

1-1/2 KADEMELİ AACHEN TÜRBİNİNİN SAYISAL DOĞRULAMASI

Mehmet KILINÇ¹
Eskişehir Teknik Üniversitesi,
Eskişehir

Osman KOCAASLAN²
Selçuk Üniversitesi,
Konya

Kürşad Melih GÜLEREN³
İstanbul Aydın Üniversitesi,
İstanbul

ÖZET

Gaz türbinli motorlarda, yanma odasından sonra konumlanmış, yanma odasından çıkan yüksek enerjili yanmış gazın enerjisini mekanik enerjiye çevrilmesi ve bu hareket ile oluşan gücün kompresör miline aktarılması için eksenel türbinler kullanılmaktadır. Türbinler, sabit türbin kanatları (stator) ile hareketli türbin kanatlarına (rotor) yanma odasından çıkan yanmış gazın yönlendirilmesi sonucunda meydana gelen bağıl hareketi kullanmaktadır. Bu nedenle sabit ve hareketli kanat profilleri türbinlerin verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu çalışmada literatürde yer alan 1-1/2 kademe eksenel Aachen Türbini referans alınmış ve iki boyutlu sayısal doğrulama çalışması yapılmıştır. Aachen türbini birinci kademe stator, rotor, ikinci kademe stator elemanlarından oluşmaktadır. Sayısal çalışmalar Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada referans geometri dikkate alınarak iki boyutlu akış alanı oluşturulmuştur. Çalışmanın ikinci aşamasında uygun ağ yapısı ve akış problemi tanımlanmıştır. Sayısal çalışmalarda sıkıştırılabilir, daimi akış koşulları ve $k-\omega$ SST türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal çalışma sonucunda elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.

GİRİŞ

Gaz türbinli motorlar geniş bir kullanım alanına sahiptir ve bu nedenle gaz türbinlerine dair literatürlerde birçok çalışma yer almaktadır. Özellikle gaz türbinler ile çalışan hava araçlarında gaz türbinli motorların tasarımı ve verimliliği çok önemlidir, bu alanda birçok daimi ve daimi olmayan sayısal çalışmalar yürütülmüştür. Bu çalışma kapsamında deneysel veriler referans alınarak 2-boyutlu sayısal doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu doğrulama çalışması daimi ve daimi olmayan çalışmalardan elde edilen veriler ışığında yürütülmüştür. Zamana bağlı yapılan çalışmada ERCOFTAC SIG test düzeneği kullanılmıştır [Gallus ve Walraevens, 1995] ve Navier–Stokes denklemleri ile sayısal analiz yapılmıştır [Benetschik, Brouillet, Gallus ve Volmar, 2000]. Yapılan çalışmalarda yüksek türbülans seviyelerinde yapılacak analizler için genellikle standart $k-\omega$ modeli ve $k-\epsilon$ 'un düşük Reynolds versiyonu olan türbülans modelleri uygulanmıştır [Durbin, Iaccarino, Kalitzin ve Medic, 2005],[Göttlich, Páscoa ve Xisto, 2010]. Sınır tabakası dahilinde y^+ değeri incelenen çalışmalar da genellikle 30 ile 300 arasında tutulmaya çalışılmıştır [Durbin, Iaccarino, Kalitzin ve Medic, 2005],[Göttlich, Páscoa ve Xisto, 2010].

Çalışmalarda stator ve rotor bölgeleri arasında ağ elemanları sınır yüzeylerinin interpolasyonu için ağ elemanları interface (kesişen) bölgeler seçilmiştir [He, Li, Moffatt, Ning ve Wells, 2005].

¹ Yüksek Lisans Öğrencisi, Havacılık ve Uzay Bil. Fak., E-posta: mehmetkilinc@eskisehir.edu.tr

² Öğr. Gör., Mak. ve Met. Tek. Böl., E-posta: okocaaslan@selcuk.edu.tr

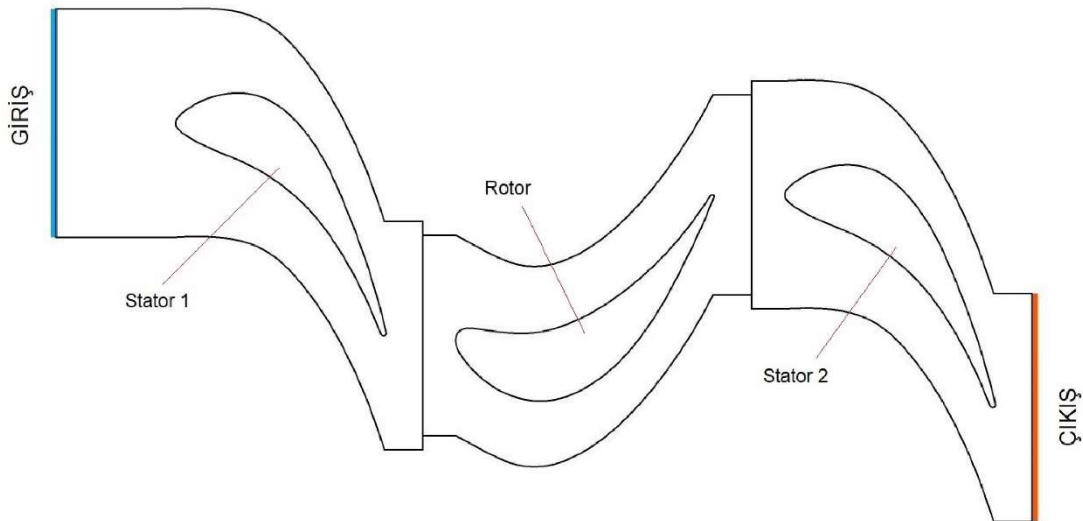
³ Prof. Dr., Havacılık ve Uzay Mühendisliği, E-posta: kmguleren@aydin.edu.tr

