaplanması

Bu bölümde önce test edilmiş CBC Fanı'nın geometrisi HAD ile çözümlenmiş ve sonuçları çizelgeler halinde sunulmuştur. Daha sonra aynı ayarlarla, Church yöntemi ile tasarlanan fan geometrisinin HAD ile analizi yapılmış ve sonuçları kaydedilmiştir. Çıkan sonuçlara göre tasarım yöntemindeki bazı katsayılar güncellenmiştir.

4.1. Test edilmiş fanın HAD hesabı

Modelimizi yükledikten sonra ağ (mesh) işlemlerine geçeriz. İşlem sonrası ağın kalitesinin ölçülmesi için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın kullanılanı ise "skewness" değeridir. Kelime anlamı çarpıklık olan "skewness" eşkenar veya eşaçılı mükemmel yüzey veya hücreye yakınlık olarak tanımlanabilir (ANSYS Inc., 2009). Yani "skewness" ne kadar düşükse, mükemmel geometriye o kadar yakınız demektir. (Şekil 7)



Şekil 7. İdeal ve çarpık geometriler

"Skewness" 0 ile 1 değeri arasında değişir ve bu aralıktaki rakamların anlamları Çizelge 3 de verilmiştir.

Çizelge 3. "Skewness" değeri kalite karşılıkları (ANSYS Inc., 2009)

"Skewness"	Hücre Kalitesi
1	Çok kötü
0,9-<1	Kötü
0,75-0,9	Zayıf
0,5-0,75	Orta
0,25-0,5	İyi
<0-0,25	Çok iyi
0	Eşkenar veya

Optimum ağ yapısına ulaşmak için düşük kaliteli ve az sayıda eleman sayısı ile hesaplamalara başlanmış ve sonuçların fazla değişmediği ağ durumu tespit edilene kadar analizlere devam edilmiştir. Buna göre ilk önce toplam 782.821 adet ağ eleman sayısı ve ortalama 0,295 Skewness değeri denenmiştir. Daha sonra Çizelge 6.2 de gösterilen değerlerdeki 4 farklı grid sayılarında ağ yapıları çözdürülmüştür.

Çizelge 4. Test edilmiş fanın (CBC fanı) ağ yapısı özellikleri

Ağ Yapısı Numarası	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	En Büyük Skewness Değeri	Ortalama Skewness Değeri
1	782.821	237.812	0,972	0,295
2	856.572	252.736	0,967	0,270
3	1.050.77	366.216	0,969	0,278
4	1.357.21	441.538	0,933	0,255

Ağ yapım işleminden sonra ayarlar (setup) kısmına geçilir. Burada yapılacak simülasyon

işleminde kullanılacak türbülans modelinden akışkan tipine ve sınır koşullarına kadar tüm girdiler girilir.

Ansys CFX Sonlu Hacimler Yöntemini ve eşitlik olarak da Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) eşitliklerini türbülanslı akışı en iyi hesaplayan model olan “k-omega/Shear Stres Transport (SST) türbülans modelini (ANSYS,Inc., 2006) ve akışkan olarak da atmosfer basıncında ve 25 C° de mükemmel gaz (ideal gaz) seçilmiştir. Türbülans modelini ve akışkan modelini Siwek, Gorski, Stanislaw (Siwek vd., 2014) da araştırmalarında aynı şekilde kullanmış ve başarılı sonuçlar elde etmişlerdir.

Sınır koşulları için girişte kütleli debi 5,24 kg/sn, çıkışta ise atmosfer basıncı olan 101.325 Pa tanımlanmıştır. Ayrıca diğer tüm ortamlar durağan (stationary), çarka 2970 d/d lık bir dönme hareketi (rotation) uygulanmıştır.

Analiz çeşidi zamandan bağımsız (steady) olarak çözülmüştür. Ayrıca çözüm kısmında yakınsamanın tespiti ve sonuçları bilgisayar hesap yaparken görebilmek için kullanıcı tanımlı izlemler (user defined monitors) oluşturulur. Burada giriş ve çıkışta ortalama statik basınçları ve fanın oluşturacağı statik basıncı görmek için de bunların farkı tanımlanmıştır.

