

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DÜZ DIŞLILERDE HAVA SÜRTÜNME KAYBININ HESAPLAMALI  
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mehmet Ali YAVUZ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**

**Mayıs 2019**



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....  
**Prof. Dr. Osman EROĞUL**  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans/Doktora derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....  
**Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**  
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 151511013 numaralı Yüksek Lisans / Doktora Öğrencisi **Mehmet Ali YAVUZ** 'un ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**DÜZ DİŞLİLERDE HAVA SÜRTÜNME KAYBININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ**" başlıklı tezi **07.05.2019** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU (Başkan)** .....  
Tobb Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Prof. Dr. Ünver KAYNAK** .....  
Eskişehir Teknik Üniversitesi



## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

.....  
Mehmet Ali YAVUZ



## ÖZET

Yüksek Lisans/Doktora Tezi

### DÜZ DIŞLİLERDEKİ HAVA SÜRTÜNME KAYBININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE ANALİZİ

Mehmet Ali Yavuz

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş

Tarih: Mayıs 2019

Bu tezde, düz dişlilerdeki hava sürtünme (windage) güç kaybı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tekniği kullanılarak incelenmiştir. Hava sürtünme kayıpları, hava ortamında ve hava – yağ ortamında incelenmiştir. Dişli, öncelikle hava ortamında tek bir diş boşluğu için modellenmiştir. Sayısal analizler iki boyutlu ve üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Hava sürtünme güç kayıplarının sayısal analizi için Metacomp CFD++ yazılımından yararlanılmıştır. Diş boşluğu modellenmesi için çeşitli hücre sayılarında sayısal ağ yapısı hazırlanmıştır. Dişli üzerindeki akış, periyodik sınır koşulları ve Hareketli Referans Düzlemi (MRF) metodu kullanılarak modellenmiştir. Modelin doğrulanması için literatürde deney ve sayısal analiz dataları bulunan bir düz dişli geometrisi kullanılmıştır. Bu dişli öncelikle muhafazasız durumda 400 ile 700 rad/s arasındaki rotasyon hızları için analiz edilmiştir. Daha sonra dişlinin çevresi, güç kayıplarının azaltılması amacıyla muhafaza ile alınarak yine aynı rotasyon hızlarında analizler tekrarlanmıştır. Analizlerde literatürde verilen radyal ve eksenel muhafaza

boyutları temel alınarak iki boyutlu analizlerde için 2 farklı radyal muhafaza, 3 boyutlu analizler içinse 2 farklı radyal ve 2 farklı eksenel muhafaza konfigürasyonu kullanılmıştır. Analizler sonucunda hesaplanan hava sürtünmesi güç kayıpları ile literatürdeki deney sonuçlarının büyük oranda örtüştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, dişlinin çevresinin muhafaza ile kapatılmasının hava sürtünme kayıplarında büyük oranlarda azalttığı gözlemlenmiştir. Hava – yağ ortamında yapılan HAD analizlerinde iki fazlı akış için EDP (Eulerian Dağınık Faz) Modeli kullanılmıştır. Aynı dişli geometrisi için literatürde yer alan farklı bir muhafaza büyüklüğü için yapılmış olan sayısal analizlerden yararlanılarak model iki boyutlu ve üç boyutlu analizler ile doğrulamıştır. 2 ve 16 µm arasında değişen parçacık çapları için analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca mm<sup>3</sup> başına düşen tanecik sayısına göre ve 600 rad/s ve 1000 rad/s arasında değişen rotasyon hızlarında analizlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Hava – yağ ortamında yapılan analizler sonucu bulunan hava sürtünme güç kayıpları ile literatürde verilen kayıpları birbirine uyumlu bulunmuştur. Son olarak, iki fazlı ortamda üç boyutlu analizler yapılarak yağ yoğunluğunun hava sürtünme güç kaybına olan etkileri araştırılmıştır. 5 farklı yağ tanecik çapı için EDP denklemleri ayrı ayrı çözülmüş ve bu taneciklerin dağılımı ise Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu kullanılarak modellenmiştir. Tez çalışması sonucunda muhafaza kullanımının hava sürtünme kayıplarını azaltırken, ortamda yağ bulunmasının ise hava sürtünme kayıplarını önemli ölçüde artırdığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Düz dişli, Hava sürtünme (windage) güç kaybı, İki fazlı akış, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, EDP, Karışım modeli, Hareketli referans düzlemi (MRF), Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu, Periyodik sınır koşulları,



## **ABSTRACT**

Master of Science

### **ANALYSIS OF THE WINDAGE LOSSES OF SPUR GEARS WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

Mehmet Ali Yavuz

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assoc. Prof. Murat Kadri Aktaş

Date: May 2019

In this thesis, windage power losses of spur gears are investigated with Computational Fluid Dynamic tools. Single phase (air) and two-phase (air – oil) media analysis are conducted.

Firstly, gear is modeled for the single tooth space in single-phase medium. 2D and 3D grids of the tooth space are generated by using Pointwise software. Grids with different number of cell numbers are examined for mesh analysis and mesh independency of the results are assured. Metacomp CFD++ software is used for the modeling and computing purposes. Motion of the gear is modeled by using the Moving Reference Frame (MRF) method. In order to validate the numerical model, a gear geometry with readily available experimental and numerical data is used. Initially, this gear is analyzed without shrouding around it. Numerical analysis are conducted with varying angular velocities between 300 rad/s and 700 rad/s. Then, gear is surrounded by axial and radial shroudings to reduce windage power losses. Two different radial shrouding configurations are used in 2D analysis and two different axial and radial shrouding configurations is used in 3D analysis. Simulation results agree well with the data taken

from the literature. Moreover, using shrouds significantly reduces the windage power losses.

Secondly, two phase (air – oil) media is modeled by utilizing Eulerian Dispersed Phase (EDP) Model. The same geometry, which was used in the single-phase analysis, is again adopted with a different shrouding configuration from literature. 2D and 3D computational domains with several cell counts are generated for that shrouding configuration. Simulations with oil particle diameters varying between 2 and 16  $\mu\text{m}$  are carried out. In addition, effects of change in number of particles and different angular velocities are also studied and discussed. The results agree well with the simulation data taken from literature. Finally, effects of the oil density inside of the tooth space are investigated. EDP model equations are solved for five different particles diameters simultaneously while particle distribution of the oil is calculated by using Rosin-Rammler distribution function. In conclusion, using shrouds reduced the windage power losses while oil addition to the domain increased it.

**Key Words:** Spur gear, Windage power loss, Two-phase flow, Computational fluid dynamics (CFD), Shrouding, Eulerian dispersed phase (EDP), Mixture model, Moving reference frame (MRF), Rosin-Rammler distribution function, Periodic boundaries,

## TEŐEKKÖR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Murat Kadri Aktaş'a, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine, bu projedeki çalışma arkadaşım Ali Kıvanç Ersan'a, DKTM'deki çalışma arkadaşlarıma ve destekleriyle her zaman yanımda olan aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim. Ayrıca, DKTM/2014/15 projesi kapsamında çalıőmalarımı destekleyen TUSAŞ'a ve DKTM'ye teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ix</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>xi</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Transmisyon ve Dişliler Hakkında Genel Bilgiler .....	1
1.2 Dişliler Üzerindeki Akışın Aerodinamik Özellikleri .....	4
1.3 Literatür Araştırması .....	5
1.3.1 Hava ortamında yapılan çalışmalar .....	5
1.3.2 Hava-yağ ortamında yapılan çalışmalar.....	11
1.4 Tezin Amacı .....	22
1.5 Tezin İçeriği .....	22
<b>2. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM</b> .....	<b>23</b>
2.1 Amaç .....	23
2.2 Temel Denklemler .....	23
2.3 Sayısal Yöntem .....	26
2.3.1 Hareketli referans düzlemi metodu .....	27
2.3.2 Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu .....	27
2.3.3 Başlangıç koşulları .....	28
2.3.4 Sınır koşulları .....	29
2.4 Dişli Geometrileri ve Özellikleri .....	30
2.5 Ağ Yapısı.....	31
<b>3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA</b> .....	<b>33</b>
3.1 Hava Ortamında Yapılan Validasyon Analizleri.....	33
3.1.1 1. dişli geometrisi için yapılan 2B ve 3B validasyon analizleri.....	37
3.1.2 2. dişli geometrisi için hava ortamında yapılan analizler.....	42
3.2 Hava-Yağ Ortamında Yapılan Validasyon Analizleri .....	50
3.3 DEDR Muhafazalı 1. Dişli Geometrisi için Hava – Yağ Ortamında Rosin-Rammler Dağılım Fonksiyonu Kullanılarak Yapılan Analizler.....	60
<b>4. BULGULAR ve ÖNERİLER</b> .....	<b>67</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>69</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>73</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1: Dişli geometrisi.....	1
Şekil 1.2: Dişli terminolojisi.....	2
Şekil 1.3: Diş boşluğu ve çevresindeki akış (Arisawa vd. (2014)).....	4
Şekil 2.1: Hareketli referans düzlemi.....	27
Şekil 2.2: Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu yağ parçacık dağılımı.....	28
Şekil 2.3: (a) 1. dişli geometrisi (Diab vd. (2004)) (b) 2. dişli geometrisi (Hill vd. (2011)).....	31
Şekil 2.4: (a) Örnek sayısal ağ yapısı (10000 hücre, yakınlştırılmış) (b) literatürdeki sayısal ağ yapısı (Hill vd. (2011)).....	31
Şekil 2.5: (a) Örnek 2B ağ yapısı (5000 hücre) (b) Örnek 3B ağ yapısı (4000000 hücre). ...	32
Şekil 3.1: (a) 1. Dişli geometrisi için hava ortamında akım çizgileri (b) literatürdeki boyutsuz hız büyüklüğü ve bağıl vektörler (Hill vd. (2011)).....	33
Şekil 3.2: Dişler arasındaki basınç dağılımı @ 300 rad/s.....	34
Şekil 3.3: (a) Dar muhafazalı dişli için sayısal ağ örneği (b) Geniş muhafazalı dişli için sayısal ağ örneği.....	35
Şekil 3.4: 3B sayısal ağ yapıları (a) DEDR (b) DEGR (c) GEDR (d) GEGR.....	35
Şekil 3.5: DEDR muhafazalı dişli için yapılan sayısal ağ çalışmalarının karşılaştırılması. ..	36
Şekil 3.6: DEDR muhafazalı dişli akış rejimi karşılaştırılması.....	36
Şekil 3.7: 3B analizlerdeki (y+) dağılımı (a) dişli yan duvarı (b) diş ucu.....	37
Şekil 3.8: Dar radyal muhafazalı dişlideki (a) Basınç dağılımı (b) Mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ 600 rad/s.....	38
Şekil 3.9: Geniş radyal muhafazalı dişlideki (a) Basınç dağılımı (b) Mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ 600 rad/s.....	38
Şekil 3.10: Muhafazalı dişliler için yapılan 2B analizlerin literatür ile karşılaştırılması.....	39
Şekil 3.11: DEDR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı $z=7.5$ mm. @ 600 rad/s.....	39
Şekil 3.12: GEDR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı $z=7.5$ mm. @ 600 rad/s.....	40
Şekil 3.13: DEGR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı $z=7.5$ mm. @ 600 rad/s.....	40
Şekil 3.14: GEGR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı $z=7.5$ mm. @ 600 rad/s.....	40
Şekil 3.15: YZ düzleminde diş boşluğunun ortasındaki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı (a) DEGR (b) DEDR.....	41
Şekil 3.16: Muhafazalı durumlar için yapılan 3B sayısal analizlerin literatür ile karşılaştırılması.....	42
Şekil 3.17: 2. dişli için yapılan ağ yapıları; (a) Dar radyal muhafaza (b) Geniş radyal muhafaza.....	42
Şekil 3.18: Dar radyal muhafazalı 2. dişli için (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız dağılımı ve vektörler @ 600 rad/s.....	43
Şekil 3.19: Geniş radyal muhafazalı 2. dişli (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız dağılımı ve vektörler @ 600 rad/s.....	43
Şekil 3.20: 2. dişli 2B sayısal analizlerinin literatür ile karşılaştırılması.....	44
Şekil 3.21: 1. ve 2. dişlilerin muhafazalı durumlar için hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırılması.....	45
Şekil 3.22: 2. Dişli geometrisi (a) DEDR aralıklı muhafaza (b) GEGR aralıklı muhafaza	

