

LABİRENT SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI PERFORMANSININ HAD ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ

Yahya Doğu*

Mustafa Cem Sertçakan† ve Mustafa Kocagül‡

Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale

TEI, Tusaş Motor Sanayii A.Ş., Eskişehir

ÖZET

Uçak motoru ve diğer turbomakinalarda sızdırmazlık elemanı olarak yaygın kullanılan labirent keçeler, özellikle manevra, ilk çalışma ve durma gibi geçici operasyon rejimleri esnasında sürtünme nedeniyle aşınır ve kalıcı diş hasarıyla karşılaşır. Aşınmış diş, sızdırmazlık performansı olarak tanımlanan kaçak debide tasarım dışı öngörülemez değişikliklere neden olur. Motordaki geçici operasyon rejimine bağlı olarak rotor ve stator arasındaki açıklık, öngörülen labirent keçe açıklığından fazla kapandığında, labirent keçe dişlerinin yerleştiği rotor-stator karşısındaki stator-rotor sürtünme sonucu aşınır. Bu aşınma ile düzgün köşeli labirent diş ucu geometrisinin genellikle mantar veya yuvarlatılmış şekilde bir diş ucu geometrisine dönüştüğü motor bakımlarında gözlenmiştir. Bu diş aşınmaları ile sızdırmazlık performansı ve dolayısıyla motor performansı ve verimi motor tasarımında öngörülemez bir şekilde düşer. Bu çalışma kapsamında, genellikle uçak motorlarındaki labirent keçe uygulamalarında karşılaşılan mantar diş ve yuvarlatılmış diş şeklindeki aşınma geometrisinin sızdırmazlık performansı üzerindeki etkileri HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ile incelenmiştir. Sonuç olarak, yuvarlatılmış dişli labirent keçenin yuvarlanmadan dolayı her durumda keskin köşeli düz dişten daha fazla debi kaçırdığı belirlenmiştir.

SEMBOLLER

A	: Açıklık alanı, $[= \pi(R_s^2 - R_r^2)]$	R _p	: Basınç oranı, P ₁ /P ₂
c _p	: Özgül ısı	R _r	: Rotor yarıçapı
c _r	: Açıklık	R _s	: Stator yarıçapı
k	: Özgül ısılar oranı	P ₁	: Giriş Basıncı
\dot{m}	: Kaçak debi	P ₂	: Çıkış Basıncı
Ma	: Mach sayısı	T	: Sıcaklık
n	: Rotor devir sayısı	Ta	: Taylor sayısı $[Ta = (\rho \cdot v_t \cdot 2 \cdot c_r / \mu) \cdot \sqrt{c_r / R_r}]$
n _t	: Diş sayısı	μ	: Viskozite
R	: Mantar diş yarıçapı	ρ	: Yoğunluk
Re	: Açıklıktaki Reynolds sayısı, $[Re = \dot{m} \cdot 2 \cdot c_r / (\mu \cdot A)]$	v _t	: Teğetsel Hız
		Φ	: Akış fonksiyonu $[\Phi = (m \cdot \sqrt{T_1}) / (P_1 \cdot A)]$

* Prof. Dr., Makine Müh. Böl., E-posta: yahya.dogu@hotmail.com

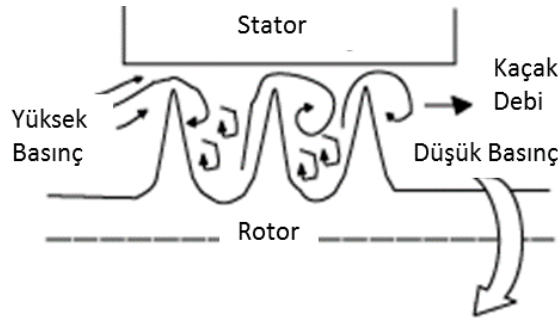
† İkincil Hava Sistemleri Müh., E-posta: mustafacem.sertcakan@tei.com.tr

‡ Kıdemli İkincil Hava Sistemleri Müh., E-posta: mustafa.kocagul@tei.com.tr

GİRİŞ

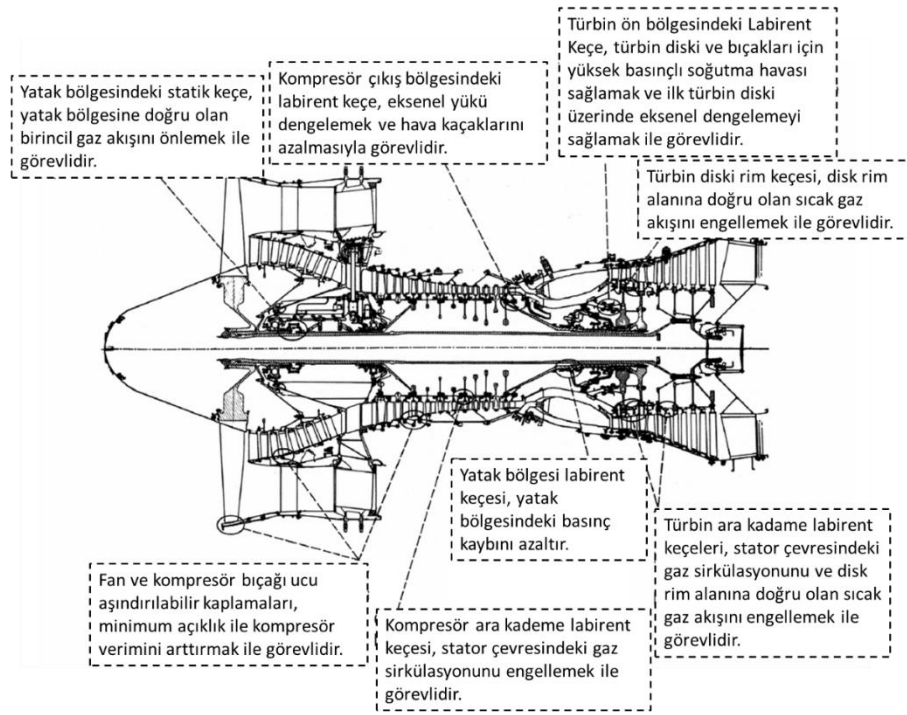
Gaz türbinli motorlarda verim ve performansı artırmanın efektif ve ekonomik yollarından birisi; sabit ve dönen parçalar arasındaki açıklıktan kaçan basınçlı hava kayıplarının kontrol edilmesi ve minimize edilmesidir. Bu kaçak hava debisinin kontrol edilmesi ise, ilgili bölgelerde kullanılan sızdırmazlık elemanlarının tasarımlarının uygun şekilde yapılmasıyla gerçekleşmektedir. Sızdırmazlık elemanları, türbindeki yüksek ve düşük basınç bölgelerinin muhafazasında ve bu bölgeler arasındaki kaçak debinin kontrolünde kullanılır. Doğru tasarlanmış bir sızdırmazlık elemanının, motor verimini %1-2 seviyelerinde artırma potansiyeli olduğu bilinmektedir. Tüm verim ve performans limitlerinin daha fazla zorlandığı günümüz teknolojisinde dünya üzerindeki bütün gaz türbinli motorlar ve çalışma saatleri dikkate alınır, bu verim artışı ciddi seviyede ekonomik öneme sahiptir. Sızdırmazlık elemanları, gaz türbinli motorlardaki verim artışının yanı sıra, kullanım ömrünün uzatılması, güvenilirliğinin artırılması ve bakım maliyetlerinin azaltılması vb. gibi konularda da önemli katkıya sahiptir.