Tüm modelin Ansys'e tanıtılması, ağ yapısı oluşturulması ve ayar basamakları bitirildiğinde son olarak sıra çözüme gelir. Çözüm i7-3630QM @ 2.40 GHz işlemcili ve 32 GB lık bir bilgisayarda kullanılarak ve çekirdek sayısı da 4 olarak ayarlanarak başlatılmıştır. Giriş statik basıncı ve çıkış

statik basıncı farkı, artan iterasyonlarla %0,5 den fazla değişmemeye başladığında, yani yakınsadığında işlem durdurulmuştur.

Daha önce tanımlanan giriş ve çıkış yüzeylerinin aritmetik ortalaması olan statik basınç değerleri ve sonuçlarının ağ yapısı numarasına göre sıralaması Çizelge 5 de verilmiştir.

Çizelge 5. Ağ yapısına göre çıkan zamandan bağımsız sonuçlar

Ağ Yapısı Numarası	Giriş-Çıkış Statik Basıncı Farkı (Pa)	Tasarım Statik Basıncı (Pa)	Hata Oranı (%)	İterasyon Sayısı
1	12.441	13.435	7,39	139
2	12.689	13.435	5,55	104
3	12.741	13.435	5,16	102
4	12.697	13.435	5,49	157

3 numaralı ağ yapısından sonra sonuçların fazla değişmediği görülmüş ve daha ince bir ağ yapısına bilgisayar kaynaklarının verimli kullanılması açısından gerekli olmadığına karar verilmiştir. Çizelge 5 den anlaşıldığı gibi geçerli HAD ayarlarında fanın oluşturduğu statik basınç %5 lik bir hassasiyetle tutturulmuştur.

Artık HAD ayarlarının kalibrasyonu yapıldığına göre aynı parametrelerde Church tasarım yöntemi ile (Church, 1947) yeni tasarlanan Church fan geometrisi için de analiz başlatılabilir.

4.2. Tasarlanan fanın HAD hesabı

Tasarlanan fanın ağ yapısının rakamsal değerleri Çizelge 6 da gösterilmiştir.

Çizelge 5 daki 3 numaralı ağ yapısı değerleri ile, Çizelge 6 daki rakamlar incelendiğinde görülmektedir ki Church fanının geometri hacmi CBC fanından küçük olduğu için eleman ve düğüm sayısı daha azdır, ancak ortalama “skewness” değeri biraz daha düşük, yani bir miktar daha kalitelidir.

Çizelge 4. Tasarlanan fanın (Church fanı) ağ yapısı değerleri

Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	En Büyük Skewness Değeri	Ortalama Skewness Değeri
228.877	63.483	0,998	0,248

Önceki sınır koşulları ve çizim metotları kullanılarak ve aynı bilgisayarla hesaplamalar tekrarlanmıştır.

Fanın giriş ve çıkış yüzeylerindeki statik basınç farkları değerinin yakınsaması sonunda durdurulan analizin sonuçları Çizelge 7 deki gibi çıkmıştır.

Çizelge 7. Tasarlanan fanın (Church fanı) analiz sonuçları

Giriş-Çıkış Statik Basınç Farkı (Pa)	Tasarım Statik Basıncı (Pa)	Hata Oranı (%)	İterasyon Sayısı
12.011	13.435	11	1080

Church fanı değerlerini CBC de çıkanlarla karşılaştırmak için Çizelge 8 aşağıda verilmiştir.

Çizelge 8. CBC ve Church fanları HAD sonuçları karşılaştırması

	Giriş-Çıkış Statik Basınç Farkı (Pa)	Tasarım Statik Basıncı (Pa)	Hata Oranı (%)	İterasyon Sayısı
Church	12.011	13.435	11	1080
CBC	12.741	13.435	5	1026

Çizelge 8 den de anlaşılacağı gibi analiz sonucu CBC fanı değerlerindeki hata oranını yakalayamamıştır. CBC fanında %5 ile tutturulan statik basınç farkı, burada % 11 çıkmıştır. Bu da, tasarım değerlerindeki bazı varsayımlarımızı gözden geçirmemiz gerektiğini göstermektedir.