İdeal gaz kabulünde, stator-rotor-stator ilişkisinden oluşan 1-1/2 kademe Aachen Türbini deney düzeneği kullanılarak daimi ve daimi olmayan akış koşullarında havanın davranışları incelenmiştir [Gallus ve Walraevens, 1996]. Deneysel çalışmada elde edilen veriler, birinci kademe stator, rotor ve ikinci kademe stator firar kenarları arkasına eksenel akış yönünde 8 mm öteye konumlandırılmış proplar yardımı ile ölçülmüştür. Türbin test düzeneği dış muhafazaya sabitlenmiş birinci ve ikinci kademe stator ve hareketli rotor kanatlarından oluşmaktadır [Gallus ve Walraevens, 1996]. Deneysel çalışmada kullanılan test düzeneğinde 36 adet birinci ve ikinci stator kanatları ve 41 adet rotor kanadı kullanılmıştır. Birinci stator giriş kılavuz kanatlarından 143 mm geride, rotor birinci statorun firar kenarından 15 mm ve ikinci stator rotorun firar kenarından ise yine 15 mm geride konumlandırılmıştır [Gallus, Niehuis ve Stephan, 2000]. İki boyutlu sayısal doğrulama çalışmasında türbin birinci ve ikinci kademe stator kanatları için "Traupel profili" [Utz, C., 1972] ve rotor kanadı olarak iyileştirilmiş "VKI-profil" (Von Karman Enstitüsü) kullanılmıştır [Gallus ve Walraevens, 1996].

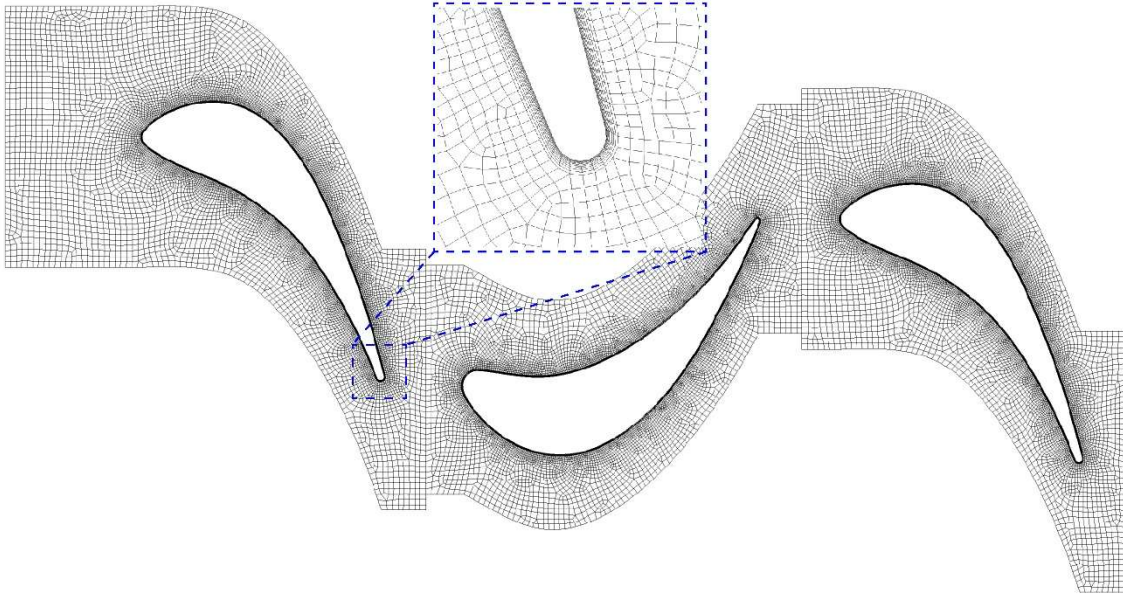
YÖNTEM

Sayısal Model

Şekil 1 'de görüldüğü gibi iki boyutlu çalışma için akış alanı, stator ve rotorun ortalama yarıçaptaki değeri göz önünde bulundurularak oluşturulmuştur. Akış alanının modellenebilmesi için kullanılan veriler Tablo 1'de sunulmuştur.



Şekil 1. Akış alanı iki boyutlu gösterimi [Gallus, Niehuis ve Stephan, 2000].