sayısal ağ yapısı .....	45
Şekil 3.23: DEDR muhafazalı 2. dişlinin dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı @600 rad/s..	46
Şekil 3.24: DEDR muhafazalı 2. dişlinin XY düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ z = 7.1 mm. @600 rad/s.....	46
Şekil 3.25: DEDR muhafazalı 2. dişlinin YZ düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ x = 0 @ 600 rad/s.....	47
Şekil 3.26: GEGR muhafazalı 2. dişlinin dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı @600 rad/s..	47
Şekil 3.27: GEGR muhafazalı 2. dişlinin XY düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ z = 7.1 mm. @600 rad/s.....	48
Şekil 3.28: GEGR muhafazalı 2. dişlinin YZ düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ x = 0 @ 600 rad/s.....	48
Şekil 3.29: 2. Dişli için yapılan 3B muhafazalı analizlerdeki hava sürtünme güç kaybının literatür ile karşılaştırılması. ....	49
Şekil 3.30: 1. ve 2. Dişli 3B muhafazalı sayısal analizlerdeki hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırılması.....	49
Şekil 3.31: İki fazlı analizler için 2B çözüm alanı. ....	51
Şekil 3.32: (a) Tüm alanın basınç dağılımı (hava) (b) Tüm alanın basınç dağılımı ( $m_f = \%4$ ) (c) Tüm alanın basınç dağılımı ( $m_f = \%15$ ) (2 $\mu\text{m}$ tanecik çapı, @ 600 rad/s).....	51
Şekil 3.33: (a) İkincil fazın hacimsel oran dağılımı ( $m_f = \%4$ ) (b) İkincil fazın hacimsel oran dağılımı ( $m_f = \%15$ ) @ 600 rad/s.....	52
Şekil 3.34: (a) Basınç dağılımı (16 $\mu\text{m}$ tanecik çapı ve $m_f = \%4$ ) (b) İkincil fazın hacimsel oranı (16 $\mu\text{m}$ tanecik çapı ve $m_f = \%4$ ) @ 600 rad/s.....	53
Şekil 3.35: İki fazlı analizler için hız vektörü dağılımı. ....	53
Şekil 3.36: İki fazlı analizlerdeki güç kaybı sonuçlarının literatürle karşılaştırılması. ....	54
Şekil 3.37: Güç kaybının kütle oranı ile değişimi (2 $\mu\text{m}$ ). ....	54
Şekil 3.38: Tanecik çapının güç kaybına etkisi ( $m_f = \%4$ ). ....	55
Şekil 3.39: Tanecik çapının güç kaybına etkisi ( $m_f = \%15$ ). ....	55
Şekil 3.40: (a) Karışım Modeli dar muhafaza basınç dağılımı ( $m_f = \%87.4$ , @ 600 rad/s) (b) EDP Model (2 $\mu\text{m}$ ) dar muhafaza basınç dağılımı ( $m_f = \%87.4$ , @ 600 rad/s).....	56
Şekil 3.41: Karışım ve EDP (2 $\mu\text{m}$ ) modelleri hava sürtünme güç kaybı değerleri karşılaştırması @ 600 rad/s.....	56
Şekil 3.42: (a) 0.04R <sub>tip</sub> aralıklı muhafazalı dişli (b) 0.01R <sub>tip</sub> aralıklı muhafazalı dişli. ....	57
Şekil 3.43: 0.04R <sub>tip</sub> muhafaza aralıklı dişlideki (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız büyüklüğü ve vektörleri. ....	57
Şekil 3.44: Muhafaza aralığının güç kaybına etkisi (2 $\mu\text{m}$ tanecik çapı, @ 600 rad/s). ....	58
Şekil 3.45: (a) Literatürdeki sınır koşulları (b) Validasyon analizi ağ yapısı.....	58
Şekil 3.46: Kunz vd. tarafından elde edilen parçacık dağılımı.....	59
Şekil 3.47: Validasyon analizlerinde elde edilen parçacık dağılımları.....	59
Şekil 3.48: Birincil fazın YZ düzlemindeki hacimsel oran dağılımı $v_{finlet} = 0.03$ , x = 0. ....	60
Şekil 3.49: YZ düzleminde hız büyüklük ve göreceli hız vektör dağılımları $v_{finlet} = 0.03$ , x = 0 @ 600 rad/s.....	60
Şekil 3.50: Birincil fazın XY düzlemindeki hacimsel oran dağılımı $v_{finlet} = 0.03$ , @ z = 0. ..	61
Şekil 3.51: XY düzleminde hız büyüklük ve göreceli hız vektör dağılımları $v_{finlet} = 0.03$ , z = 0 @600 rad/s.....	62
Şekil 3.52: Birincil fazın XY düzlemindeki hacimsel oran dağılımı $v_{finlet} = 0.015$ , @ x = 0. 62	
Şekil 3.53: : Birincil fazın XY düzleminde hacimsel oran dağılımı $v_{finlet} = 0.045$ , @ x = 0. 63	
Şekil 3.54: : Birincil fazın XY düzleminde hacimsel oran dağılımı $v_{finlet} = 0.06$ , @ x = 0. ... 63	
Şekil 3.55: Farklı çaplardaki yağ parçacıklarının XY düzlemindeki dağılımı (a)2 $\mu\text{m}$ , (b)4 $\mu\text{m}$ , (c)6 $\mu\text{m}$ , (d) 8 $\mu\text{m}$ @ x = 0.....	63
Şekil 3.56: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.015$ , @600 rad/s). ....	64
Şekil 3.57: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.03$ , @600 rad/s). ....	64
Şekil 3.58: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.045$ , @600 rad/s). ....	64
Şekil 3.59: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.06$ , @600 rad/s). ....	65
Şekil 3.60: DEDR muhafazalı dişlilerde hava ve iki fazlı ortamlarda yapılan analizlerdeki hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırılması.....	65



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1: 1. Dişli geometrik özellikleri (Diab vd. 2004).....	30
Çizelge 3.1: Dişli duvarlarına göre moment dağılımı.....	34
Çizelge 3.2: Muhafaza aralıkları (Hill vd. (2011)). .....	35
Çizelge 3.3: Makine yağı özellikleri.....	50
Çizelge 3.4: Muhafaza aralıkları (Kunz vd. 2012).....	51
Çizelge 3.5: İki fazlı 3B validasyon analizi sonuçlarının literatürle Karşılaştırılması ( $m_f = 0.04$ ).....	59





## KISALTMALAR

<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>EDP</b>	: Eulerian Dağınık Faz (Eulerian Dispersed Phase)
<b>DPM</b>	: Ayrık Faz Modellemesi (Discrete Phase Modelling)
<b>MRF</b>	: Hareketli Referans Düzlemi (Moving Reference Frame)
<b>2B</b>	: İki Boyutlu
<b>3B</b>	: Üç Boyutlu
<b>PIV</b>	: Parçacık Görüntü Hızölçer (Particle Image Velocimetry)
<b>FEM</b>	: Sonlu Eleman Metodu (Finite Element Method)
<b>RANS</b>	: Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)
<b>CFL</b>	: Courant-Friedrichs-Lewy kriteri
<b>RHS</b>	: Kesme Hatası Terimleri (Right Hand Side Terms)
<b>VOF</b>	: Sıvının Hacmi (Volume of Fluid)



## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
P	Hava sürtünme güç kaybı
$\Omega$	Açısal hız
D	Dişli çapı
R	Dişli yarıçapı
b	Dişli genişliği
M	Modül
$\phi$	Efektif akışkan yoğunluğu
$\lambda$	Muhafazalama etkisi
$\rho$	Yoğunluk
$\mu$	Dinamik viskozite
Z	Diş sayısı
h	Yağ içinde kalan dişli yüksekliği
$C_f$	Yan yüzeylerdeki hava sürtünme moment katsayısı
$C_l$	Diş boşluğundaki hava sürtünme moment katsayısı
$C_t$	Toplam hava sürtünme momenti katsayısı
$X_A$	Profil kaydırma katsayısı
v	Kinematik viskozite
$n_1, n_2$	Laminar akış katsayıları
$m_1, m_2$	Türbülanslı akış katsayıları
Re	Reynolds Sayısı
Fr	Froude Sayısı
$V_p$	Yağ içinde olan dişli hacmi
$V_0$	Toplam dişli hacmi
$S_M$	Yağ içinde kalmış yüzey alanı
$\bar{u}_i, \bar{u}_j$	Hız bileşenleri
$x_i, x_j$	Kartezyen Koordinatlar
$\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$	Reynolds Stresi
$\mu_t$	Girdap viskozitesi
$\delta_{ij}$	Kronecker Sembolü
k	Türbülans kinetik enerjisi
$\omega$	Spesifik dağılma debisi
$P_k$	Türbülans dağıtımı
$y^+$	Boyutsuz duvar parametresi
y	Duvara olana uzaklık
$u_\tau$	Duvar sürtünme hızı
$\vec{u}_{pi}$	Parçacık türü vektör hızı
$\rho_{pi}$	Parçacık türü yoğunluğu