Church tasarımında, tasarım sonuçlarını etkileyen en büyük varsayım çark içerisindeki türbülans ve sürtünmeleri hesaba katmak için kullanılan K' katsayısının tahminidir. Bu değer tamamen fan tipine bağlı olduğu gibi yapılan deneyler sonucu belirlenebilen bir katsayıdır. Church'ün deney tecrübelerine göre bu değer 5 ile 6,5 arasındadır (Church, 1947). İlk adımda bizim kabul ettiğimiz K' değeri 0,60 iken, HAD analizi sonucunda bu kabul istenilen basıncı vermediği için tekrar güncelleyerek 0,57 değeri için hesaplamalar tekrar yapılır. Tasarım eşitlikleri tekrar uygulanılarak yeni bir geometri oluşturulmuştur. Yenilenen son tasarımın çark değerleri Çizelge 9 da verilmiştir.

Çizelge 9. Yenilenen ve eski K' için Church fanı çark değerleri

	SEMBOL	BİRİM	K':0,60	K':0,57
Kanat Çıkış Açısı	β_2	°	56,59	56,59
Kanat Giriş Açısı	β_1	°	25,63	25,63
Giriş Çapı	$D_{giriş}$	mm	461,9	461,9
Kanat Giriş Çapı	D_1	mm	460,0	460,0
Kanat Çıkış Çapı	D_2	mm	926,5	950,4
Kanat Giriş Yüksekliği	b_1	mm	117,2	111,2
Kanat Çıkış Yüksekliği	b_2	mm	61,8	60,0

Çizelge 9 daki yeni K' değerleri ile yeniden çizilen geometriler tekrar Ansys'e yüklenerek HAD hesaplamaları tekrarlanmış ve çözüm yakınsadıktan sonra sonuçlar kaydedilmiştir.

Analiz sonucu çıkan değerler Çizelge 10 da verilmiştir.

Çizelge 10. Yenilenen Church fanı HAD değerleri

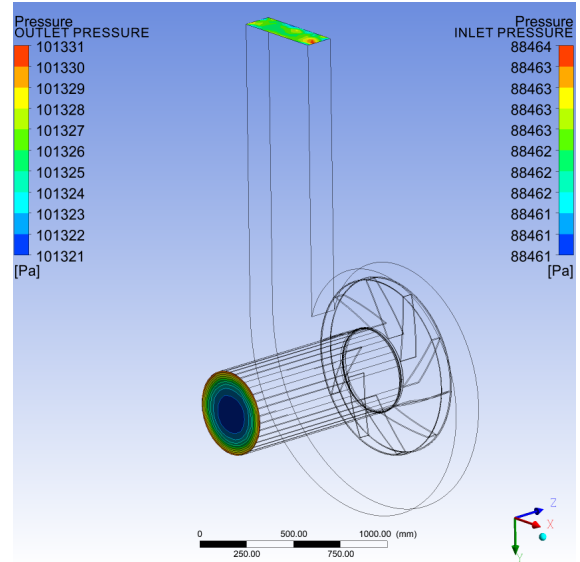
Giriş-Çıkış Statik Basınç Farkı (Pa)	Tasarım Statik Basıncı (Pa)	Hata Oranı (%)	İterasyon Sayısı
12.861	13.435	4,27	1980

K' katsayısının 0,57 seçilmesi ile birlikte HAD analizi sonucu %4 lük bir hata oranıyla tutturulmuştur. Yani bu yapıdaki bir geriye eğimli kanatlı santrifüj fan, tasarım koşullarında, K' katsayısı 0,57 değerinde seçilerek oluşturacağı statik basınç, %4,27 oranında bir hassasiyetle tasarlanabilmiştir.

5. Sonuç ve Tartışma

Austin Church (Church, 1947)'ün hesap yöntemi kullanılarak tasarlanan fanın HAD analizi sonunda K' katsayısının değiştirilmesi ile kalibre edilen tasarımın nihai HAD analiz sonuçları çıkarılmıştır. Bu sonuçlardan en önemlisi olan fanın oluşturmasını istediğimiz basınç farkının HAD analiz sonucu Şekil 8 de verilmiştir

Şekil 8 de fanın çıkış kesitinde atmosfer basıncının sabit olduğu görülmektedir. Giriş kesitinde ise 88.464 Pa ile 88.461 Pa arasında değişen bir skalada basınç dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 8. Yenilenen Church fanının HAD statik basınç sonuçları