Şekil 2. Akış alanı ağ yapısı gösterimi.

Tablo 1. Stator ve rotorun ölçütleri [Gallus, Niehuis ve Stephan, 2000].

	Birinci ve İkinci Kademe Stator (Traupel Profili)	Rotor (VKI)
Kanat Uç çapı (mm)	600	600
Kanat Kök çapı (mm)	490	490
Ortalama çap (mm)	545	545
Kanat yüksekliği (mm)	55	55
Kanat sayısı (mm)	36	41
İki kanat arası uzaklık (mm)	47.6	41.8

Sayısal analizlerde dörtgensel ağ elemanları kullanılarak farklı ağ elemanı sayılarına göre sayısal çözümler yapılmıştır. Tablo 2 'de sayısal çözümlerinde kullanılan ağ elemanı sayıları verilmiştir.

Tablo 2. Sayısal çözümlerde kullanılan farklı ağ elemanı sayıları.

Sayısal Çözümler	Mesh Sayısı ($\times 10^3$)
Case 1	16
Case 2	38
Case 3	92
Case 4	160
Case 5	240

Sınır Koşulların Tanımlanması

Sayısal ağ yapısının ve ağ elemanı sayısının analiz sonuçları üzerinde doğrudan etkisi olduğu bilinmektedir. Ağ elemanı sayısının çok fazla olması analizlerin süresinin uzamasına neden olmaktadır. Sayısal ağ yapısında dörtgensel ağ elemanları tercih edilmiştir. Stator ve rotor bölgeleri arasında ağ elemanları geçiş yüzeyleri için *otomatik eşleştirme (auto create)* interpolasyon yöntemi kullanılmıştır. y^+ değeri 100'ün altında tutulmaya çalışılmıştır. Sayısal ağ yapısı oluşturulan akış alanına sayısal çözümlere için sınır koşulları tanımlanmıştır. Stator ve rotor kanat profillerinde alt ve üst sınırlar için periyodik sınır şartları kullanılmıştır. Sayısal problemde giriş sınır şartı *giriş hızı (velocity inlet)* ve çıkış sınır şartı ise *çıkış basıncı (pressure outlet)* olarak kabul edilmiştir. Giriş ve çıkış sınır şartları için kullanılan deneysel verilerden elde edilen değerler Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. Sayısal problem giriş hızı ve çıkış basıncı sınır şartları için deneysel çalışmadan elde edilen veriler [Niehuis, Schmidt, Stephan ve Reinmöller, 2001].

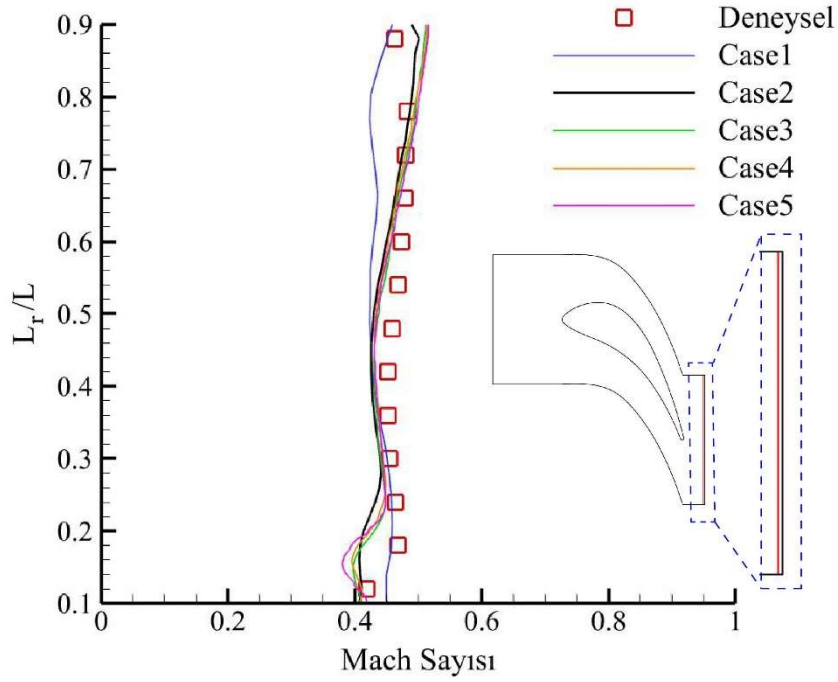
	Giriş	Çıkış
Hız (m/s)	45.5	—
Basınç (atm)	1.653	1.091
Sıcaklık (K)	306	292

Sayısal çözümlerde ideal gaz ve daimi akış kabulü yapılmış olup, basınca dayalı çözücü ile $k-\omega$ SST türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonları kullanılarak analizler tamamlanmıştır. Birinci kademe stator giriş sıcaklığı 306 K 'dir.