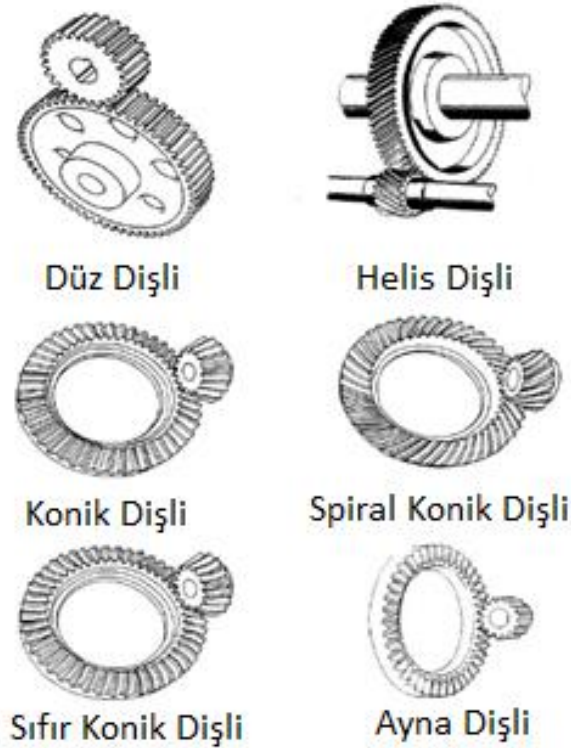
$\vec{F}_{D_i}$	Fazlar arası sürtünme kuvveti
$\vec{u}_f$	Birincil faz hız vektörü
$\widetilde{\rho}_{p_i}$	kincil fazların özgül ağırlığı
$d_i$	kincil fazların ortalama parçacık çapı
$\mu_f$	Birincil akışkan dinamik viskozitesi
$Re_i$	kincil fazların Reynolds sayısı
$\rho_f$	Birincil akışkanın ortalama ağırlığı
$\vec{\Omega}$	Hareketli referans düzlemi vektörü



## 1. GİRİŞ

### 1.1 Transmisyon ve Dişliler Hakkında Genel Bilgiler

Dişli kutusu, bir güç kaynağından dişli ve dişli setleri kullanarak hız ve tork dönüşümü sağlayan bir transmisyon sistemi olarak tanımlanabilir. Transmisyon sistemlerinin en yaygın işlevi içten yanmalı motorlardan sağlanan enerjiyi tahrik tekerleklerine aktarmaktır. Bu motorların çalıştıkları yüksek hızlar, gereken durumlarda yine transmisyon sistemleri tarafından tork artırılarak daha düşük tekerlek hızlarına dönüştürülür. Transmisyon sistemlerinde harcanan güç, motordan aktarılan gücün %3'üne kadarı olabilmektedir (Hill vd. (2011)). İyi tasarlanmış bir dişli kutusu ve dişli geometrileri sayesinde transmisyon sistemlerindeki güç kayıplarını %1'e kadar indirmek mümkündür.



Şekil 1.1: Dişli geometrisi.





dairesi çapından dişli tepesine kadar olan radyal uzunluk iken, dedendum b3l3m dairesi çapından dişli dibine kadar olan radyal uzunluktur ve ikisinin toplamı diş y3ksekliğini vermektedir. Dişli çiftinde bir dişin tepesi ile 3tekinin diş dibi arasında kalan boşluğa açıklık denir. Eksenel y3nde ki kalınlığa ise diş genişliği (kalınlığı) adı verilir. Şekil 1.2’de yukarıda bahsedilen terimler dişli ikilisi 3zerinde g3sterilmiştir.

Dişli kutuları y3ksek verimlilikte g3 aktarımı sağlar. Buna rağmen, dişli kutusu tasarımı s3resince aşılması gereken birçok kayıp mekanizması vardır. Bunlar, y3ke bağlı kayıplar (kenetlenme kayıpları (kayma ve yuvarlanma), dişli yatağı kayıpları) ve y3kten bağımsız veya d3nme kayıpları (yağ çalkalama kayıpları ve hava s3rt3nme kayıpları) olarak ikiye ayrılabilir. 3zellikle y3ksek hızda d3nen dişlilerdeki hava s3rt3nme kaybı, kayıpların 3nemli bir b3l3m3n3 oluşturabilmektedir. D3ner kanatlı sistemlerde kullanılan dişli kutuları y3ksek indirgeme oranlarına sahiptir. Dolayısıyla, dişli kutuları y3ksek hızlarda çalışmakta ve y3ksek miktarda hava s3rt3nme kaybına maruz kalmaktadır.

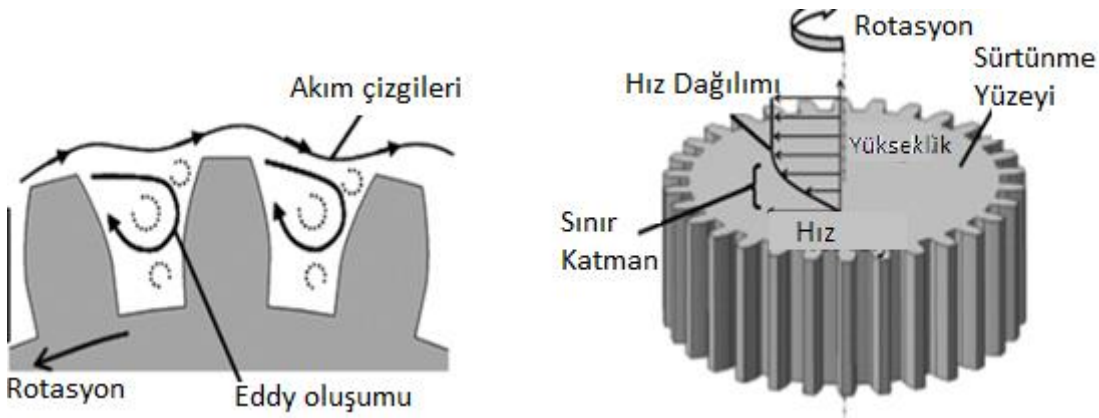
Hava s3rt3nme kayıpları, dişli 3zerinde etki eden aerodinamik kuvvetler nedeniyle oluşmaktadır. Bu kuvvetler, rotasyona karşı tork yaratmakta ve dişli y3zey sıcaklıklarını artırmaktadır. Artan y3zey sıcaklıkları uygun soğutma yapılmadığı takdirde dişli kutusu ve motor zarar g3rebilir. Ayrıca, motorun harcadığı yakıt ve dişliyi soğutmak için kullanılan yağ miktarını artırır. Bu durum, d3ner kanatlı hava araçlarında bulunan transmisyon sistemlerine y3nelik ağırlık sınırlamalarına karşı ek zorluklar çıkarabilir. Bu y3zden, bu araçlardaki hava s3rt3nme kayıpları detaylı bir Şekilde analiz edilmeli ve m3mk3n olduğunca azaltılmalıdır.

Hava s3rt3nme kayıplarını azaltma amacıyla yapılan çalışmalar b3y3k çoğunlukla dişlilerin çevresini bir muhafaza yardımıyla kapatmak 3zerine kurulmuştur. Radyal ve eksenel y3nde yerleştirilen muhafazalar yardımıyla dişli çevresindeki akış d3zenlenerek kayıplar azaltılır. Literat3rde, muhafaza kullanımı sayesinde %80’e kadar kayıplar azaltılmıştır. Hava s3rt3nme kayıplarını azaltabilmek için bir diğer y3ntem, dişli geometrisinde değişiklikler yapılmasıdır. Fakat dişli geometrisinin değiştirilmesi, 3zellikle karmaşık dişli kutularında oldukça çaba gerektirdiğinden dolayı hava s3rt3nme kaybını azaltmak için yapılan çalışmalarda daha geri plandadır.

## 1.2 Dişliler Üzerindeki Akışın Aerodinamik Özellikleri

Dişliler aerodinamik açıdan çok verimli geometrilere sahip değildir. Bu durum, dişli şekilleri ve diş profillerinin dişliler arasındaki güç iletimini en verimli şekilde sağlamak üzere tasarlanmasından kaynaklanmaktadır. Disklerde sadece viskoz sürtünme nedeniyle hava sürtünme kaybı oluşurken, dişli geometrilerinde viskoz sürtünmenin yanı sıra basınç torku da hava sürtünme kaybına neden olur. Şekil 1.3'te bu kayıp mekanizmaları gösterilmiştir. Dişler dişlilerin en uç kısımlarında yer aldıklarından, dişlerdeki teğetsel hız oldukça yüksektir. Bu nedenle, hava akışı zaman zaman sıkıştırılmaz akıştan sıkıştırılabilir akışa geçebilir. Mach  $< 0.3$  durumuna kadar akış sıkıştırılmaz kabul edilir. Hava-yağ karışımı olması durumunda ortamdaki akışkan yoğunluğunun değişmesi nedeniyle sıkıştırılabilir akış durumuna çok daha düşük hızlarda geçilebilir.

Diş boşluklarındaki akışta yüksek türbülans görülebilir. Dişliler, diskler gibi hava içinde akıcı bir şekilde dönmeyi ve dişli yüzleri akış yönünde küt yüzey gibi davranırlar. Dişli türleri değiştikçe farklı akış düzenleri görülebilir. Bunun nedeni, dönüş eksenine göre oryantasyonun dişli türüne göre değişmesidir. Örnek olarak, düz dişlide dişler dönüş eksenine paralel iken, helisel dişlilerde dişler dönüş eksenine belirli bir açı (helis açısı) yapar. Dişli çevresindeki akışı etkileyen bir diğer etken ise dişlinin dişli kutusu içinde başka dişlerin örgülü veya yakın çevrede çalışmasıdır. Dönüş halindeki dişlilerin çevresinde oluşan akış birbirlerini etkileyerek çok daha karmaşık bir akış düzeni oluşmasına neden olur.



Şekil 1.3: Diş boşluğu ve çevresindeki akış (Arisawa vd. (2014)).