Labirent keçeler, turbomakinalarda uzun yıllardır kullanılan ve birçok farklı tipte tasarlanabilen sızdırmazlık elemanlarıdır. En yaygın kullanılanları, düz ve basamaklı labirent keçelerdir. Labirent keçeler, rotor ve stator arasına labirent dişler yerleştirilerek kaçak akışkan debisini kontrol etmeyi amaçlamaktadır. Şekil 1’de örnek bir labirent keçe uygulaması gösterilmiştir. Yüksek ve düşük basınç bölgeleri arasındaki açıklığı kısacak şekilde yerleştirilen dişler tekrarlı akış kesiti kısılmaları ile kaçak debiyi azaltır. Labirent keçelerin en önemli avantajı imalatlarının ve gaz türbini üzerinde uygulamalarının basit olmasıdır. Dezavantajları ise, türbin geçici rejimlerinde sürtünmelerden dolayı kalıcı aşınmalara maruz kalması ve sızdırmazlık performansının düşmesidir. Sızdırmazlık elemanları; çalıştıkları zorlu ortamlarda sürtünme, aşınma, mekanik, ısı ve aerodinamik formlarda çok çeşitli yükler altında çalışırlar. Bu nedenle sızdırmazlık elemanlarının çalıştığı şartlara uygun tipte seçilmesi ve tasarımının motor karakteristiğine uygun yapılması gerekir.



Şekil 1: Örnek bir labirent keçe uygulaması

Gaz türbinli motorlarda, ana akış hattında ve özellikle iç hava akış yolları üzerindeki yüksek ve düşük basınç bölgeleri arasında sızdırmazlık elemanları uygulanmaktadır. İkincil akış sisteminin, türbin üzerinde yağlama, soğutma, eksenel dengeleme gibi kritik görevleri vardır. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak uygulama yerleri ve görevleri Şekil 2’de şematik olarak gösterilmiştir [Chupp, 2006].



Şekil 2: Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarındaki genel uygulama yerleri ve görevleri [Chupp, 2006].

Labirent keçelerde kaçak debiyi sınırlayıcı en önemli parametre açıklıktır. Bu açıklık, türbin geçici rejimindeki rotor-stator izafi hareketlerine bağlı olarak kapanabilir [Lattime, 2002]. Açıklığın kapanmasıyla birlikte labirent keçe dişleri statora sürtmeye ve aşınmaya başlamaktadır. Aşınma esnasında ise diş uçları değişik şekiller alabilmektedir. Aşınmış diş geometrisine bağlı olarak sızdırmazlık performansı olumsuz şekilde etkilenmektedir ve motor verimi, performansı, ömrünü ve dayanıklılığını düşmektedir [Ludwig, 1974; Chupp, 2006]. Labirent keçeler tasarım değerlerinin dışına çıktığında, motor verimi ve performansı sırasıyla %10 ve %21'e kadar düşebilir [Ludwig, 1974]. Türbinin ömür çevrimi içinde önemli olan kaçak debi artışının hangi seviyede olduğuna dair literatürdeki çalışmalar oldukça sınırlıdır ve konu bilinmeyen olarak önemini korumaktadır.

Labirent Keçelerde Oluşan Aşınma Şekilleri

Labirent dişler, türbin geçici rejiminde rotor-stator ikilisinin izafi olarak radyal ve/veya aksel hareketi sonucu, dişlerin yerleştirildiği yere göre rotora ya da statora sürtünerek aşınır. Labirent diş ve karşı yüzey malzeme çiftine bağlı olarak aşınma; sadece diş, sadece karşı yüzey veya her ikisinin aşınması şeklinde gerçekleşebilir. Yine malzeme çiftine bağlı olarak karşı yüzeyde oyuk da oluşabilir. Labirent dişin aşınmasına yönelik buhar ve gaz türbinlerinde karşılaşılan iki tür diş aşınma şeklinin olduğu deneysel çalışmalarda ve motor bakımlarında gözlenmiştir. Bu labirent diş aşınma geometrileri,

- mantar diş aşınması
- yuvarlatılmış diş aşınması

şeklinde. Literatürde mantar diş aşınmasının [Zimmermann, 1994; Ghasripoor, 2004; Pychynski 2016] ve yuvarlatılmış diş aşınmasının [Zimmermann, 1994; Chougule, 2006; Delebarre, 2014] fotoğraflandığı yayınlar bulunmaktadır.

Literatürde, mantar diş aşınmasındaki kaçak debi değişiminin incelendiği [Xu, 2006; Doğu, 2015; Doğu, 2016] ve yuvarlatılmış diş aşınmasındaki kaçak debi değişiminin incelendiği [Rhode, 2001; Doğu, 2016] yayınlar bulunmaktadır. Fakat literatürde iki aşınma çeşidinin de kaçak debi

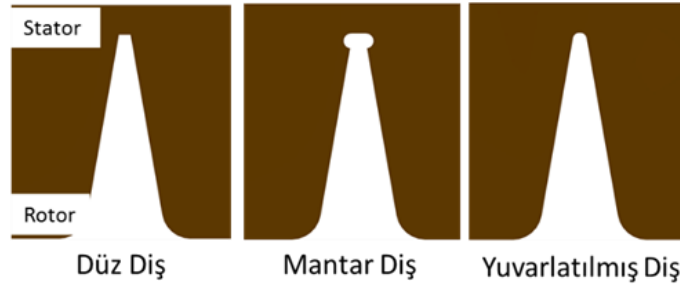
bakımından karşılaştırması ve sızdırmazlık performansına etkisinin incelendiği kısıtlı [Doğu, 2016] yayın bulunmaktadır. Bu yayın ile labirent keçelerde görülün aşınma çeşitlerinin sızdırmazlık performansına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Bu aşınma çeşitleri rotor ve stator malzemelerinin sertliklerine bağlı olarak gerçekleşmektedir. Her iki aşınma geometrisi de kaçak debiyi artırmaktadır. Bu kaçak debi artışı, aşınma miktarına bağlı olarak artan açıklık ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Kaçak debideki %1 artış, sivil havacılıkta kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,1 artışa, itme kuvvetinde %0,8 azalışa; askeri alanda kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,3 artışa, itme kuvvetinde %1 azalışa karşılık gelmektedir [Stocker, 1975]. Dünya üzerindeki tüm motorlar düşünüldüğünde, yakıt sarfiyatındaki bu küçük artışlar bile büyük bir maddi kayba karşılık gelmektedir.