UYGULAMALAR VE DEĞERLENDİRME

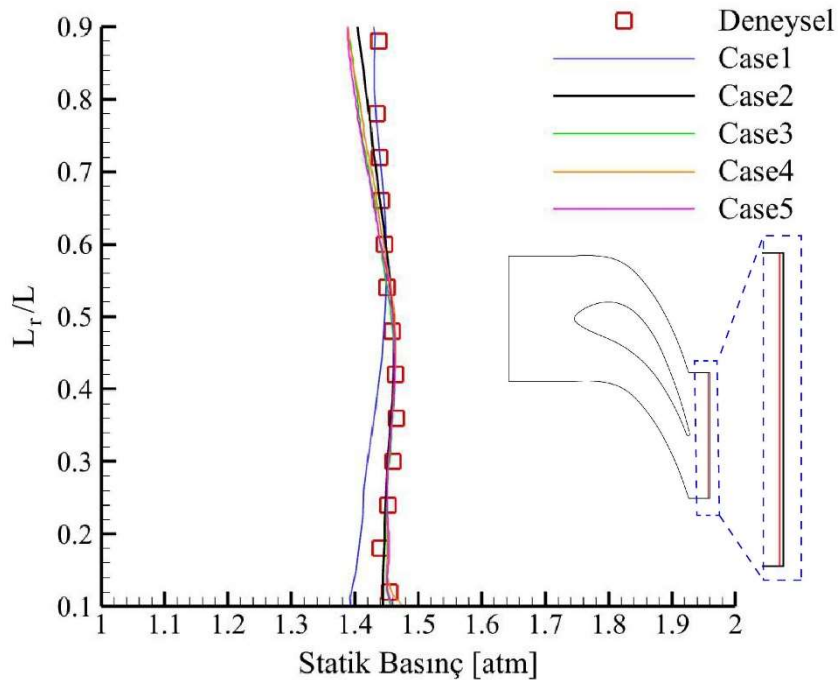
Bu çalışmada Ansys Fluent 2019 R2 ticari çözücü yardımı ile yapılan 2-boyutlu akış analizi sonucunda elde edilen sayısal veriler deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Birinci kademe stator, akışkanın kinetik enerjisini artırarak rotora iletmekte ve rotor ise akışkanın kinetik enerjisini mekanik enerjiye çevirdikten sonra akışkanı ikinci kademe statora yönlendirmektedir.

Deneysel çalışmada Mach sayısı ve statik basınç değerleri iki kanat arasında (L), belirli aralıklara (L_r) yerleştirilen probalar ile ölçülmüştür. Sayısal analizlerde birinci ve ikinci kademe stator ve rotor çıkışlarından 7,5 mm uzaklıkta sayısal sonuçlar elde edilmiştir.



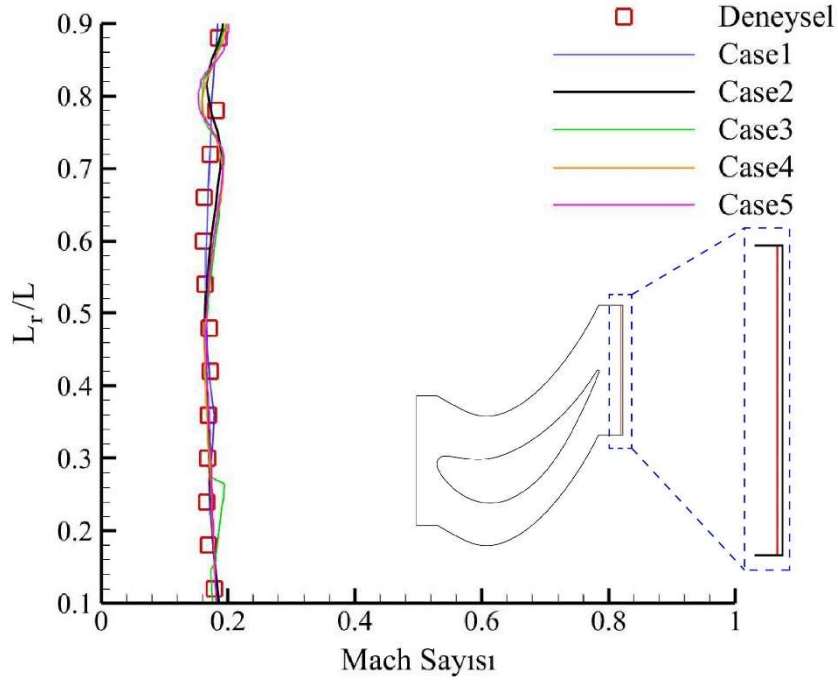
Şekil 3. Mach sayısının birinci kademe stator çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

Birinci kademe stator çıkışında hesaplanan Mach sayıları sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 3'te gösterilmiştir. Case 1 analizinde stator çıkışı alt (pressure side) tarafında Mach sayısı ortalama 0.465 olarak hesaplanmıştır ve deneysel çalışmada ölçülen ortalama 0.468 Mach sayısı ile uyumlu olduğu görülmektedir. Stator çıkışı üst (suction side) tarafında hesaplanan ortalama 0.474 Mach sayısı, deneysel çalışmada ortalama 0.428 olarak ölçülmüş Mach sayısından uzaklaştığı görülmüştür. Case 2, Case 3, Case 4 ve Case 5 sayısal sonuçları ile Case 1 sayısal sonucu karşılaştırıldığında stator çıkışının alt tarafında deneysel verilerden uzaklaşmış ve genel dağılımda deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmüştür.