Girişte ortalama 88.461 Pa lık bir ortalama statik basınç oluştuğu varsayılırsa çıkışla aradaki basınç farkı 12.864 Pa olarak aşağıdaki formülle hesaplanır;

$$P_{giriş} - P_{çıkış} = -P_{fan} \quad (1)$$

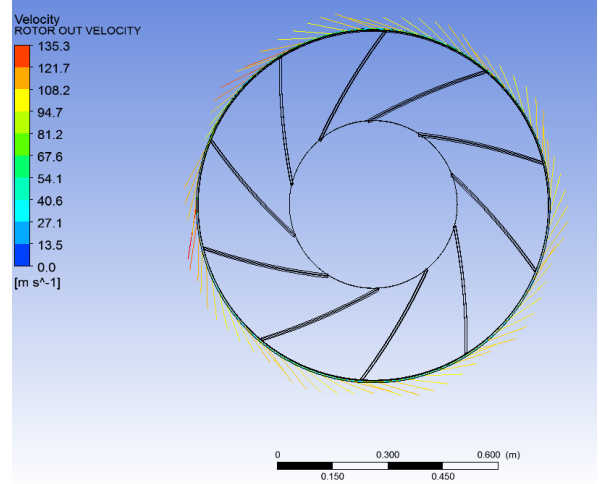
Hatırlanacağı üzere fanın tasarım basıncı 13.435 Pa idi. Hata payı ise aşağıdaki eşitlikle hesaplanırsa

$$\frac{P_{Tasarım} - P_{Fan}}{P_{Tasarım}} \times 100$$

% 4,25 bulunur. HAD sonuçlarına göre fan girişindeki hava tüm giriş kesidi boyunca neredeyse eşit olarak 30,4 m/sn bir hızla kanala girmektedir. Bu rakamı tasarım değerlerimizle karşılaştırmak istersek bu rakamın analitik hesaplamaların son iterasyonunda 31,60 m/sn olduğunu görürüz. Buradaki hata payı ise %3,95 olarak hesaplanır.

Çark çıkışındaki hızlar incelenmek istenirse Şekil 9 karşımıza çıkmaktadır.

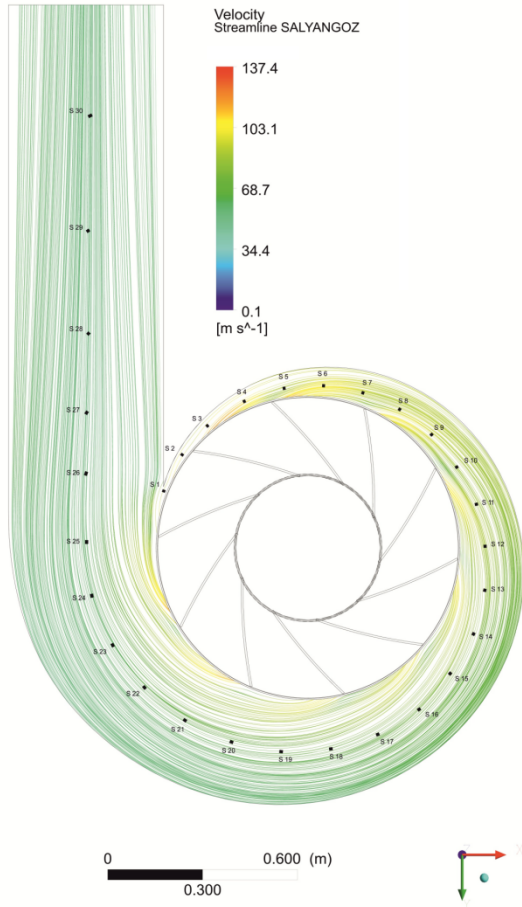
Burada 135,3 m/sn ile 0 m/sn arasında hızlar değişmektedir. 0 m/s lik akışkan partikül hız değeri çark yüzeyi ile kanat yüzeyinin kesiştiği ara düzlem çizgisi üzerindeki nümerik olarak durgunluk noktasının bulunduğu bölgelerde hızın 0 olması olağandır. Bu duruma göre şekildeki skalanın üzerindeki hızın 0 olması mümkündür.