Motorun soğutulması, yağ sızıntılarının engellenmesi, aksenal kuvvet dengelemesi ve ters akış önlenmesi gibi birçok kritik bölge için gerekli hava debisinin kontrolünü de sızdırmazlık elemanları yapmaktadır. Bu sebeple sızdırmazlık elemanları aynı zamanda motor güvenliği açısından da önemlidir. Yukarıda belirtilen sebepler doğrultusunda, kaçak debi artışına sebep olan labirent diş aşınması motorlar için incelenmesi gereken ve gecikmiş bir konudur.

Bu çalışmada, analizi yapılan uygulamada labirent dişler, rotor üzerine yerleştirilmiştir. Dolayısıyla; rotorla dönen dişler, sabit statora değerek aşınmaktadır. Aşağıda, Şekil 3'te aşınma çeşitlerinin HAD analizinde kullanılacak diş geometrileri şematik olarak gösterilmiştir. Çalışmanın amacı labirent keçelerde aşınmış diş geometrilerinin kaçak debiye etkilerinin belirlenmesidir. Bu amaçla aşağıda listelenen 3 farklı diş geometrisi incelenmiştir:

- 1) Düz diş
- 2) Mantar diş
- 3) Yuvarlatılmış diş



Şekil 3: Labirent diş aşınma formları.

Havacılık motorlarında ve güç santrali türbinlerindeki labirent dişlerin aşınmaları farklılık göstermektedir. Havacılık motorlarında kullanılan labirent dişlerde kaplama kullanıldığı için genelde yuvarlatılmış diş aşınması, güç santrali türbinlerinde kullanılan labirent diş uygulamalarında ise kaplama kullanılmadığı için genelde mantar diş aşınması gerçekleşmektedir.

Mantar Diş Aşınması: Mantar diş aşınması genelde güç santrali türbinlerinde kullanılan labirent dişlerde oluşur. Şekil 4'de deneysel olarak fotoğraflanan bir mantar diş aşınması görülmektedir [Ghasripoor, 2004]. Mantar diş aşınmasında, karşı yüzeyin malzemesi diş malzemesine göre daha sert olduğundan diş ucu aşınır. Diş uçları, karşı yüzeye temas ettiğinde sürtünmenin oluşturduğu ısı ile erimeye başlar, malzeme kaybı olur ve keskin köşeli diş ucu mantar şekline benzer bir forma dönüşür. Geçici rejimin ardından rotor ve stator nominal çalışma şartlarına göre pozisyonlandıklarında, geçici rejimde diş uçlarının aşınması ile oluşan malzeme ve form kaybı nominal şartlardaki diş açıklığının daha fazla olması ile sonuçlanır. Böylece; aşınmaya bağlı açıklık artışı ve diş geometrisi değişimi nedeniyle öngörülemeyen kalıcı kaçak debi artışı oluşur.

Yuvarlatılmış Diş Aşınması: Yuvarlatılmış diş aşınması genelde havacılık motorlarında görülür. Şekil 4'te düz diş ve yuvarlatılmış formda aşınan diş gösterilmiştir [Rhode, 2001]. Yuvarlatılmış diş aşınmasında karşı yüzeyin malzemesi dişe göre daha yumuşak olduğundan, mantar diş aşınmasındaki gibi ciddi aşınma gözlenmez. Mantar formdaki aşınma yerine, dişlerin keskin köşeleri tıraşlanır ve diş ucu yuvarlatılmış bir form alır. Yuvarlatılmış diş aşınması gerçekleşirken, aynı zamanda karşı yüzeyin malzemesine bağlı olarak karşı yüzeyde bir oyuk da oluşabilmektedir. Hatta bu durum aşınabilir sızdırmazlık elemanı uygulamalarında özellikle de istenmektedir.



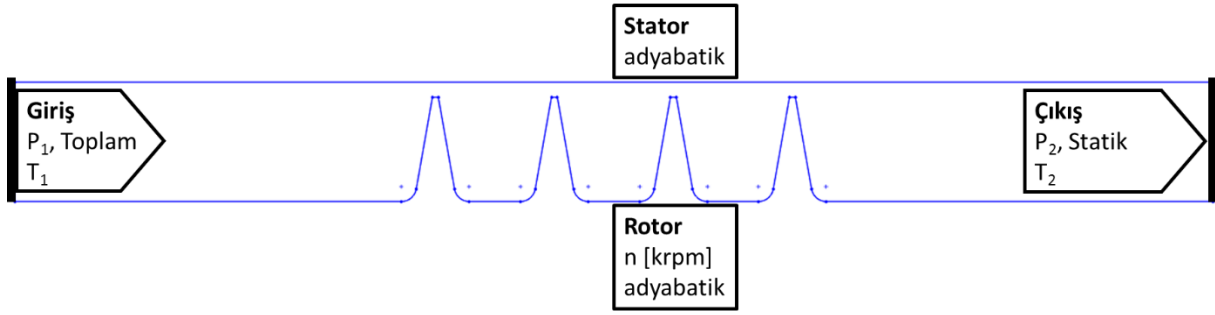
Şekil 4: Düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş [Ghasripor, 2004; Rhode, 2001].

Statordaki oyuk, geçici rejimdeki rotor-stator ikilisinin radyal-eksenel hareketine bağlı olarak gelişen aşınmaya göre derinleşebilir ve/veya genişleyebilir. Yuvarlatılmış diş geometrisi, düz dişe göre daha yuvarlak hatlara sahip olduğundan daha fazla debi kaçıracaktır. Ayrıca, oyuk oluşması, kısılmanın olduğu bölgede diş ile stator arasındaki mesafeyi arttıracığından, sızdırmazlık performansı montaj durumuna göre de değişiklik gösterecektir.

Bu çalışma kapsamında, labirent keçe uygulamalarında karşılaşılan mantar diş ve yuvarlatılmış diş şeklindeki her iki aşınma geometrisinin sızdırmazlık performansına etkileri HAD analizleri ile incelenmiştir.