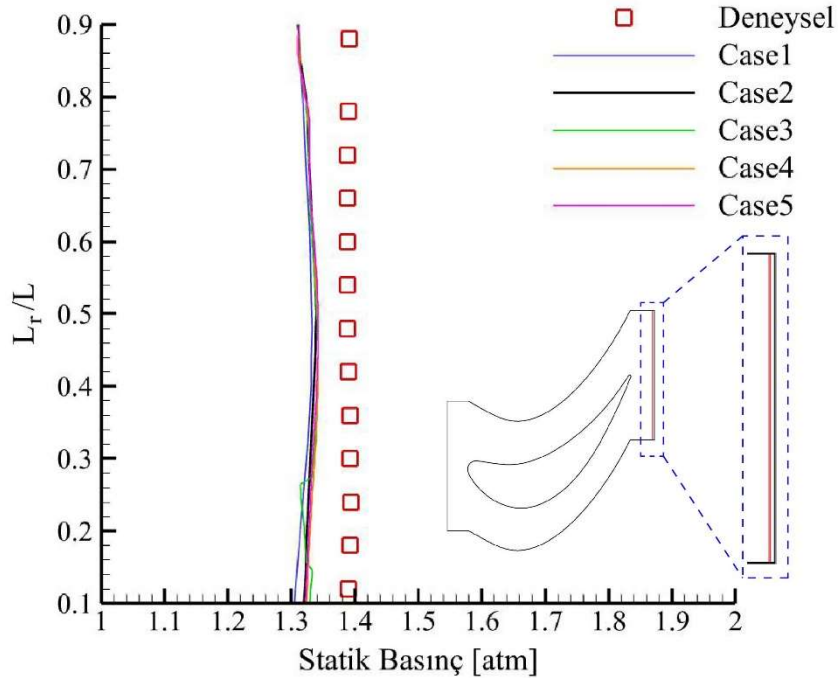
Şekil 4. Statik basınç dağılımının birinci kademe stator çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

Birinci kademe stator çıkışında hesaplanan statik basınç dağılımı sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 4'de gösterilmiştir. Case 1 sayısal analizinde hesaplanan ortalama 1.41 atm olan statik basınç değeri, çıkış bölgesinde alt tarafta deneysel çalışmada ölçülmüş ortalama 1.46 atm değerinden uzaklaştığı görülmüştür. Üst bölgede Case 1 sayısal sonuçların deneysel veriler ile örtüştüğü görülmüştür. Statik basıncın Case 2, Case 3, Case 4 ve Case 5 sayısal analizlerinde hesaplanan sonuçları deneysel veriler ile yakın değerler olduğu görülmüştür.



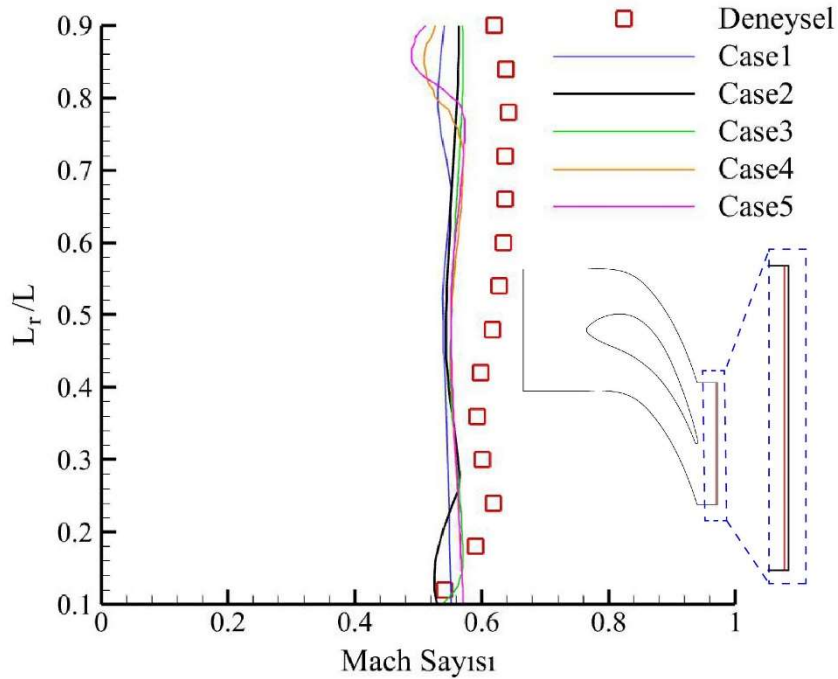
Şekil 5. Mach sayısının rotor çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

Rotor çıkışında hesaplanan Mach sayısı sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 5'te gösterilmiştir. Hesaplanan Mach sayıları deneysel veriler ile karşılaştırıldığında Case 3 sayısal sonucu rotor çıkışının alt (suction side) bölgesinde deneysel verilerden uzaklaştığı görülmüştür. Sayısal çalışmalarda Mach sayıları ortalama 0.181 olarak hesaplanmış ve genel dağılımı değerlendirildiğinde sayısal sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmüştür.