Dişlinin çevresine muhafaza gibi sabit parçalar yerleştirmek dişli çevresindeki akışı düzenler ve kayıpları azaltır. Örgülü çalışan dişlilerde sürtünmeyi azaltmak ve

soğutma yapmak için yağlama yapılması gerekmektedir. Düşük hızlı çalışan dişlilerde yağ içinde çalıştırma tercih edilebilirken, yüksek hızda çalışan dişlilerde genellikle jet yağlama yapılmaktadır. Merkezci kuvvetler yağ parçacıklarının saçılmasına neden olur. Dolayısıyla, jet yağlamanın sürekli yapılması gerekmektedir. Ayrıca, dişli yüzeylerinde oluşan yağ filmleri soğutma ve sürtünmenin azaltılmasına yardımcı olsa da beraberinde basınç torku oluşturur. Yağ parçacıklarının merkezkaç kuvvetinin etkisiyle saçılımı nedeniyle diş boşluğunun üzerindeki hava-yağ karışımının heterojen bir karışım olarak değerlendirmesi gerektirmektedir.

### **1.3 Literatür Araştırması**

Hava sürtünme güç kaybı ile ilgili literatürdeki çalışmalar tek fazlı (sadece hava ortamı) ve iki fazlı (hava-yağ karışımı) ortamlarda yapılmış çalışmalar olarak ikiye ayrılabilir. Hava sürtünme güç kaybı ile doğrudan ilgili çalışmalar daha çok tek fazlı ortamda yapılmıştır. İki fazlı ortamda ise yağ çalkalama, iç içe geçmiş dişlilerde dişler arasında yağ sıkışması ve jet yağlama sırasında ortaya çıkan kayıplarla beraber araştırılmış, hava sürtünme güç kaybına yoğunlaşmış çalışmalar oldukça sınırlı kalmıştır.

#### **1.3.1 Hava ortamında yapılan çalışmalar**

Hava ortamındaki hava sürtünme güç kayıpları için yapılan çalışmaları kendi içlerinde deneysel ve numerik çalışmalar olarak sınıflandırabiliriz.

##### **1.3.1.1 Deneysel çalışmalar**

İlk olarak, Dawson (1984) kendi tasarladığı bir test düzeneği vasıtasıyla yüksek hızlı dişliler için hava ortamında muhafazasız ve muhafazalı durumlarda hava sürtünme güç kaybını ölçmüştür. Bu test düzeneğinde, önce dişli belirli bir rotasyon hızına çıkartılmış, daha sonra rotasyon şaftı çıkartılıp serbest bırakılması sonucunda yavaşlarken, belirli hızlarda dişlinin rotasyon hızının azalma ivmesi hesaplanarak hava sürtünme kaybına neden olan tork miktarları ölçülmüştür. Deneysel sonucunda hava sürtünme kayıplarının muhafaza yardımıyla %66'ya kadar azaltılabileceği görülmüştür. Üstelik, ortamda yağ buharı bulunmasının hava sürtünme kaybının artabileceği belirtilmiştir. Son olarak, hava sürtünme kayıplarının hesaplanması adına Eşitlik (1.1)'de verilen deneysel bir formül önermiştir.

$$P = \omega^{2.9}(0.16D^{3.9} + D^{2.9}b^{0.75}M^{1.15}) \times 10^{-20} \times \phi \times \lambda \quad (1.1)$$

Bu formülde rotasyon hızı ( $\omega$ ), çapı (D), dişli genişliği (b), modül (M), yağlı ortamdaki efektif yoğunluk ( $\phi$ ), dişlinin etrafında yapılabilecek muhafazalamanın etkisi ise ( $\lambda$ ) ile gösterilmiştir.

Diab vd. (2004) ise hava sürtünme güç kayıplarının tahmin edilebilmesini amaçlayan deneyler ve teorik çalışmalar yapmıştır. Deneylerinde, Dawson (1984)'un deney düzeneğinde olduğu gibi hava ortamında, serbest bir şekilde dönen dişlinin yavaşlama hızı ölçülerek direnç torku bulunmuştur. Deneyler hava ortamında, dört farklı dişli geometrisi için yapılmıştır. Deneylerin yanında hava sürtünme güç kaybının analitik formüllerle tahmin edilebilmesi adına iki farklı yöntem önerilmiştir. Birinci yöntem, literatürde daha önceki analitik çalışmalara benzer şekilde akış karakteristiklerini, dişli geometrisini ve dönüş hızını kapsayan bir boyutsal analizi içermektedir. Bu analiz sonucunda ortaya çıkan hava sürtünme momenti ( $M_g$ ) ve boyutsuz moment katsayısı ( $C_t$ ), Eşitlik (1.2-1.3)'te gösterilmiştir.

$$M_g = f(\rho, \omega, \mu, R, b, Z, h) = \frac{1}{2} C_t \rho \omega^2 R^5 \quad (1.2)$$

$$C_t = \alpha Re^\beta \left(\frac{b}{R}\right)^\gamma Z^\lambda \left\{ \left(\frac{h_1}{R}\right)^\psi + \left(\frac{h_2}{R}\right)^\psi \right\} \quad (1.3)$$

Eşitlik (1.2-1.3)'te, akışkan yoğunluğu ( $\rho$ ), rotasyon hızı ( $\omega$ ), kinematik viskozite ( $\mu$ ), dişli yarıçapı (R), dişli genişliği (b), diş sayısı (Z) ve yağ içinde kalan dişli-pinyon yüksekliği ( $h_{1,2}$ ) ile belirtilmiştir.

İkinci yöntemde ise diş boşluğundaki akışın daha detaylı bir şekilde kapsayan yarı analitik bir model kullanılmıştır. Bu yöntemde, ön-arka yüzeylerden ve yanlardan yapılan kayıplar ayrı ayrı hesaplanmış ve iki moment katsayısının toplamından da güç kaybı elde edilmiştir. Eşitlik (1,4)'te ön ve arka yüzler için boyutsuz moment katsayısı ( $C_f$ ) ve Eşitlik (1.5)'te ise yan yüzler için boyutsuz moment katsayısı ( $C_l$ ) verilmiştir.

$$C_f = \frac{2n_1\pi}{5 - 2m_1} * \frac{1}{Re^{*m_1}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 + \frac{2n_2\pi}{5 - 2m_2} \left[ \frac{1}{Re^{m_2}} - \frac{1}{Re^{*m_2}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 \right] \quad (1.4)$$

$$C_l = \xi \frac{Z}{4} \left(\frac{b}{R}\right) \left[ 1 + \frac{2(1 + X_A)}{Z} \right]^4 (1 - \cos\phi)(1 + \cos\phi)^3 \quad (1.5)$$

Eşitlik (1.4)'te,  $n_1, m_1$  laminar akış katsayıları,  $n_2, m_2$  türbülanslı akış katsayıları,  $Re^* = 3 \times 10^5$  kritik Reynolds sayısı,  $R$  dişli yarıçapı,  $R^* = \sqrt{\mu Re^* / \rho \omega}$  ise laminar akıştan türbülanslı akışa geçilen kritik dişli yarıçapıdır.

Eşitlik (1.5)'te,  $\xi$  dişli geometrisinde yapılan modifikasyonların etkisi,  $Z$  dişli sayısı,  $b$  diş genişliği,  $X_A$  profil kaydırma katsayısı,  $\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(inv\alpha_p - inv\alpha_A)$  denklemde kullanılan parametrelerdir.

Boyutsuz toplam hava sürtünme moment katsayısı  $C_t$  ise;

$$C_t = C_f + C_l \quad (1.6)$$

İki yöntem de deneylerle, Anderson (1984) ve Dawson (1984)'un formülleri ile karşılaştırıldığında iyi sonuçlar vermiştir. Ortamda yağ bulunan durumlarda ikinci yöntemin daha uyumlu sonuçlar verebileceği belirtilmiştir.

Diab vd. (2005), hava sürtünme kaybını iç içe geçmiş düz ve helisel dişlilerdeki hava sıkışması ve genişlemesi nedeniyle oluşan kayıpları da içerecek şekilde hesaplayan bir model ortaya koymuş ve deneylerle doğrulamıştır. İç içe geçmiş dişli ikililerinin birbirlerine olan konumlarının zamana bağlı değişimlerini gözlemleyerek, arada kalan hacmi ve sızıntı yapan yüzey alanlarını hesaplamıştır.

Massini vd. (2017), makalesi deneysel yönü ön planda olan bir çalışmadır. Bu çalışmada, tekli düz dişlilerdeki sadece hava ortamındaki hava sürtünme kayıplarını incelemek adına yeni bir test düzeneği tasarlamıştır. Sistemi dönmelerini sağlayan elektrikli şaft dişliye yüksek bir kesinlikle çalışan torkmetre vasıtasıyla bağlı olup rotasyon hızını ölçen bir hızölçere de sahiptir. Test kutusu, PIV (Parçacık Görüntü Hızölçer) ölçümleri yapılabilmesi amacıyla optik aksesuarların arasına konumlandırılmıştır. Yapılan deneyler, 3B RANS ve geleneksel türbülans model denklemlerini çözen HAD analizleriyle doğrulanmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar direnç torku ve PIV ölçümleriyle karşılaştırılmış ve ölçüm yapılan tüm açısal hızlarda sonuçların birbirine uyduğu gözlemlenmiştir.