YÖNTEM

HAD analizlerinde modellenen labirent keçe akış bölgesi ve uygulanan sınır şartları Şekil 5'te gösterilmiştir. Rotorun dönüş yönü olan açısız yönde geometri ve sınır şartları açısından simetri olduğu için, HAD modellemesi 2-boyutlu ekstenel simetrik koordinatlarda gerçekleştirilmiştir. Yani; model, ekstenel ve radyal doğrultuları içermektedir. Açısız doğrultudaki yüzeylerde ise peridodik tekrar eden sınır şartı tanımlanmıştır. Labirent dişlerden önceki giriş bölgesi ve sonraki çıkış bölgesi, tam gelişmiş akış şartlarının sağlanması için ekstenel yönde bir miktar uzatılmıştır. Analizlerde, Ansys-Fluent v.15 paket programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak k- ϵ realizable, duvar fonksiyonu olarak enhanced wall treatment tanımlanmıştır. Yoğunluğun değişimi ideal gaz denklemi ile dikkate alınmıştır. Giriş sınırında toplam basınç ve oda sıcaklığı ve çıkışta ise statik basınç tanımlanmıştır. Giriş ve çıkış sınırlarında türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap ise açıklığın iki katı olarak alınmıştır. Basınç oranı değeri, çıkış statik basıncı sabit tutulurken giriş toplam basıncı değiştirilerek ayarlanmıştır. Rotor ve stator sınırları için adyabatik duvar ve kaymamazlık sınır şartı tanımlanmıştır. Rotor dönmesinin dahil edildiği analizlerde rotor sınırı, belli bir açısız hız ile döndürülmüştür. Hava özellikleri (viskozite, özgül ısı, ısı iletim katsayısı), giriş sınırındaki şartlarda alınmıştır.

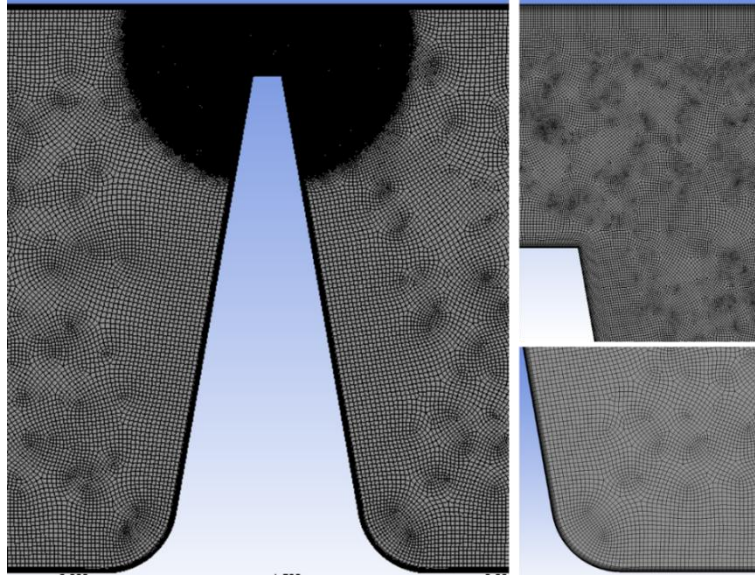


Şekil 5: HAD model geometrisi ve sınır şartları.

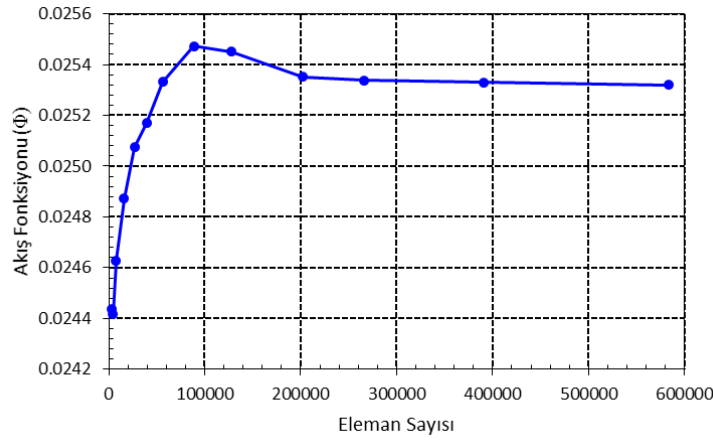
Kullanılan ağ yapısı tipik olarak düz diş için Şekil 6'da gösterilmiştir. Diş üstündeki kısılma bölgelerinde ve rotor-stator yüzeylerinde daha sık ağ oluşturulmuştur. Özellikle sınır tabakaya yakın bölgelerdeki değişimin yakalanabilmesi ve y^+ değerlerinin kabul edilebilir seviyede olabilmesi için rotor-stator yüzeylerinde ince katmanlar şeklinde giderek incelen ağ yapısı kullanılmıştır. Dört dişten oluşan temel durum için eleman sayısı $\sim 4 \times 10^5$ seviyesindedir. Bu ağ topolojisi tüm analizlerde kullanılmıştır. Artan/azalan diş sayısı ile eleman sayısı değişmektedir. Bu ağ topolojisi ile elde edilen analiz sonuçları, eleman sayısından bağımsız sonuç elde edilmesi için Şekil 7'de gösterildiği gibi yeterli seviyededir.

Analiz sonuçları; kaçak debi yerine, sızdırmazlık elemanlarında yaygın kullanılan, boyutsuz bir sızdırmazlık performansı değerlendirme sayısı olan ve aşağıdaki denklem ile hesaplanan akış fonksiyonu (Φ) cinsinden verilmiştir.

Akış fonksiyonu:
$$\Phi = \frac{m \cdot \sqrt{T_u}}{P_u \cdot A_c} \quad (\text{Denklem: 1})$$



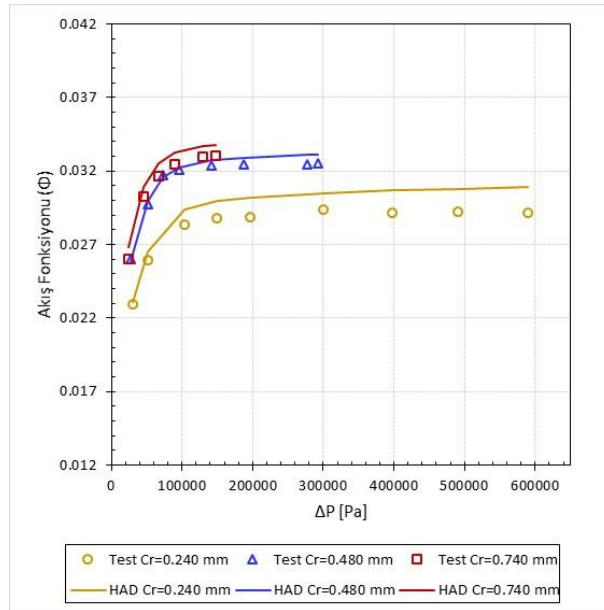
Şekil 6: Ağ yapısı genel görünümü.



Şekil 7: Kaçak debinin eleman sayısı ile değişimi.

Doğrulama

Şekil 8’de yapılan testler ile HAD analiz modelinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 8’de gösterilen grafikte yatay eksen basınç farkı dikey eksen ise akış fonksiyonudur. Karşılaştırma, üç farklı açıklıkta değişik basınç farkları için yapılmıştır. Test ve HAD analizleri arasındaki ortalama fark; dar açıklıklarda en fazla %6, orta seviye açıklıklarda en fazla %2 ve geniş açıklıklarda ise en fazla %3 olarak gerçekleşmiştir. Bu farklar kabul edilebilir seviyede düşüktür. Test sonuçları ile HAD analizlerinin oldukça iyi eşleştiği söylenebilir.