Şekil 9. Yenilenen Church fanının çark çıkış kesidi hız dağılımı

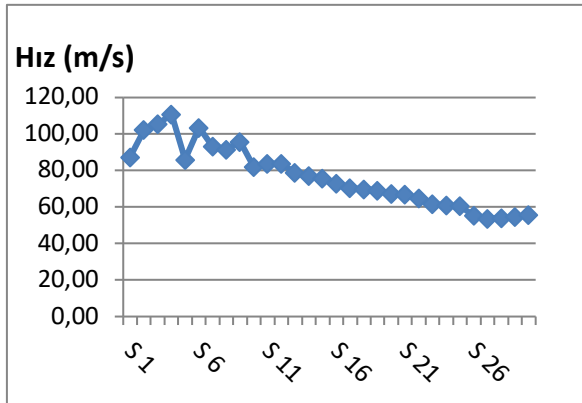
Yenilenen Church fanı geometrisi sonucu Şekil 9 da gösterilen çark çıkışındaki hız bileşke vektörlerinin CEL (CFX Expression Language) ile alan ortalaması alındığında 96,98 m/s değeri nümerik çözümden bulunmuştur. Bu değer yine K' katsayısının değişmesi ile yenilenen tasarıma göre analitik olarak çözdüğümüz değerler ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma incelendiğinde analitik olarak bulmuş olduğumuz "Gerçek Mutlak Çıkış Hızı" 94,72 m/s ile nümerik sonuç olan 96,98 m/s değeri arasında % 2,4 lük bir fark çıkmaktadır. Bu fark kabul edilebilir olarak görülmektedir.

Çark yüzeyindeki hız ve basınç değerlerinden başka çark ile salyangoz arasındaki boşluğun ortalama çizgisi üzerindeki Şekil 10 da gösterilen S1- S30 noktalarındaki hız ve basınç değerleri Şekil 11 ve Şekil 12 de gösterilmiştir.

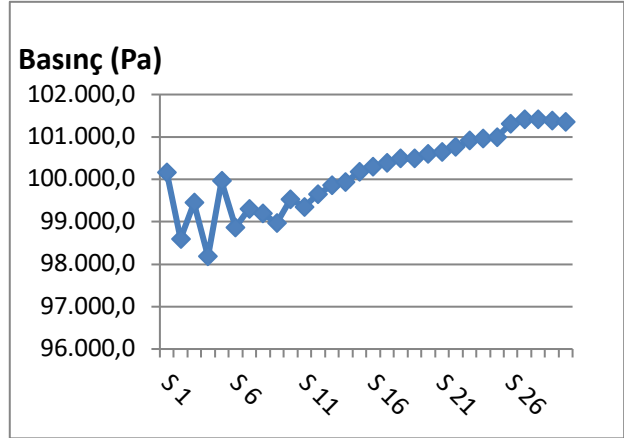


Şekil 10. Salyangoz düzlemi akış çizgileri ve noktaları

Salyangoz boğazından başlayıp salyangoz çıkışına kadarki boşluğun orta çizgisi üzerinde hız ve basınç değerlerinin Bernoulli denkleminin tam uyarlanması görülmektedir.



Şekil 11. Salyangoz noktaları hız değerleri



Şekil 12. Salyangoz noktaları basınç değerleri

Salyangoz boğaz bölgesinde akışkanın ağırlık kuvveti (body kuvveti) G vektörü ile aynı olmasından dolayı basınç ve hızlarda zigzaglar görülmektedir. S3 den itibaren Bernoulli denkleminin uygunluğu görülmüştür.

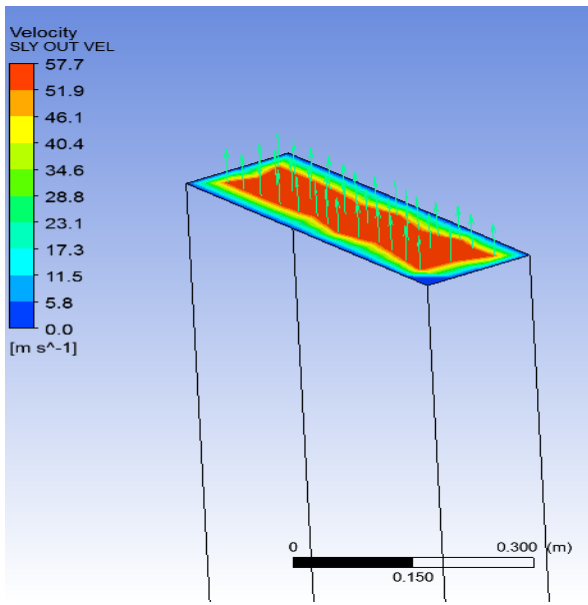
Son olarak salyangoz çıkışını inceleyelim. Fanın çıkış kesitinin hız dağılımı Şekil 13 de 57,7 ile 0 m/sn arasında değişmektedir. Çıkış kesidi dikdörtgen kesit olmasından dolayı kenarlarda ve nümerik çözümde belirtilen sınır şartlarında akışkan ile çeper arasında kaymazlık etkisinden dolayı hız 0 görülmektedir. Yenilenen Church fanının analitik çözümündeki salyangoz tasarımında hesaplanan ortalama hız (V_{ort}) 60,68 m/sn bulunmuştur. Aradaki fark %4,91 olup bu değer nümerik akışkanlar mekaniği çözümünün kabul kriteri olan %7 den küçük olduğu görülmektedir.