### 1.3.1.2 Nümerik çalışmalar

Hava ortamında yapılan ilk kayda değer sayısal çalışma Kunz vd. (2000) tarafından yazılmıştır. Bu makalede, iki fazlı viskoz akışların sayısal hesaplanması için kapalı bir algoritma geliştirmiştir. Karışım hacmi, karışım momentumu ve toplam hacim

denklemlerini içeren çok fazlı Navier-Stokes denklem sistemi kullanılmıştır. İkili zamanlı, ön koşullandırılmalı, 3B kapalı bir sayısal metot, çoklu blok ve paralel yürütme özelliklerini de barındıracak şekilde geliştirmiştir. 2B ve 3B örnek analizler yapılmıştır. Bu algoritma temel alınarak, Hill vd. (2008) sadece hava ortamında dönmekte olan düz dişlilerdeki hava sürtünme kayıplarını tahmin edebilmeyi amaçlayan, hareketli üst küme (Overset) ağ yapısı metoduna uygun ağ yapısı hazırlayan bir yazılım (SUGGAR) ve bir HAD analizi kodu (NPHASE-PSU) üretmiştir. Analizlerde, zamana bağlı sıkıştırılamaz akış için Navier – Stokes denklemleri SIMPLE-C algoritması kullanılarak diskretize edilmiştir. Yüksek Reynolds k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Dişli hareketini modellemek için bağıl referans düzlemleri ve SUGGAR kodu yardımıyla hareketli üst küme ağ yapısı yöntemini kullanmıştır. Daha sonra, Diab vd. (2004)'nin makalesinde hali hazırda deneysel verileri bulunan düz dişli geometrilerine bu HAD analiz metodunu uygulayarak metodu doğrulamıştır. Dişli yüzeylerine etki ederek direnç kuvveti oluşturan viskoz ve basınç torkları kullanılarak hava sürtünme kaybı hesaplanmıştır. Türbülans modeli seçimi, basınç ve viskoz kuvvetlerinin hangisinin güç kaybı mekanizmasında daha etkili olduğu ve özellikle diş duvarlarına yakın yerlerdeki, üç boyutlu, kararsız ve karmaşık akış alanını incelemiştir. Geçici rejimde, sıkıştırılabilir akış için RANS denklemleri sayısal olarak çözülmüştür. İç içe geçmiş bir düz dişli ikilisi için de analiz gerçekleştirmiştir. Analizler sonucunda, basınç kuvvetlerinin daha etkin güç kaybı kaynağı olduğu ama viskoz etkilerin daha yüksek açılarda artabileceği belirtilmiştir. Yüksek Reynolds sayılı ve iki denklemlilik türbülans modellerinin düz dişlilerdeki analizler için yeterli olduğu görülmüştür. Hesaplama zamanını azaltmak amacıyla tek diş için analizler yapılması ve güç kayıplarının azaltılması için kullanılan dişli muhafazalarının da etkisinin araştırılması önerilmiştir. Hill vd. (2011), birçok farklı dişli geometrisi Diab vd. (2004)'teki dişli geometrileri ve deneyler için tasarladıkları bir dişli geometrisi için hava sürtünme güç kaybı değerlerini, geliştirdikleri bir HAD analizi programı (OVER-REL) vasıtasıyla hesaplamış ve hali hazırda bulunan deney verileriyle karşılaştırmışlardır. Eksenel ve radyal yönde iki farklı (dar ve geniş) muhafaza aralığında, toplamda dört farklı muhafaza için analizler gerçekleştirilmiştir. Güç kaybını azaltmak için dişli geometrisinde yapılabilecek diğer modifikasyonlar da analiz edilmiştir. Analizlerde periyodik sınır koşulları kullanılarak tek bir diş boşluğu için analizler yapılmıştır. Böylece hem zamandan tasarruf edilmiş, hem de diş boşluğundaki akışı daha detaylı

bir biçimde inceleyebilmiştir. Önceki makaledeki gibi hareketli üst küme ağ yapısı ve akış denklemleri kullanılmıştır. Deneyle için ise farklı parametrelerin etkileri incelenebilecek bir şekilde hazırlanmış bir deney düzeneği kullanılmıştır. Analizler sonucunda dişli yüzeyindeki basınç dağılımı, diş boşluğundaki hız büyüklük ve vektör dağılımları ve hava sürtünme güç kaybı değerleri verilmiştir. Muhafazasız dişlilerde yapılan analizlerdeki güç kaybı değerleri, deneysel verilerdeki güç kaybı değerlerine göre genelde daha az çıkmıştır. Muhafazalı dişlilerde yapılan dişlilerde ise dar aksenel dar radyal muhafazada %81'e varan azalma görüldüğü ve bütün muhafaza geometrilerinin hava sürtünme kaybını ciddi oranda azalttığı belirtilmiştir. Dişli kutularında görülen iki fazlı akışların da analiz edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Farrall vd. (2005) ise 15000 rpm şaft hızıyla dönen taçlı konik dişli etrafındaki hava akışını gözlemek amacıyla sayısal analizler gerçekleştirmiştir. Hava sıkıştırılabilir ideal gaz olarak kabul edilmiş ve türbülans hesaplamaları için Reynolds Stress Modeli kullanılmıştır. Hava sürtünme güç kaybının azaltılması için, giriş ağzı damı ve muhafaza kullanılmıştır. Giriş ağzı damı kullanımı sonucunda hava sürtünme güç kaybının yaklaşık %3 oranında azaldığı görülmüştür. Üç farklı muhafaza aralığında (1.5, 4 ve 12 mm.) yapılan analizlerde hava sürtünme kaybının en fazla 4 mm. aralıklı muhafaza için %11 oranında azaldığı gözlemlenmiş ve her bir taçlı konik dişli için en uygun bir muhafaza aralığı olduğu belirtilmiştir.

Rapley vd. (2007), tek fazlı ortamda dönen tekli spiral dişlideki hava sürtünme güç kayıplarını muhafazalı ve muhafazasız kurulumlar için deneylerle ölçmüş ve yaptıkları sayısal analizleri deney sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Sayısal analizlerde sıkıştırılabilir akış için Navier – Stokes denklemleri ve  $k-\epsilon$  türbülans modeli denklemleri çözülmüştür. Sayısal analizler sonucunda, deney değerleri %27 oranında daha az bulunmuştur. HAD analizi sonucu dişlide belirlenmiş noktalardaki statik basınç değerleri, dişlinin belirli noktalarına yerleştirilen sensörler vasıtasıyla ölçülen statik basınç değerlerinden daha fazla çıkmıştır.

Pallas vd. (2012), üç farklı düz dişli geometrisi için hava ortamında sayısal analizler gerçekleştirmiş ve klasik turbo makine yaklaşımlarından yararlanarak teorik bir hava sürtünme kaybı formülü üretmiştir. ANSYS CFX yazılımı kullanılarak yapılan analizlerde, sıkıştırılamaz akış için RANS denklemleri çözülmüştür. Türbülanslı akışı modellemek için  $k-\omega$  (SST) modeli kullanılmıştır. Hesaplama zamanını azaltmak amacıyla periyodik sınır koşulları kullanılmıştır. Dişli tarafından etkilenen havanın

hacimsel debisi incelenmiş ve hava sürtünme güç kaybında önemli bir rol oynadığı belirtilmiştir. Havanın hacimsel debisi ön planda tutularak oluşturulan sayısal model ile elde edilen sonuçlar deneylerle karşılaştırılmış ve belirli koşullarda deneylerle uyum göstermiştir. Pallas vd. (2013) , önceki makalelerinde olduğu gibi ANSYS CFX ticari yazılımı kullanarak hava ortamında serbest dönen düz dişliler için üç boyutlu analizler gerçekleştirmiştir. Önceki makaleye ek olarak, yan yüzlerde meydana gelen kayıplar uygun sınır koşulları kullanılarak ihmal edilmiştir. Diab vd.(2004) makalesindeki üç farklı dişli geometrisi için analizler gerçekleştirilmiştir. 300 ile 700 rad/s'de analizler gerçekleştirilmiş ve Diab vd. (2004) tarafından gerçekleştirilen deneylerle uyum göstermiştir.

Marchesse vd. (2011), Pallas vd. (2012) 'nin makalelerinde kullandığı HAD analiz modeline benzer bir modeli yine ANSYS CFX yazılımını kullanarak helisel dişlilere uygulamıştır. Helisel dişlilerdeki hava sürtünme güç kaybının açısız hız, helezon açısı ve dişli genişliğine bağlı olarak değişimini incelemiştir. Diab vd. (2004) makalesindeki deneysel veriyle karşılaştırılmış ve yakın sonuçlar elde edilmiştir. Helis açısı ve dişli genişliği arttıkça hacimsel akış debisi ve hava sürtünme güç kaybının arttığı görülmüştür. Voeltzel vd. (2015), helisel dişlilerde helis açısının ve yüzey genişliğinin hava sürtünme güç kayıpları üzerine etkisini analiz etmek amacıyla deney ve ANSYS – CFX yazılımı yardımıyla sayısal analiz gerçekleştirmiştir. Deney düzeneği Diab vd. (2005)'teki düzenektir. Sayısal analizlerde sıkıştırılamaz akış için, periyodik sınır koşulları kullanılarak analizler yapılmış ve sadece diş boşluğunda gerçekleşen güç kayıpları dikkate alınmıştır. Yan yüzlerdeki kayıplar analitik olarak hesaplanıp analizdeki simülasyonlara eklenmiştir. Analiz sonuçlarını Dawson ve Townsend tarafından ortaya konulmuş analitik formüllerle karşılaştırılmışlardır.

Chaari vd. (2012), düz dişlilerdeki hava sürtünme güç kayıplarını araştırmak amacıyla ANSYS Fluent ticari yazılımıyla HAD analizleri gerçekleştirmiştir. Daimi rejimde SIMPLE algoritması kullanılarak sıkıştırılabilir akış için tek fazlı ve iki fazlı analizler yapılmıştır. Ağ yapısı Gambit yazılımı ile hazırlanmıştır. Modül, addendum ve diş sayısı farklı dört dişli geometrisi için basınç, hız dağılımı konturları ve hava sürtünme güç kaybı değerleri elde edilmiştir.



### 1.3.2 Hava-yağ ortamında yapılan çalışmalar

İki fazlı ortamda yapılan teorik çalışmalar ise yağ banyosunda dönen dişlilerdeki kayıplar ve jet yağlamalı dişli kutularındaki kayıplar olmak üzere iki farklı koldan ilerlemiştir.

#### 1.3.2.1 Teorik çalışmalar

Yağ banyosunda dönen dişliler için, Terekhov (1975), düşük rotasyon hızlı, yüksek viskoziteli yağlarda çalkalama güç kayıplarını ölçen deneyler gerçekleştirmiştir. Elde ettiği deney verileri ışığında, Eşitlik (1.7)'deki çalkalama kayıplarını hesaplayan bir formül önermiştir.

$$C_{ch} = \rho \omega^2 v R_p^4 C_m \quad (1.7)$$

Eşitlik (1.8)'de,  $\rho$  ortamdaki ortalama akışkan yoğunluğu,  $\omega$  dişlinin açısal hızı,  $v$  dinamik viskozite,  $R_p$  dişli yarıçapıdır.  $C_m$  ise boyutsuz tork katsayısı olup, akış rejimine göre belirlenmiştir. Eşitlik (1.8-1.9-1.10) kullanılarak, üç farklı akış rejim için  $C_m$  hesaplanabilir.