Şekil 8: Testler ile HAD analizlerinin karşılaştırması.

SONUÇLAR

Mantar diş ve yuvarlatılmış diş oluşturulurken; aşınmamış düz diş ucundaki kalınlık, iki taraflı olarak simetrik şekilde mantarlaştırılmış ve yuvarlatılmıştır. Bu idealize edilmiş bir yaklaşımdır. Gerçekteki aşınmanın iki taraflı simetrik olarak bu şekilde oluşacağı söylenemez, ancak inceleme için bir yaklaşım olarak bu ideal simetrik geometrik aşınma alınmıştır. Diş keskin köşelerindeki, en

küçük yuvarlanma şeklindeki pah kırımı dahi akışı büyük oranda etkileyecektir. Bu sebeple mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrisinin düzensiz ve anti-simetrik olmasının etkilerinin ikincil seviyede olacağı beklenmektedir.

Düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizleri için Çizelge 1’de değer aralıkları da verilen dört adet parametrenin kaçak debiye etkisi incelenmiştir. İncelenen parametrelerin değişim aralıkları uygulama yerine ve çalışma şartlarına bağlı olarak belirlenmiştir. İncelenen parametreler ve değişim aralıkları özetle; açıklık ($c_r=0,127$ mm; 0,508 mm), basınç oranı ($R_p=1,5-3,5$), diş sayısı ($n_t=2-12$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80$ krpm) şeklindedir. Çizelge 1’de listelendiği gibi dört adet analiz parametresi bulunmaktadır. Ayrıca, her bir parametrenin etkisinin ortaya konulabilmesi için parametrelere ait üç ile altı arasında değer alınmıştır. Bu durumda analiz matrisi oldukça geniş olmaktadır. Analiz sayısını azaltmak ve bağımsız değerlendirmeler yapabilmek için analiz matrisinde bir temel durum tanımlanmış ve tüm karşılaştırmalar bu temel durum parametre değerleri için yapılmıştır. Aşağıdaki tüm grafikler aksi belirtilmedikçe bu temel durum parametre değerleri (basınç oranı $R_p=1,5$; diş sayısı $n_t=4$; dönmeyen rotor $n=0$ krpm) için üretilmiştir.

Mantar diş ve yuvarlatılmış dişteki oluşacak aşınmadan kaynaklı açıklık artışı bu çalışma kapsamında ihmal edilmiştir. Bu durumda, nominal şartlarda dişin düz, mantar ve yuvarlatılmış şekilde olmasının etkileri ortaya konmuş olacaktır.

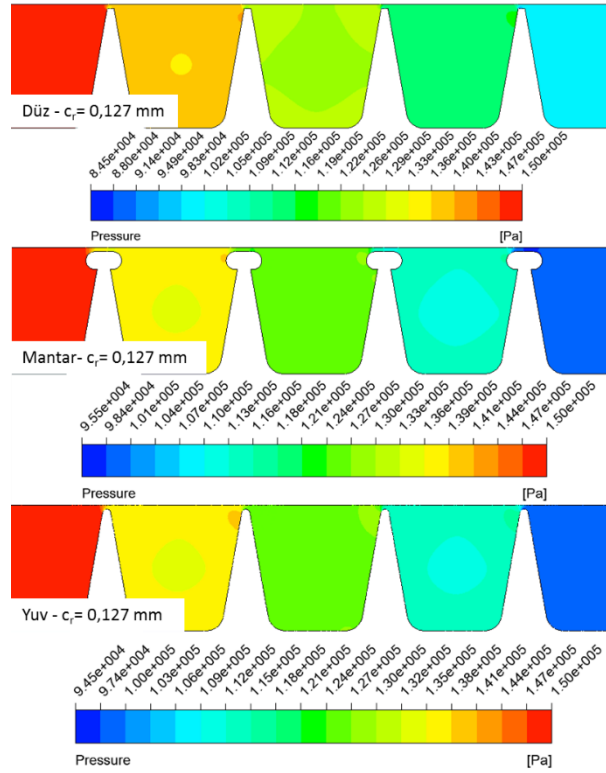
Çizelge 1: Yuvarlatılmış diş analiz matrisi

#	Parametreler	Değerler (Min., Temel, Max.)
1	Açıklık c_r (mm)	<u>0,127</u> - 0,254 - 0,508
2	Basınç oranı R_p	<u>1,5</u> - 2,5 - 3,5
3	Diş sayısı n_t	2 - <u>4</u> - 8 - 12
4	Rotor dönüş hızı n (krpm)	<u>0</u> - 10 - 20 - 30 - 40 - 80

Labirent Keçe Akış Alanının İncelenmesi

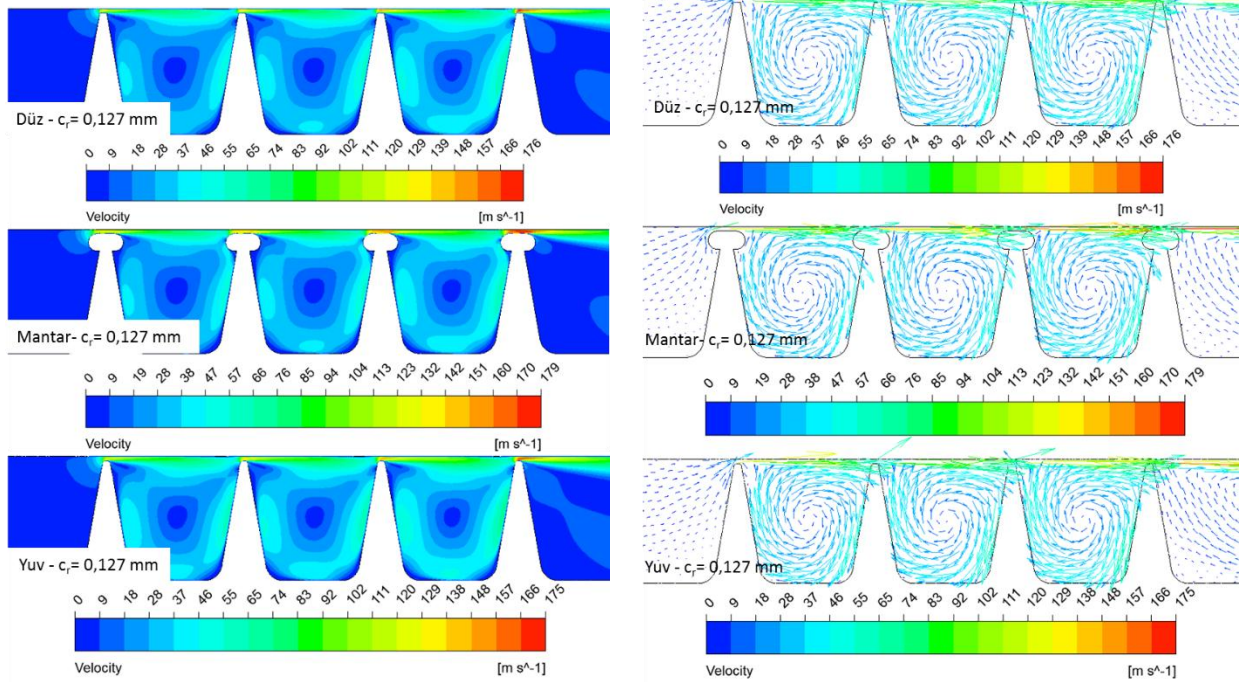
Analizlerin nihai çıktısı olarak kaçak debinin Çizelge 1’de belirtilen parametrelere göre değişimini incelenmeden önce, labirent keçede oluşan akış alanının anlaşılabilmesi ve aşınmış diş ucunun akış oluşumuna etkisinin gözlenmesi için öncelikle akış görsellemesi yapılarak HAD analizi sonuçları incelenmiştir. Bu inceleme, temel durum HAD analizi parametreleri için yapılmıştır. Statik basınç dağılımı (Şekil 9), hız dağılımı ve hız vektörleri (Şekil 10) gösterilmiştir. Şekiller, $c_r=0,127$ mm açıklığa sahip düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş olmak üzere üç geometri için oluşturulmuştur.