Çark çıkış hızının ve salyangoz çıkış hızının HAD yöntemi sonucu ve analitik çözüm

sonuçlarının karşılaştırılması Çizelge 11 de verilmiştir.

Çizelge 11. HAD sonuçlarının analitik sonuçlarla karşılaştırılması

	HAD (m/s)	Analitik (m/s)	Fark (%)
Çark çıkış hızı	96,98	94,72	2,40
Salyangoz çıkış hızı	57,70	60,68	4,91



Şekil 13. Yenilenen Church fanının salyangoz gövdesi çıkış kesiti hız dağılımı

Araştırmamızda seçilen bir tasarım metodu ile sıfırdan bir fan tasarlanmış ve HAD yöntemi sonucuna göre güncellenmiştir. HAD yönteminin doğruluğunu ve hassasiyetini tespit edebilmek için ise önceden test edilmiş fan eğrilerine sahip olan CBC firmasının ürün gamından bir fan seçilerek HAD yöntemi ayarları ile çıkan sonuç bu eğrinin tasarım noktasındaki statik basınç ile karşılaştırılmıştır. Farklı ağ ayarları ve kaliteleri ile ağ yapısı oluşturulmuş

geometri analiz edilmiş ve en uygun ağ ayarları tespit edilmiştir. Sonuçta çıkan statik basınç farkı CBC fan eğrisinin tasarım noktasındaki statik basınç ile karşılaştırılmış ve %5 lik bir hata payı ile sonuç tutturulmuştur. Daha sonra %5 hassasiyet ile kalibre edilen bu HAD ayarları ile Church yöntemi ile yeniden tasarlanan fan geometrisi analiz edilmiş ve ilk olarak %11 civarında çıkan hata payı, K' katsayısının güncellenmesi ile %4 e düşürülmüştür. Bu sayede bu tip fanın bu tasarım koşullarında istenen performansı verebilmesi için kullanılması gereken ve çark içindeki sürtünme ve türbülans kayıplarının Church yöntemindeki karşılığı olan K' katsayısı HAD yöntemi kullanılarak tespit edilmiştir. Church'e (Church, 1947) göre bu katsayı yalnızca deney sonuçları ile tespit edilebilirken gelişen HAD yöntemleri sayesinde deney düzeneğine gerek kalmadan hem zaman kaybını hem de deney masraflarını ortadan kaldırarak %4 hassasiyetle tespit edilebilmiştir.

Daha sonra fan girişinde itibaren HAD sonuçları analitik hesap sonuçları ile karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Fan girişindeki emiş borusundaki akışkanın gelişmişlik düzeyi incelenmiş, tam gelişmişlik durumuna ulaşamamasının sebebinin fanın vakum etkisi olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Çarka girdikten sonra merkezden dışarıya doğru çarktaki bir düzlem üzerindeki nokta ve bölümler teker teker incelenmiş ve sonuçları tartışılmıştır. Son olarak ise salyangoz üzerindeki noktaların hız ve basınç değerleri çıkarılarak çark çıkışı ile ilişkisi gösterilmiştir. Ayrıca tasarım aşamasında tespit edilen basınç ve hızlardan bazıları HAD sonuçları ile

karşılaştırılmış ve bu değerlerin hepsinin akışkanlar mekaniği nümerik çözümlerinin kabul sınır değeri olan %7 nin altında çıktığı görülmüştür.

6. Kaynakça

Almeida, Fonseca, Bertoldi, 2002, Energy-efficient motor systems in the industrial and in the services sectors in the European Union: characterisation, potentials, barriers and policies, Science Direct, Energy 28 (2003) 673-690

ANSYS Inc., 2009, Meshing Help Document, Release 12.1, page 102 .