Laminar akış için eğer,  $Re^{-0.60} Fr^{-0.25} > 8700$  ise,

$$C_m = 4.57 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.4} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.5} \quad (1.8)$$

Değilse,

$$C_m = 2.63 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.17} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.73} \quad (1.9)$$

Türbülanslı akış için,

$$C_m = 0.373 Re^{-0.3} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.124} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.576} \quad (1.10)$$

Eşitlik (1.8-1.9 -1.10)'de,  $Re = \frac{\omega R_p}{\nu}$  Reynolds sayısı,  $Fr = \frac{\omega^2 R_p}{g}$  Froude sayısı,  $h$  yağa batmış dişli yüksekliği,  $R_p$  dişli yarıçapı,  $b$  dişli genişliği,  $\frac{V_p}{V_0}$  yağ içinde kalmış dişli hacminin toplam dişli hacmine oranıdır.

Anderson vd. (1986) kısmi yüklü veya tam yüklü durumlarda rulman tarafından desteklenmiş düz dişlilerdeki güç kayıplarını tahmin edecek bir metot geliştirmiş ve

bu metodu deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Bu metot, dişli kayması, dönme traksiyonu, hava sürtünme ve rulman kayıplarını göz önünde bulundurmaktadır. Eşitlik (1.11)'de bu metot sonucu bulunmuş olan birbirine geçmiş pinyon-dişli ikilisi için elde edilen hava sürtünme güç kaybı formülü verilmiştir.

$$p_i = C_1 \left(1 + \frac{2.3b_i}{R_i}\right) N_i^{2.8} R_i^{4.6} (0.028\mu_i + C_2)^{0.2} \quad (1.11)$$

Eşitlik (1.11)'de,  $p_i$  i katası tarafından yapılan hava sürtünme kaybı,  $C_1, C_2$  denklem sabitleri,  $b_i$  diş genişliği,  $R_i$  dişli yarıçapı,  $N_i$  dişlinin açısız hızı,  $\mu_i$  kinematik viskozitesidir.

Boness (1989), suyun içinde dönen disk ve dişlilerde oluşan çalkalama güç kayıplarıyla ilgili deneyler yapmış ve bu deneylerin sonuçlarından yararlanarak, Eşitlik (1.12)'de, Eşitlik (1.8)'deki Terekhov'un formülünden daha farklı bir analitik formül önermiştir.

$$C_{ch} = \frac{\rho}{2} \omega^2 S_m R_p^3 C_m \quad (1.12)$$

Eşitlik (1.12)'de,  $\rho$  ortamdaki ortalama akışkan yoğunluğu,  $\omega$  dişlinin açısız hızı,  $S_m$  dişlinin yağ için kalmış yüzey alanı ve  $R_p$  dişli yarıçapıdır.  $C_m$  ise sadece Reynolds numarasına bağlı olacak şekilde, üç farklı akış durumu için Eşitlik (1.13-1.14-1.15)'deki formüllerle hesaplanabilir.

$$C_m = \frac{20}{Re} \quad Re < 2000 \quad (\text{laminar akış}) \quad (1.13)$$

$$C_m = 8.6 \times 10^{-4} * Re^{\frac{1}{3}}, \quad 2000 < Re < 100000 \quad (\text{geçiş akışı}) \quad (1.14)$$

$$C_m = \frac{5 \times 10^8}{Re^2} \quad 2000 < Re \quad (\text{türbülanslı akış}) \quad (1.15)$$

Etemad vd. (1992), direkt olarak hava kütle akışı ve sıcaklık değişikliklerinden yararlanarak, Eşitlik (1.16)'de rotordaki hava sürtünme güç kaybı hesaplamıştır.

$$P_w = 0.311 \left(\frac{S}{r}\right)^{-\frac{1}{4}} \mu^{\frac{1}{4}} \rho^{\frac{3}{4}} \omega^{\frac{11}{4}} r^{\frac{9}{2}} \quad (1.16)$$

$\frac{S}{r}$  aksenal hava boşluğu,  $\mu$  kinematik viskozite,  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $\omega$  dişlinin rotasyon hızı,  $r$  dişlinin yarıçapıdır.

Bu makalede ayrıca, statordaki sürtünme torkunu ölçen bir deney düzeneğinin tasarımını anlatmıştır. Rotor rimindeki hava jeti etkisi araştırılmıştır. Ultra yüksek hızlı makinelerdeki hava sürtünme güç kayıp sonuçları gösterilmiştir. Bu sonuçlar, rotor ve stator arasındaki hava boşluğunun güç kayıpları üstünde önemsenmeyecek bir etkisi olduğunu göstermiştir. En düşük hava sürtünme güç kaybı değerleri ise hava akışı rotor/stator boşluğu vasıtasıyla rotor riminden deliğine doğru yönlendirildiğinde görülmüştür.

Luke ve Olver (1999), yağ banyosunda dönen düz dişlilerde, çalkalama güç kayıplarını hesaplayan analitik korelasyonları (Terekhov (1975) ve Boness (1989)) doğrulamak için farklı hız, sıcaklık ve yağ miktarlarında deneyler gerçekleştirmiştir. Çalkalama kayıpları, alüminyum alaşımı dişli göbek şaftına bağlanmış gerinim ölçerler sayesinde ölçülen tork değerleri vasıtasıyla hesaplanmıştır. Deneyler, Boness (1989)'in analitik yaklaşımıyla uyum sağlamamış, Terekhov (1975)'un analitik yaklaşımında nispeten daha yakın sonuç elde edilmiştir. Bununla beraber, Reynolds numarasına göre güç kaybı değişiminin analitik korelasyonlarda gösterildiği kadar olmadığı ve Boness'in korelasyonunda yağ viskozitesinin sabit alındığı takdirde güç kaybı sonuçlarının daha iyi bir şekilde tahmin edilebileceği gösterilmiştir.

Changenet ve Valex (2007), Boness (1989) ve Terekhov (1975)'un formüllerini farklı dişli geometrleri için, yağ banyosunda yapılan deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırmışlar ve iki formülün de yeterli olmadığını öne sürmüşlerdir. Deney sonuçlarını temel alan bir analitik formül önermişlerdir. Bu formülde toplam hava sürtünme momenti, yine Eşitlik (1.12) ile hesaplanırken,  $C_m$  akış durumuna göre Eşitlik (1.17) veya Eşitlik (1.18) kullanılarak hesaplanır.

$\frac{\omega R_p b}{\nu} = Re_c > 6000$  için;

$$C_m = 1.366 Re^{-0.21} Fr^{-0.6} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0.1} \quad (1.17)$$

$Re_c > 9000$  için;

$$C_m = 3.644 Fr^{-0.88} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.1} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0.35} \left(\frac{b}{D_p}\right)^{0.85} \quad (1.18)$$

Changenet ve Valex (2008), geçici rejimde geniş yüzlü ve yüksek hızda çalışan dişlilerde kullanılabilmesi için yukarıda verilen iki formülü, Eşitlik (1.19-1.20-1.21-

1.22)'de görüldüğü gibi, merkezci kuvvet etkilerini de kapsayacak şekilde genişletmişlerdir.

$$\omega^2 R_p b m = \gamma < 750 \text{ ve } Re_c < 4000,$$

$$C_m = 1.366 Re^{-0.21} Fr^{-0.6} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0.1} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0.21} \quad (1.18)$$

$$\gamma < 750 \text{ ve } Re_c > 4000,$$

$$C_m = 0.239 Fr^{-0.6} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.45} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{0.1} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0.21} \quad (1.19)$$

$$\gamma > 1250 \text{ ve } Re_c < 4000,$$

$$C_m = 20.797 Re_c^{-0.21} Fr^{-0.88} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.1} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0.35} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0.85} \quad (1.20)$$

$$\gamma > 1250 \text{ ve } Re_c > 4000,$$

$$C_m = 3.644 Fr^{-0.88} \left(\frac{h}{D_p}\right)^{0.1} \left(\frac{V_0}{D_p^3}\right)^{-0.35} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0.85} \quad (1.21)$$

Long vd. (2015), dişli geometrisi, rotasyon hızı, yağlama koşulları ve yükleme etkisinin yüksek hızlı dişlilerde artan dişli yüzey sıcaklığına etkisini araştırmıştır. Sürtünmeden kaynaklanan ısı debisini yağ buharının soğutucu etkisini katarak analitik olarak hesaplayan bir yaklaşım kullanmıştır. Sonlu eleman analizi (FEM) metodu ile dişli yüzey sıcaklıkları için sayısal analizler yapılmış ve deney sonuçlarıyla mukayese edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, yük kuvvetinin yüzey sıcaklığına etkisinin rotasyon hızına oranla daha fazla olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

### 1.3.2.2 Deneysel çalışmalar

Jet yağlamalı dişli kutuları için ise Townsend ve Akin (1981), düz dişli diş yüzeyi sıcaklığını analiz etmek için ısı girişi ve yağ jeti çarpma etkisini hesaplamıştır. Sonlu eleman metodu kullanarak sayısal analizler gerçekleştirmiştir. Hızlı tepki süreli kızıl ötesi radyometrik mikroskop yardımıyla anlık yüzey sıcaklıklarını ölçmüştür. Deneylerde yağ jetinin basıncının artırılmasının yüzeydeki ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerini önemli ölçüde değiştirdiği görülmüştür. Sabit yük için rotasyon hızını artırmanın dişteki ortalama ve maksimum sıcaklığı artırdığı görülmüştür. Yağ jet basıncının özellikle yüksek hız ve yük koşullarında derin yağ jet girişi sağlayacak

derecede fazla olması yeterli soğutmanın sağlanması açısından önemli olduğu belirtilmiştir. Deneysel sonuçlar analiz sonuçlarıyla yüksek yağ girişi durumunda yakınlık göstermiş, düşük yağ girişi durumunda ise oldukça farklı çıkmıştır. Dudley ve Townsend (1991), jet yağlama metodunun, düz dişlilerdeki güç kayıplarına etkisini araştırmak amacıyla deneyler yapmıştır. Bu deneylerde sıcaklık ve yağ akıntı hızını ölçerek güç kaybı hesaplanmıştır. Düz dişlilerdeki güç kayıpları; sürtünme, yağ çalkalama ve hava sürtünme güç kaybı olarak üçe ayrılmıştır. Yüksek hızlarda, hava sürtünme ve yağ çalkalama kayıplarının ana güç kaybı sebebi olduğu sonucuna varmıştır.