Şekil 9’da görüldüğü gibi; incelenen diş geometrilerinin hepsi için (düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş) basınç ilk diştten son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir. Şekil 10’da ki hız dağılımlarından, akışın geniş giriş boşluğundan ilk diş açıklığına doğru yönelerek kısıldığı görülmektedir. Bu ilk dişin girişindeki kısılma etkisi, büyük yerel kayıplara ve daha fazla basınç düşmesine neden olmaktadır. İlk diştten sonra, akış bir sonraki açıklığa geçerken, bir önceki açıklıktan jet halinde geçtiğinden, ilk diştten sonraki dişlerde daha az yerel kayıplar ve basınç düşümü görülmektedir. Bir diğer ifadeyle, ilk diş genelde bütün durumlarda göreceli olarak diğer dişlere göre daha fazla basınç yükü taşımaktadır. Bu gözlem Suryanarayanan ve Morrison [Suryanarayanan ve, Morrison 2009] tarafından da raporlanmıştır.



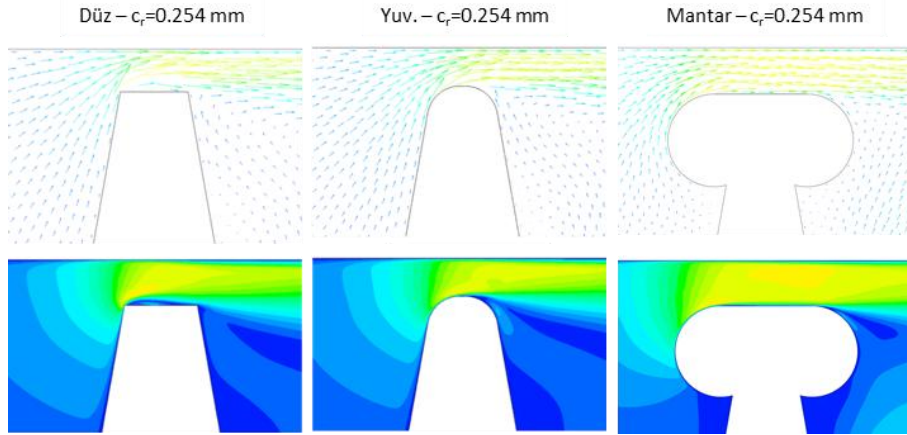
Şekil 9: Statik basınç dağılımı

Şekil 10'da ki hız dağılımından ve hız vektörlerinden görüldüğü üzere; akış, aşınmış dişlerin (mantar ve yuvarlatılmış) ucundan düz dişlere göre daha yumuşak dönüşlü geçmektedir. Akışın hızı diş üstü kısımla bölgelerinde artmaktadır. Son diş üstünde ise hız en yüksek değere ulaşmaktadır. Dişler arasındaki boşluklarda ise akış girdapları oluşmaktadır.



Şekil 10: Hız dağılımı ve vektörleri.

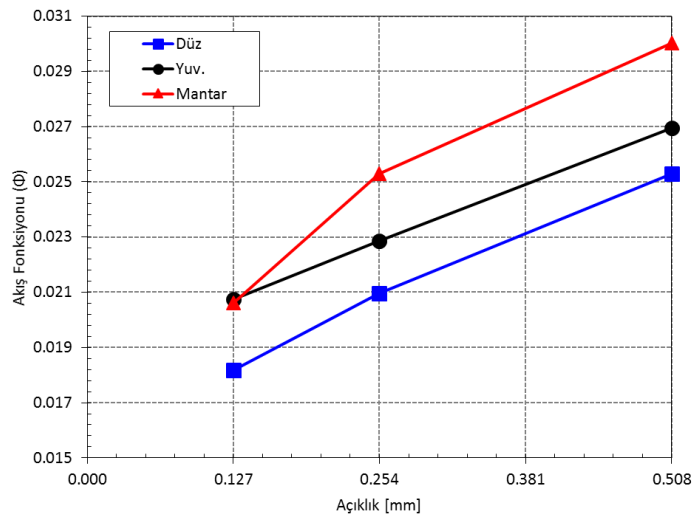
Şekil 11’de kaçak debiyi birincil seviyede belirleyen dış üssü kısılma bölgesindeki hız dağılımı ve hız vektörleri birinci dış için yaklaşıtırlarak gösterilmiştir. Düz dış üstünde, düz dışın keskin köşesi nedeniyle akışın yüzeyden kopması kaynaklı vena-contracta etkisi olarak bilinen akış kesitinde daralma olmaktadır. Bu durum kısılma bölgesindeki etkin (akış tarafından kullanılabilir) açıklığı azaltmaktadır. Bu akış kesiti daralması, mantar ve yuvarlatılmış dişlerde düz dışa göre oldukça düşük seviyelerde görülmektedir. Dolayısıyla; nihai etki olarak, aşınmış mantar ve yuvarlatılmış dişlerdeki vena-contracta kısılmasının düz dışa göre daha az olması, daha az yerel kayıplara ve daha fazla kaçak debiye neden olacaktır.



Şekil 11: Birinci dişteki kısılma bölgesindeki hız vektörleri ve hız dağılımı.

Açıklık

Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi, incelenen diş geometrilerinin hepsi için (düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş) Şekil 12’de gösterilmiştir. Açıklık, labirent keçe uygulamalarında tecrübe edilen geniş bir aralıkta ($c_r=0,127-0,508$ mm) değiştirilmiştir. Tüm diş geometrileri için kaçak debi artan açıklık ile yaklaşık doğrusal olarak artmaktadır. Mantar dişli ve yuvarlatılmış dişli labirent keçe, bütün açıklık değerlerinde düz dişli labirent keçeden fazla debi kaçırmaktadır. Mantar diş ile yuvarlatılmış diş karşılaştırıldığında ise açıklık önemli bir parametre haline gelmektedir. Açıklığın küçük değerinde ($c_r=0,127$ mm); yuvarlatılmış diş mantar dişten biraz fazla (binde birden küçük) debi kaçırmaktadır. Açıklığın büyük değerlerinde ($c_r=0,254$ mm ve daha büyük) ise mantar diş yuvarlatılmış dişten bariz şekilde daha fazla debi kaçırmaktadır.