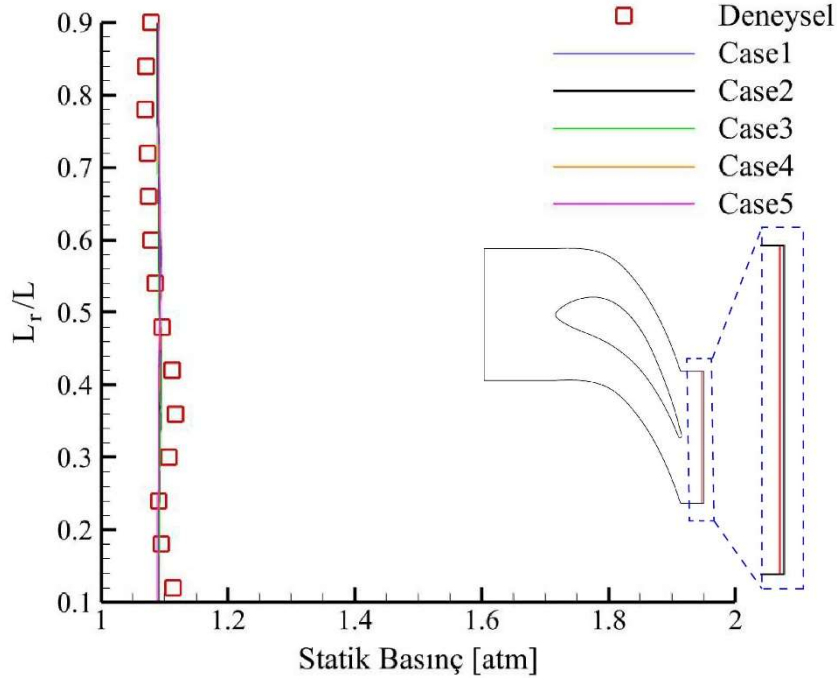
Şekil 6. Statik basınç dağılımının rotor çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

Rotor çıkışında hesaplanan statik basınç dağılımı sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 6'da gösterilmiştir. Deneysel çalışmada ortalama 1.4 atm olarak ölçülen statik basınç değeri sayısal çalışmalarda hesaplanan statik basınç değerinden 0.1 atm daha büyük olduğu görülmüştür. Sayısal çalışmalarda hesaplanan ortalama statik basınç değerleri karşılaştırıldığında Case 1 ve Case 3 sayısal sonuçları rotor çıkışında alt bölgesinde farklılık gösterdiği tespit edilmiştir. Sayısal analizlerde statik basınç değerleri dağılımı ortalama 1.31 atm olarak hesaplanmıştır ve sayısal çalışmaların birbirleri ile uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 7. Mach sayısının ikinci kademe stator çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

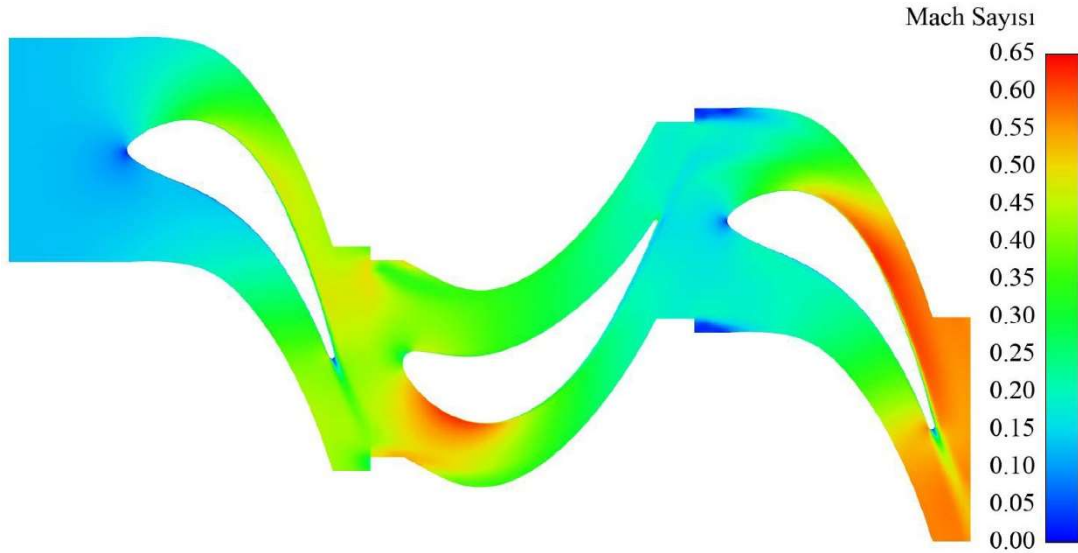
İkinci kademe stator çıkışında hesaplanan Mach sayısı sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 7’de gösterilmiştir. Sayısal analizlerde ortalama 0.55 olarak hesaplanan Mach sayısı deneysel verilerde ölçülmüş ortalama 0.6 Mach sayısından küçük olduğu tespit edilmiştir. Stator çıkışının üst bölgesinde Case 1, Case 4 ve Case 5 sayısal sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırıldığında Mach sayısı hızlı bir şekilde 0.49 değerine kadar düştüğü ve tekrar 0.57 değerine kadar yükseldiği tespit edilmiştir. Mach sayısı profili, Case 2 sayısal analizinde hesaplanan değerler ile deneysel verilerin benzer bir dağılım gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 8. Statik basınç dağılımının ikinci kademe stator çıkışındaki sayısal sonuçları ile deneysel verilerin karşılaştırması.