ANSYS Inc., 2006, Innovative Turbulence Modeling: SST Model in ANSYS CFX.

Balje O. E., 1981 Turbomachines, John Wiley & Sons, 514, New York.

Bleier F. P., 1998, Fan Handbook. McGrawHill, 397p, Chicago.

Bruno E., 1972, Fans, Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross Flow Fans, Pergamon Press, 611p, Oxford.

Bulgurcu H.(Ed.), 2015. Havalandırma Tesisatı (94-141), MMO İstanbul Şube 31. Dönem Havalandırma Tesisatı Kitap Komisyonu, 620s, İstanbul.

Church A. H., 1947, Centrifugal Pumps and Blowers. John Wiley & Sons, 308 p, New York.

Çengel Y. A., Boles M. A., 1996, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.

Çev. Taner Derbentli, McGraw-Hill-Literatür, 867s, İstanbul.

Çengel Y. A., Cimbala J. M., 2014, Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, 3rd Addition. McGraw-Hill, 1006 p, New York.

Denton J. D., 1993, Loss Mechanisms in Turbo Machines., Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME, Volume 115, 40, England

IS 4894, 1987, Indian Standards Specification for Centrifugal Fans, Reaffirmed in 1994. IS, India. Aktaran: Vibhakar N. N., 2012, Studies on Radial Tipped Centrifugal Fan. Veer Narmad South Gujarat University, Faculty of Engineering Including Technology, Phd, Thesis, 350p, Surat.

Kearton W. J., 1942, Influence of Number of Impeller Blades on the Pressure Generated in a Centrifugal Compressor and on its General Performance. Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, pp. 481-568, 88p, England.

Kovatz A., Desmur G., 1958. Pumps, Fans and Compressors, Blackie & Son Ltd, 327p New York,

Krepper E., Willschütz H. G., and F. P. Weiss, 1999, Solution of a Mixed Convection Flow Benchmark Using Computational Fluid Dynamic Codes. Japan Society of Mechanical Engineers, 9 p, Tokyo.

Myles D. J., 1969, An Analysis of Impeller and Volute Losses in Centrifugal Fans,

National Engineering Laboratory, 253-277p, Glasgow.

Osborne William C., 1977, Fans Pergamon Press.,228p, New York. Aktaran: Vibhakar N. N., 2012, Studies on Radial Tipped Centrifugal Fan. Veer Narmad South Gujarat University, Faculty of Engineering Including Technology, Phd, Thesis,350p, Surat

Roache P. J., 1997, Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics. Annual Review of Fluid Mechanics, Volume 29, pp. 123-160, 36p, New Mexico.

Siwek T., Gorski J., Fortuna S.,2014, Numerical and Experimental Study of Centrifugal Fan Flow Structures and Their Relationship with Machine Efficiency. AGH University of Science and Technology, Pol. J. Environ. Stud. Vol. 23 N. 6 (2014), 2359-2364, Poland.

Stepanoff A. J., Haltmeier A., 1957, Radial und Axialpumpen. Springer,401p, Berlin

Stodola A. 1945, Steam and Gas Turbines. Peter Smith Publications, 1356p New York,

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK), 2016. Net Elektrik Tüketiminin Sektörlere Göre

Dağılımı. Erişim Tarihi: 05.07.2019. <http://www.tuik.gov.tr/>

Tsuei H., Oliphant K., Japikse D., 1999, The Validation of Rapid CFD Modeling for Turbomachinery. Institution of Mechanical Engineers, England, 22p, England.

Vibhakar N. N.,2012, Studies on Radial Tipped Centrifugal Fan. Veer Narmad South Gujarat University, Faculty of Engineering Including Technology, Phd, Thesis,350p, Surat.

Waide P., Brunner, C.U., 2011. Energy Efficiency Policy Opportunities fir Electric Motor-Driven Systems. Internationale energy agency. Aktaran: Esen,2015. Türkiye ve Dünyada Elektrik Mototrları Enerji Tüketimi ve İlgili Teknik Mevzuat. Türk Standartları Enstitüsü Elektroteknik Laboratuarları Gebze Müdürlüğü, Kocaeli, (3), 6s.

Whitfield A., Baines N. C., 1990, Design of Radial Turbomachines. Longman Scientific & Technical Publications, 414p, England.