Şekil 12: Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi.

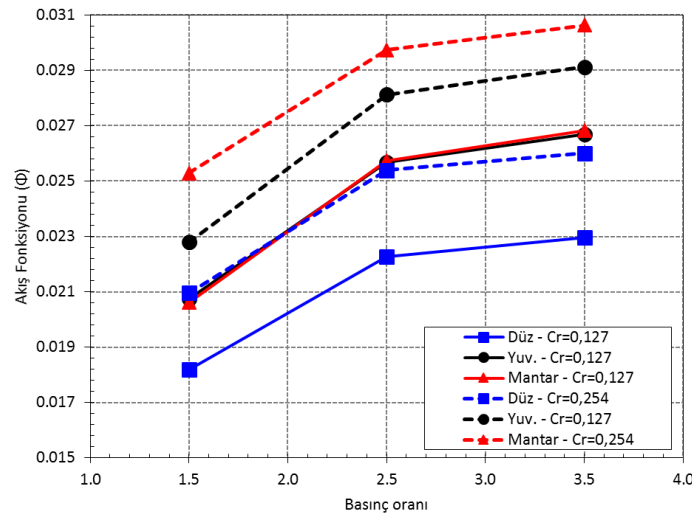
Basınç Oranı

Basınç oranının akış fonksiyonu üzerindeki etkisi Şekil 13'te gösterilmiştir. Grafikte düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrileri karşılaştırılmıştır. Tüm diş geometrileri için, basınç oranının 1,5'den 2,5'e artışındaki akış fonksiyonundaki artış; basınç oranının 2,5'den 3,5'e artışındaki artıştan daha fazla gerçekleşmiştir. Bu davranış, incelenen her iki açıklık ($c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm) için de geçerlidir.

Ayrıca, incelenen her iki açıklık ve bütün basınç oranları için; akış fonksiyonunun küçükten büyüğe genel sıralaması; düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş şeklinde gerçekleşmiştir. Yani, düz diş en düşük kaçak debi ve mantar diş en yüksek kaçak debi değerine sahiptir. Açıklığın küçük değerinde ($c_r=0,127$ mm); yuvarlatılmış diş mantar diştten biraz fazla debi (binde birden küçük) kaçırmaktadır. Açıklığın büyük değerlerinde ($c_r=0,254$ mm ve daha büyük) ise mantar diş, yuvarlatılmış diştten belirgin şekilde daha fazla debi kaçırmaktadır.

Düz dişin en düşük kaçak debiye sahip olmasının nedeni, Şekil 13'de ki hız vektörleri ve hız dağılımında gösterildiği gibi keskin köşe nedeniyle vena-contracta etkisi olarak bilinen akış kesitindeki daralmanın aşınmış dişlere göre daha belirgin oluşması olarak açıklanabilir. Düz diş görece daha yuvarlatılmış hatlara sahip olan mantar ve yuvarlatılmış diş formlarında, akış daha yumuşak bir şekilde diş formunu takip etmekte daha az vena-contracta kısılması oluşmaktadır. Aşınmış diş formlarında, akışkan yüzeyden daha az koparak/ayrılarak açıklıktan geçmektedir. Aşınma durumlarında, akışın dişe temas ettiği sürtünme yüzeyi artsa da, vena-contracta kısılması daha baskın rol oynamaktadır. Tüm bu sebeplerden dolayı düz dişteki toplam yerel kayıplar daha yüksek olmakta ve daha az debi kaçırmaktadır.

Mantar dişin yuvarlatılmış dişe göre daha fazla debi kaçırmaması ise, yine aynı akış oluşumu bakışıyla; mantar dişin göreceli olarak daha yumuşak forma ve akış geçişine sahip olması ile açıklanabilir.

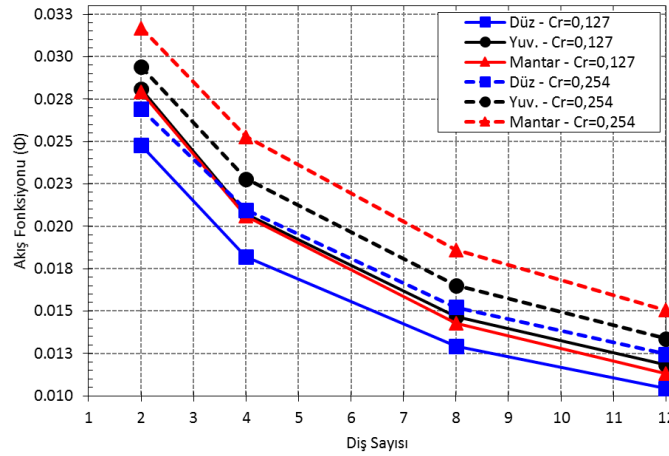


Şekil 13: Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi

Diş Sayısı

Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi her iki açıklık ($c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm) için Şekil 14'te gösterilmiştir. Diş sayısı, incelenen tüm diş geometrileri için geniş bir aralıkta $n_f=2-12$ değiştirilmiştir. Diş sayısı arttıkça, kısılma sayısı ve kısılmalar arasındaki boşluk sayısı artmakta ve akış daha uzun bir yol kat etmektedir. Böylece de daha fazla sürtünme kayıpları ve kinetik enerji kaybı oluşmaktadır. Akış fonksiyonu, diş sayısı arttıkça tüm diş geometrileri için benzer bir eğilim ile azalmaktadır. Diş sayısı ile akış fonksiyonundaki azalma oranı, yüksek diş sayılarından düşük

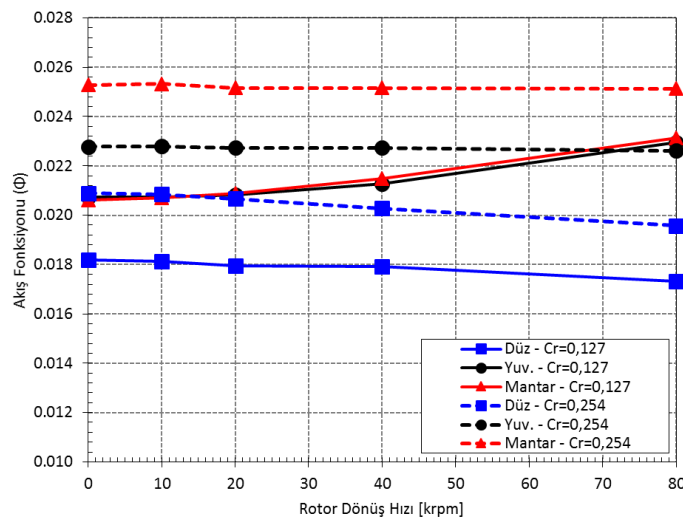
diş sayılarına doğru giderek azalmaktadır. Yani 2 ile 4 diş sayısı arasındaki kaçak debi azalma oranı, 4 ile 8 diş sayısı arasındaki kaçak debi azalma oranından daha fazladır.