Jet yağlama metoduyla ilgili yapılan deneysel çalışmalara ise örnek olarak Petry-Johnson vd. (2008) çalışması verilebilir. Bu çalışmada, yüksek hızda ve değişken tork koşullarında düz dişli verimliliğini ölçmek amacıyla bir test metodu geliştirilmiştir. 10000 RPM'ye kadar çıkan hızlarda ölçüm yapan bir tork ölçme sistemi kurulmuş, testlerin doğruluğu ve tekrarlanabilirliği gösterilmiştir. Testler, kuru karterli jet yağlama tekniğiyle yağlanan, iki farklı modül boyutunda ve iki farklı yüzey pürüzlülüğü değerine sahip dişlilerde, üç farklı dişli yağlayıcısı ile yapılmıştır. Deneyler sonucunda modülün dişli verimliliğinde en önemli parametre olduğu ve ardından yüzey pürüzlülüğünün geldiği sonucuna ulaşılmıştır. Yağlayıcı seçiminin de verimliliği etkileyen bir diğer etmen olduğu belirtilmiştir.

Johnson vd. (2009), makalesinde iç içe geçmiş ve tekli konik dişlilerde hava sürtünme güç kaybını deneyler vasıtasıyla çalışmıştır. Farklı muhafaza kurulumları ve yağ akışının etkilerini araştırmıştır. Deneylerde, hava sürtünme torku, sıcaklık, shaft hızı, yağ debisi ve titreşim ölçümleri yapılmıştır. Değişik noktalarda slotlara sahip muhafazalar kullanılarak yağ akışı görsel olarak incelenmiştir. Deneyler sonucunda hava sürtünme kaybını; tek faz kayıpları, yağ ivmelenmesi ve yağ çevrimi kaybı olarak üç farklı gruba ayırmıştır. Muhafaza kullanımının hava sürtünme kaybını azaltacağı, hava ve yağın dişli hareketi sırasında birbirinden ayrı hareket ettiği ve dolayısıyla ortalama yoğunluk kullanılarak analiz edilemeyeceğini belirtmiştir.

Seetharaman ve Kahraman (2009), Seetharaman ve Kahraman(2010) makalelerinde, iç içe geçmiş dişlilerin dönüşlerdeki çalkalama ve hava sürtünme güç kayıplarını hesaplamak amacıyla akışkan mekaniği temelli bir model geliştirilmiştir. Dönüş kayıplarını, her iki dişin akışkanla olan etkileşiminden dolayı oluşan kayıplar ve iç içe geçmiş dişlerdeki yağ pompalanması olarak ikiye ayırmıştır. İlk grup kayıplar, akışkan

tarafından dişli çevresinde ve yüzeyindeki sürtünme kayıpları ve diş boşluğundaki girdaplardan dolayı oluşan kayıpların ayrı ayrı modellenmesi ile hesaplanmıştır. İç içe geçmiş dişlilerdeki yağ pompalaması kayıpları, diş boşluğu hacminin daralması sonucu yağın sıkışması sırasında oluşan güç kaybı hesaplanarak bulunmuştur. Elde edilen korelasyon daha sonra örnek bir dişli ikilisine uygulanmış ve literatürdeki (Seetharaman ve Kahraman (2009) ve Petry-Johnson vd. (2008)) düz dişli ikilileri için yapılan deneyler ile karşılaştırılmış ve modelin düz dişli ikilisi dizaynı için yeterli sonuçlar verdiği görülmüştür. Erkilic vd. (2012), iç içe geçirilmiş spiral konik dişlilerde iç içe geçmiş dişlerin arasında sıkışan havadan dolayı meydana gelen kaybı hesaplamak amacıyla bir model geliştirmiştir. Bu modelde, spiral konik dişli geometrisi daha az genişlikli çok sayıdaki düz dişliye ayrılmıştır. Akış denklemleri, meydana gelen güç kaybını hesaplamak üzere düzenlenerek kullanılmıştır. Talbot vd. (2014), iç içe geçmiş helisel dişlilerdeki diş boşlukları arasındaki sıkışmadan dolayı oluşan kayıpları hesaplamak için yine helisel dişliyi genişliği az olan çok sayıdaki düz dişliden oluştuğunu varsayan bir model geliştirmiştir. Seetharaman ve Kahraman'ın makalelerinde düz dişliler için geliştirdiği formülün uygulanabilmesi amacıyla helisel dişli uygun bir şekilde düz dişlilere ayırabilecek bir model geliştirmiştir. Bu modeli daha sonra açılma hızı, helis açısı ve ortamdaki yağ miktarına göre incelemiştir. Ayrıca, bu modelin diğer dişli türleri içinde sıkışma kayıplarını bulmak amacıyla kullanılabileceğini belirtmiştir.

Handschuh ve Hurrell (2010), tek fazlı ve iki fazlı (hava-yağ buharı) ortamdaki hava sürtünme güç kayıplarını araştırmak adına, muhafazalı ve muhafazasız tek dişli kurulumları için deneyler yapmıştır. Deneylerde, kapalı ve boşaltma yuvalı olmak üzere iki farklı muhafaza kurulumu denenmiştir. Deneylerde, dişlide meydana gelen ısı artışı, statik basınç artışı ve güç kaybı değerleri ölçülmüştür. Deneyler sonucunda, muhafazanın yüksek hızlı dişlilerde güç kayıplarını azalttığı ve muhafaza boşluğu azalmasıyla hava sürtünme güç kaybının azaldığı ortaya çıkmıştır. En düşük güç kaybı değerleri boşaltma yuvalı muhafaza kurulumu için elde edilmiştir. Ayrıca, dişli üzerindeki sıcaklık ve statik basınç değerlerinin, hava sürtünme güç kaybı değerleriyle orantılı olarak değiştiği görülmüştür.

Yağ banyosunda dönen dişliler için yapılan teorik çalışmalar genellikle deney ile desteklenmiş olsa da, deneysel ağırlıklı bazı çalışmalardan da bahsedilebilir. Leprince vd. (2012), yağ banyosunda dönen dişliler ile koruma duvarları arasındaki akışı

incelemek amacıyla birbirinden farklı düz dişli ve disk geometrilerinde deneyler gerçekleştirmiştir. Bu deneyler, koruma duvarlarının belirli noktalarında, o noktalara sıçrayan yağ miktarını ölçecek şekilde yerleştirilmiş sensörler bulunan bir test düzeneği kullanılarak yapılmıştır. Disk ve düz dişlinin yarattıkları akış debilerinin benzer olduğu gözlemlenmiştir. Yağın fiziksel özellikleri ve viskozitesinin, sıçramasını önemli ölçüde etkilediği ve farklı yağ türleri için deneylerin yapılması gerektiği belirtilmiştir. Polly ve Talbot (2017) ise yağ banyosunda dönen dişli kutularındaki dönüş güç kaybını deneysel olarak incelemek için, otomotiv sektöründeki transmisyon sistemlerinde kullanılan bir helisel dişli ikilisi kullanmıştır. Verilen hız ve sıcaklıklarda tekli veya iç içe geçmiş dişli düzeneklerinde deney yapılması amacıyla bir dişli kutusu geliştirilmiştir. Deneylerde tekli dönen disk, düz dişli, helisel dişli ve helisel dişli ikilisinde farklı sıcaklık, yağ yüksekliği ve eş dişlisine göre farklı pinyon pozisyonlarını içeren bir test matrisi takip edilmiştir. Deneyler sonucunda halka güç kayıplarının belirli yağ batma yüksekliklerine kadar ana güç kaybı kaynağı olduğu, pinyon pozisyonun dış boşluğundaki yağ sıkışmasından dolayı gerçekleşen kayıplara önemli oranda etki ettiği ve düşük yağ miktarlarında ise helisel dişlilerdeki kayıpların daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Hurrell ve Delgado (2017), iki fazlı ortamda iç içe geçmiş muhafazalı düz dişliler için hava sürtünme güç kaybı deneyleri gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda, muhafazalı dişlilerde artırılmış yağ giriş sıcaklıkları için (100, 120, 165 ve 180 F°) ve muhafazalı ve muhafazasız dişlilerde sabit basınç koşullarında deneyler gerçekleştirmiştir. Deneylerde, 10000 – 20000 RPM arasında ve 2000 RPM aralıklarla güç kaybı ve şaft yatağı sıcaklıkları kaydedilmiştir. Muhafaza olmayan analizlerde ise belirli oranda muhafaza işlevi gören bir koruma alanı kullanılmıştır. Deneyler sonucunda, muhafazanın hava sürtünme kayıplarını ve çevreyle olan iletimli ve taşınımlı ısı alışverişini azalttığı ortaya konmuştur. Deneylerde kullanılan iki farklı muhafaza geometrisi için benzer güç kaybı sonuçları elde edilmiştir. Ayrıca, hava sürtünme kaybını en aza indirecek muhafaza mesafelerinin yağ sıcaklık ve akış debisine bağlı olarak değişebileceği sonucuna ulaşılmıştır. Muhafaza mesafelerinin etkisini araştırmak amacı ile Delgado ve Hurrell (2017), dört farklı (muhafazasız, maksimum eksenel ve radyal, iki ara muhafaza boyutu) muhafaza kurulumu için deneyler gerçekleştirmiş ve daha önceki deneyleriyle karşılaştırmıştır. Önceki makaleleriyle aynı deney düzeneğinde, birbirine yakın sıcaklık ve yağ miktarlarıyla gerçekleştirilen

analizler sonucunda en düşük hava sürtünme güç kaybı değerlerine maksimum aksenal minimum radyal muhafazada (%29 azalma) ulaşılmıştır. Yağ jet akışının etkileri, jet girişinin büyüklüğü ve yağ debisinin etkilerinin araştırılması gereken konular olduğu belirtilmiştir.