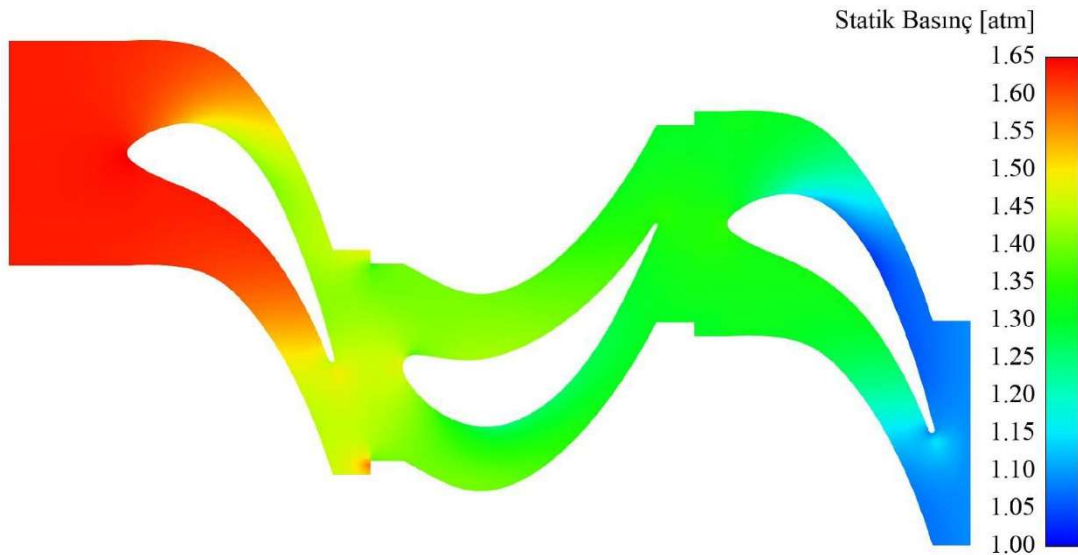
İkinci kademe stator çıkışında hesaplanan statik basınç dağılımı sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırması Şekil 8’de gösterilmiştir. Stator çıkışında, statik basınç değerleri sayısal analizlerde ortalama 1.1 atm olarak hesaplanmıştır ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile sayısal verilerin uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Farklı ağ elemanı sayısı kullanılarak yapılan sayısal çözümlerinde birinci kademe stator çıkışı, rotor çıkışı ve ikinci kademe stator çıkışından alınan Mach sayısı ve statik basınç dağılımları karşılaştırılmıştır. Sayısal analizlerde hesaplanan Mach sayıları ve statik basınç değerleri karşılaştırıldığında Case 1 dışında kalan diğer sayısal analizler benzer sonuçlar verdiği, bu sebeple ağdan bağımsız sonuçlar Case 2 ile sonlandırılmış ve bundan sonraki sonuçlarda Case 2 kullanılmıştır.



Şekil 9. Sayısal akış alanı boyunca Mach sayısı.

İki boyutlu sayısal analiz sonucunda Mach sayısının akış alanı boyunca dağılımı Şekil 9'da gösterilmiştir. Birinci kademe statorun üst bölgesinde Mach sayısı 0.45 değerine kadar yükselmiştir, bununla birlikte birinci kademe statorun alt tarafında Mach sayısının daha düşük olduğu görülmektedir. Rotoru yaklaşık olarak 0.45 Mach değerlerinde giriş yapan akışkanın rotorun alt bölgesinde 0.60 Mach değerlerine kadar ulaştığı görülmektedir. Rotoru firar kenarından terk eden akışkanın düşük enerjili iz oluşturarak ikinci kademe statora ulaştığı görülmüştür. İkinci kademe statora yaklaşık olarak 0.23 Mach değerinde giriş yapan akışkan daha sonra ikinci kademe statorun üst bölgesinde 0.65 Mach değerlerine ulaşarak statoru terk ettiği görülmektedir. İkinci kademe stator girişinde periyodik yüzeylere yakın olan bölgelerde Mach sayısının neredeyse sıfır değerini gördüğü tespit edilmiştir. Bu bölgelerde Mach sayısının sıfıra yakın olması interface (kesişim) bölgelerinden kaynaklanan bir hata olduğu düşünülmektedir. Sonraki çalışmalarda Ansys CFX akış çözücüsü kullanılarak bu hataların tespiti yapılması hedeflenmektedir.