Şekil 14: Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi

Rotor Devir Sayısı

Akış fonksiyonunun rotor devir sayısı ile değişimi Şekil 15'de gösterilmiştir. Analizler yine iki farklı açıklık ($c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm) için yapılmıştır. Rotor devir sayısı geniş bir aralıkta $n=0-80$ krpm değiştirilmiştir. Düz dişte her iki açıklık için ve mantar ve yuvarlatılmış dişlerde $c_r=0,254$ mm açıklık için, artan rotor devir sayısı ile akış fonksiyonu bir miktar azalmaktadır. Ancak, mantar ve yuvarlatılmış dişlerde $c_r=0,127$ mm açıklık için ise, artan rotor devir sayısı ile giderek fazlalaşacak şekilde akış fonksiyonu artmaktadır. Mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrilerinde vena contracta etkisi düz dişte göre daha az olduğu için düşük açıklık değerlerinde artan rotor devir sayısı ile akış fonksiyonu artış göstermiştir. Bu davranışa ayrıca bir başka neden ise, Waschka'nın [Waschka, 1992] çalışmasında belirttiği üzere, Ta/Re sayılarının oranının 0,2'den düşük kaldığı durumlarda rotor dönüş hızı, kaçak debi üzerinde etkisiz kalmaktadır. Düşük devir sayılarında Ta sayısı düşük olacağından dolayı Ta/Re oranı düşük olacaktır. Devir sayısı arttıkça Ta/Re oranı artacaktır.



Şekil 15: Akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi

SONUÇ

Labirent keçelerde görülen mantar ve yuvarlatılmış formdaki aşınmalar kaçak debiyi etkilemektedir. Labirent keçe dişleri aşındıklarında, aşınmadan kaynaklı açıklık artışı ihmal edilse dahi, aşınmamış düz dişe göre daha fazla debi kaçırmaktadır. Düz dişteki keskin köşe ve kenarlar labirent keçelerde düşük kaçak debi için gerekli bir geometrik özelliktir. Öyle ki, keskin köşelerde oluşan en küçük yuvarlanma dahi kaçak debideki artışla sonuçlanmaktadır. Diş aşınması kaynaklı kaçak debideki artışın ne kadar olacağı açıklık, basınç oranı, diş sayısı ve rotor devir sayısı ile ilişkilidir. Yapılan analiz ve incelemelerden elde edilen özet sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

- Tüm diş geometrileri için; açıklık arttıkça, kaçak debi yani akış fonksiyonu yaklaşık doğrusal olarak artmaktadır.
- Tüm diş geometrileri için; akış fonksiyonu basınç oranı artış seviyesine göre farklı oranlarda artmaktadır.
- Tüm diş geometrileri için; akış fonksiyonu diş sayısı arttıkça benzer bir eğilim ile azalmaktadır. Diş sayısı ile akış fonksiyonundaki azalma oranı, yüksek diş sayılarında giderek azalmıştır.
- Tüm diş geometrileri için (mantar diş ve yuvarlatılmış dişteki $c_r=0.127$ mm açıklık hariç); rotor devir sayısı arttıkça akış fonksiyonu belli bir rotor hızından sonra azalmaktadır.
- Akış fonksiyonu sıralaması küçükten büyüğe doğru sırasıyla düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş şeklindedir (mantar diş ve yuvarlatılmış dişteki $c_r=0.127$ mm açıklık hariç).

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, San-Tez projesi kapsamında Bilim Sanayii ve Teknoloji Bakanlığı ve TEI TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. tarafından finanse edilmiştir.

Kaynaklar

- Chougule, H. H., Ramerth, D., Ramchandran, D., and Kandala, R., 2006. *Numerical Investigation of Worn Labyrinth Seals*, ASME Paper No. GT2006-90690.
- Delebarre, C., Wagner, V., Paris, J. Y., Dessein, G., Denape J., and Gurt-Santanach, J., 2014. *An Experimental Study of The High Speed Interaction Between a Labyrinth Seal and an Abradable Coating in a Turbo-Engine Application*, *Wear*, v. 316, pp. 109-118.
- Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., 2015. *Computational Fluid Dynamics Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom Shaped Tooth Wear*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 138.
- Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., and Ozmusul, M. S., 2016. *CFD Leakage Degradation of Straight Labyrinth Seal due to Wear of Round Tooth Tip and Acute Trapezoidal Rub-Groove*, GT2016-57928, Proceedings of ASME Turbo Expo, Seoul, South Korea.
- Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., and Ozmusul, M. S., 2016. *Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear*, GT2016-57944, Proceedings of ASME Turbo Expo, Seoul, South Korea.
- ESDU 09004, 2009. *Labyrinth Seal Flow*.
- Ghasripoor, F., Turnquist, N. A., and Kowalczyk, M., 2004. *Wear Prediction of Strip Seals Through Conductance*, Proc. of ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria.

- Lattime, S. C., and Steinetz, B. M., 2002. *Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions*, NASA/TM-2002-211794.
- Ludwig, L. P., and Johnson, R. L., 1974. *Sealing Tecnology for Aircraft Gas Turbine Engines*, NASA-TM-X-71607, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.
- Pychynski, T., Höfler, C., and Bauer, H.-J., 2016. *Experimental Study on the Friction Contact Between a Labyrinth Seal Fin and a Honeycomb Stator*, J. Eng. Gas Turbines Power, v. 138, n. 6.
- Rhode, D. L., and Allen, B. F., 2001. *Measurement and Visualization of Leakage Effects of Rounded Teeth Tips and Rub-Grooves on Stepped Labyrinths*, Transactions of the ASME, v. 123.
- Stocker, H., 1975. *Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Ratio Gas Turbines*, ASME Winter Annual Meeting, Nov 30th - Dec 4th, Houston, Texas, USA.
- Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L., 2009. *Analysis of Flow Parameters Influencing Carry-Over Coefficient of Labyrinth Seals*, Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA.
- Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L., 2009. *Effect of Tooth Height, Tooth Width And Shaft Diameter on Carryover Coefficient of Labyrinth Seals*, Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA.
- Wascka, W., Witting, S., and Kim, S., 1992. *Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth*, Transactions of the ASME, v. 114.
- Xu, J., 2006. *Effects of Operating Damage of Labyrinth Seal on Seal Leakage and Wheelspace Hot Gas Ingress*, Ph.D. Thesis, Texas A&M University.
- Zimmermann, H., Kammerer, A., and Wolff, K., 1994. *Performance of Worn Labyrinth Seals*, Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13th-16th, The Hague, The Netherlands.