Şekil 10. Sayısal akış alanı boyunca statik basınç dağılımı.

İki boyutlu sayısal analiz sonucunda statik basıncın akış alanı boyunca dağılımı Şekil 10'da gösterilmiştir. Birinci kademe statora 1.65 atm basınç ile giriş yapan akışkanın statorun üst bölgesinde basıncın düşerek emiş tarafını (suction side) oluşturduğu ve statorun alt bölgesinde ise basıncın yükselerek basınç tarafını (pressure side) oluşturduğu görülmüştür. Türbin rotoru

karakteristiği gereği esas görevinin basınç farkı oluşturmaması, yüksek enerjili akışkanın enerjisini mekanik enerjiye çevirmesi beklenmektedir ve dolayısı ile rotor bölgesinde basınç farkı bilindiği üzere yüksek olmadığı tespit edilmiştir. İkinci kademe statora ortalama 1.3 atm basınç ile giriş yapan akışkanın statoru ortalama 1 atm basınçta terk ettiği görülmektedir.

SONUÇ

Bu çalışmada deneysel veriler referans alınarak iki boyutlu sayısal modeli simüle edilmiş ve Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsü kullanılarak sayısal doğrulama çalışması yapılmıştır. Sayısal çözümler sonucunda stator ve rotor kanatları çıkışında Mach sayısı ve statik basınç değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan Mach sayıları ve statik basınç değerleri deneysel veriler ile kıyaslanmıştır ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Periyodik yüzeylerde deneysel ve sayısal veriler arasında oluşan farklılığın sebebinin stator-rotor-stator arasında ağ elemanı interpolasyonu sırasında Ansys Fluent akış çözücüsünün interpolasyonu belli bir limitte sınırlamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Sonraki çalışmada Ansys CFX akış çözücüsü kullanılarak ağ interpolasyonu bölgelerinde görülen düşük enerjili bölgelerin kaynağının bulunması hedeflenmektedir. Bu çalışma ile kanat profilleri optimizasyonu için alt yapı oluşturulmuştur. Yapılan bu doğrulama çalışması ve elde edilen sonuçlar neticesinde ilerleyen çalışmalarda stator ve rotor ikilisi özelinde kanat yapısı üzerine Ansys Fluent Adjoint çözücüsü kullanılarak yeni profiller üretilecektir. Bu çalışma ile iyileştirilmiş kanat profilleri elde edilmesi hedeflenmektedir. Elde edilecek iyileştirilmiş kanat profilleri kullanılarak üç boyutlu analizlerin yapılması hedeflenmektedir.

Kaynaklar

- Emil Göttlich, Carlos Xisto and Páscoa, José C., 2010, "Performance assessment limits in transonic 3D turbine stage blade rows using a mixing-plane approach." Journal of mechanical science and technology 24.10, 2035-2042.
- He, L., Li, Y., Moffatt, S., Ning, W. and Wells, R. G., 2005. "Blade forced response prediction for industrial gas turbines", Journal of propulsion and power, 21.4, 707-714.
- Durbin, P., Iaccarino, G., Kalitzin, G. and Medic, G., 2005, "Near-wall behavior of RANS turbulence models and implications for wall functions", Journal of Computational Physics, 204.1, 265-291.
- Niehuis, R., Schmidt, S., Stephan, B. and Reinmöller, U., 2001, "Clocking effects in a 1.5 stage axial turbine - steady and unsteady experimental investigations supported by numerical simulations." Asme Turboexpo 2001-GT-0304, New Orleans, Louisiana, USA.
- Benetschik H., Brouillet B., Gallus H.E., and Volmar T.W., 2000, "Time-accurate three-dimensional Navier-Stokes analysis of one-and-one-half stage axial-flow turbine", J Propul Power. 16.2, 327-35.
- Gallus, H. E., Niehuis, R. and Stephan, B., 2000, *Experimental Investigations of Tip Clearance Flow and its Influence on Secondary Flows in a 1½-Stage Axial Turbine.*, ASME Turboexpo 2000-GT-613, Munich, Germany.
- Gallus, H.E. and Walraevens, R.E., 1996, *European research community on flow turbulence and combustion*, ERCOFTAC SIG on 3D Turbomachinery flow prediction TESTCASE 6, 1 ½ Axial Flow Turbine.
- Gallus, H.E. and Walraevens, R.E., 1995, "Testcase 6: 1-1/2 Stage Axial Flow Turbine," ERCOFTAC SIG on Three-Dimensional Turbomachinery Flow Prediction, Les Arcs, France.
- Gallus, H.E. and Walraevens, R.E., 1995, *Experimental Investigation of Three-Dimensional Unsteady Flow Downstream the Rotor in a 1-½ Stage Turbine*, 95-Yokohama-IGTC-10.
- Utz, C., 1972, "Experimentelle Untersuchung der Strömungsverluste in einer mehrstufigen Axialturbine", Thesis No. 4894, ETH Zürich, Switzerland.