### 1.3.2.3 Numerik çalışmalar

Simmons ve Eastwick (2007), üç farklı (muhafazalı, muhafazasız ve iç içe geçmiş) spiral konik dişli kurulumlarındaki yağ buharının ve basıncın hava sürtünme güç kaybına olan etkisini araştırmak için deneyler yapmıştır. Ortamın basıncını ayarlamak için muhafaza kazanı kullanılmış, üç farklı basınçta dişlideki moment katsayıları ölçülmüştür. Düşük basınçta moment katsayısı daha yüksek bulunmuştur. Deneyler sonucunda, moment katsayısının ortamdaki akışın Reynolds sayısı ile ilişkili olduğu ortaya konmuş ve daha detaylı araştırmanın gerektiği belirtilmiştir. Turner vd. (2013), muhafazalı bir spiral konik dişliyi FLUENT yazılımında bulunan Ayrık Faz modeli (DPM) ve ince film modeli kullanılarak hava – yağ ortamında ve daimi rejimde analiz edilmiştir. UTC hava sürtünme güç kaybı deney dişlisi, analizler için tekli taçlı dişli olarak modellenmiştir. Sayısal analizler için dişli boşluğunda 250000 hücre olacak şekilde bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Webb'in de önerdiği üzere, Rosin – Rammeler dağılım fonksiyonu kullanılarak, değişik çaplarda küre şeklinde modellenmiş olan ve belirli giriş noktalarından ortama durgun halde enjekte edilen yağ parçacıkları nedeniyle oluşan akış alanı incelenmiştir. Dişli yanağından enjekte edilen parçacıkların muhafaza üzerinde hemen hemen eşit bir şekilde dağılarak etki ettikleri ve yağ parçacıklarının muhafazanın üst bölgesine doğru hareket ettikleri gözlemlenmiştir. Simmons ve Johnson (2014), Turner vd. (2013)'nin makalelerindeki spiral konik dişli modeli için daha ayrıntılı sonuçlar ortaya koymuştur. Ortamdaki basınç, yağ parçacıklarının dağılımı, hız vektörleri ve büyüklüğü detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Analizler sonucunda, yağ parçacıklarının özellikle muhafaza etrafında toplandığı ve burada oluşan film yapısının beklenenden çok daha kalın oluşmuştur. Al ve Morvan (2017), spiral konik dişlilerde hava - yağ ortamında oluşan kayıpları DPM ve EDP (Eulerian Dağınık Faz) modellerini kullanarak dişli üzerindeki yağ filmi oluşumunu incelemiş ve iki modelle yapılan analiz sonuçlarını karşılaştırmıştır. Analizlerde RNG k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. DPM ile yapılan analizlerde yağ parçacıklarının eşit bir şekilde dağıldıklarını, EDP analizlerinde ise dişin yan tarafında toplandıklarını gözlemlemiştir. DPM'nin parçacıkların tek tek takibini gerektirdiği



için hesaplama maliyetini artırdığını ve iki modelin güçlü özellikleri kullanılarak daha verimli analizler yapılabileceğini belirtmiştir.

Arisawa vd. (2009), muhafazalı ve muhafazalı olmayan konik dişliler için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirmiştir. Analizlerde FLOW-3D yazılımı kullanılarak geçici rejimde sonuçlar elde edilmiştir. Bu yazılımda, ağ yapısı sabit hücre boyutlarına bölünmüştür. Her bir hücredeki katı ve akışkanların hücreyi doldurma oranı gözenekli ortam yaklaşımı yardımıyla hesaplanmış ve VOF Metodu ile hava – yağ ortamı modellenmiştir. Zamana bağlı yapılan analizler, güç kaybı değerindeki anlık değişimler toplam güç kaybının %5'i kadar değişecek şekilde yakınsamıştır. Yapılan analizler kendileri tarafından yapılan deneyler ile karşılaştırılmış ve birbiriyle uyumlu çıktıkları görülmüştür. Farklı muhafaza kurulumları için yapılan analizler sonucunda, toplam güç kaybında %36'ya varan azalmalar görülmüştür. Arisawa vd. (2014), iki fazlı ortamda muhafazalı ve muhafazasız konik dişlilerdeki çalkalama ve hava sürtünme kaybını hesaplayabilmek adına FLOW-3D programında, önceki makaledeki yaklaşımlarını kullanarak daha detaylı HAD analizleri yapmışlardır. Hesaplama zamanının azaltılması adına kaba sayılabilecek ağ yapıları kullanılmış ve dişlinin yağlanması daha hızlı sağlanması adına, gerçek uygulamalardaki yağ jeti debisinin 20 katı yağ jeti girişi yapılmıştır. Muhafazalı ve muhafazasız dişlilerdeki akış karakteristiklerini karşılaştırabilmek adına belirli noktalardan hız ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümler sonucunda, muhafaza kullanıldığında akış hızının genel anlamda azaldığı görülmüştür. Bununla beraber, yağın muhafazadan boşaltılması sırasında ek güç kayıpları oluşabileceği, dolayısıyla şanzıman kutusunun buna göre tasarlanması gerektiği vurgulanmıştır. Arisawa vd. (2017), helisel dişli ikililerinde yaptıkları deneyler ve HAD analizleri vasıtasıyla dişli kutularındaki güç kayıplarını sınıflandırmıştır. Makalede, dişli kutusundaki kayıplar, akışkan hareketinden kaynaklanan (hava sürtünme, çalkalanma, yağ jeti ve yağ akışındaki yeniden hızlanma güç kayıpları) ve mekanik kayıplar (dişliler arasındaki ve dişli çarkındaki kayıplar) olarak gruplanmış ve her biri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Deney düzeneği, elektrik motoruna bağlı bir shaft tarafından döndürülen ve etrafı çevrili bir dişli ikilisinden oluşmaktadır. HAD analizlerinde ise geometrinin simetrik olmasından dolayı dişlilerin yalnızca yarı hacim hesaplama alanı olarak kullanılmıştır. Analiz ve deneyler sonucunda, çalkalama ve hava sürtünme kayıplarının  $\omega^3$  ile doğru orantılı olduğu

saptanmıştır. Ayrıca, akışa karıştıktan sonra dişliler tarafından tekrar hızlandırılan yağ parçacıklarının da güç kaybına önemli oranda etki ettiği belirtilmiştir

Webb vd. (2010a), makalesinde parametrik katı spiral konik dişli modeli ve bu modelin HAD analizlerinde kullanılabilmesi adına, adapte olabilen ağ örgüleme teknikleri üretmiştir. Ağ örgüsünün ve kontrol dişlisinin sonuçları, Petry-Johnson (2008) tarafından yapılmış deneyler ile doğrulanmıştır. Farklı modül boyutları kullanarak modülün etkisini araştırmıştır. Sonuç olarak, modül küçüldükçe (çapı sabit tutulan dişlide diş sayısı artırıldıkça) güç kayıplarının azaldığı görülmüştür. Webb vd. (2010b), spiral konik dişli ile muhafazası arasındaki iki fazlı akışı modellemek amacıyla HAD analizi yapmıştır. Bu amaçla, ANSYS Fluent ticari kodundaki Ayrık Faz Modellemesi (DPM) kullanılarak sistemdeki yağ parçacıkları modellenmiştir. İki farklı yağ akıtma metodu ve değişken yağ akıtma hızları kullanılarak yağın izlediği yörünge ve yoğun olarak bulunduğu yerler parametrize edilmiştir. Analizler sonucunda, 3.5  $\mu\text{m}$ 'den daha büyük yarıçaplı parçacıkların dişli üzerindeki ana akıştan ayrılarak muhafaza ve dişli üzerinde film yapısı oluşturdukları, daha küçük parçacıkların ise genellikle akışla beraber sürüklendikleri görülmüştür. Bu yüzden, iki fazlı akışın ince film modellemesi yapılarak incelenmesi gerektiği belirtilmiştir.

İki fazlı ortamda, düz dişlilerdeki hava sürtünme kayıpları ile ilgili en kayda değer sayısal çalışma, Kunz vd. (2012) çalışmasıdır. Bu makalede, Hill vd. (2011)'in makalelerindeki analizler, NPHASE-PSU ve OVER-REL ile yenilenmiş ve iki fazlı akış için analizler gerçekleştirmiştir. İki fazlı akış analizleri için sıkıştırılabilir RANS ve türbülans denklemlerine ek olarak, taneciklerin duvara çarpması ve duvarda oluşturdukları filmlerin etkisi modellenmiştir. Hava ortamındaki analizlerde periyodik sınır koşulları kullanılmasına rağmen, iki fazlı akışta ikincil faz akış hesaplamalarındaki kesme hatalarını azaltmak amacıyla yağ girişi ve çıkışı sınır koşulları kullanılmıştır. İki farklı tanecik çapındaki (2 ve 16  $\mu\text{m}$ ) yağ tanecikleri için, karışımdaki kütle oranları eşit olacak şekilde analizler gerçekleştirilmiştir. İki fazlı akış için yapılan analizlerde kullanılmak üzere aksel yönde daha geniş boyutlarda bir muhafaza yapısı oluşturulmuştur. Ortamdaki yağ taneciklerinin dağılımı detaylı bir şekilde verilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, ortama yağ eklenmesinin hava sürtünme güç kaybı değerlerini artırdığı görülmüştür. Yağın kütle oranının tanecik çapının ve dişlinin açılma hızının artırılmasının da hava sürtünme kaybını artırdığı görülmüştür.

Concli vd. (2014) ise tamamen yağın içinde dönen dişli ikililerinde dönüş sırasında iç içe geçen dişler arasındaki hacmin ani azalması nedeniyle oluşan sıkışma güç kayıplarını, HAD analizleriyle incelemiştir. HAD analizinde SIMPLE algoritması kullanılarak sıkıştırılabilir akış ve geçici rejimde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Değişken ağ yapısının kullanılabilmesi açısından VOF metodu kullanılarak, dişlinin hareketi boyunca analizler yapılmıştır. Farklı sıcaklık ve açısal hızlarda yapılan analizlerde yüksek sıcaklık ve düşük açısal hızlarda en düşük güç kaybı ortaya çıkmıştır. Analizler sonucunda, dişliler arasındaki boşluk hacminin azaldığı durumlarda basıncın arttığı ve hacmin tekrar arttığı durumlarda ise net bir şekilde azaldığı görülmüştür. Concli ve Gorla (2016), makalesinde tekli dönen düz ve helisel dişlilerdeki hava sürtünme güç kaybını araştırmak için iki farklı sayısal yaklaşımla (Kayan Ağ Yapısı ve Hareketli Referans Düzlemi) iki fazlı ortamda analizler yapmış ve kendi yaptığı deneylerle karşılaştırmıştır. Ağ yapıları, OPENFOAM yazılımında bulunan standart ağ yapısı üreticisi ile oluşturulmuştur. Sıkıştırılmaz akışta bağlaç basınç – hız çözen SIMPLE (Basınç Bağlantılı Denklemler için Yarı – Kapalı Metot) algoritması ile kayan ağ yapısı için zamana bağlı ve çoklu referans çerçevesi için daimi rejimde çözümler alınmıştır. Analizler sonucunda, Hareketli Referans Düzlemi metodu ile yapılan analizlerde güç kayıplarının, kayan ağ yapısı ve deney sonuçlarına oldukça yakın ve hesaplama zaman maliyetini azaltacak şekilde hesapladığı görülmüştür. Ayrıca, dişli uç çapının ve kullanılan yağın viskozitesinin hava sürtünme kayıplarında kilit rol oynadığı belirtilmiştir. Concli vd. (2016), makalelerinde tekli ve iç içe geçmiş dişliler için hesaplama zamanını ön planda tutan bir sayısal çözüm modeli sunmuşlardır. Bu doğrultuda, bir kısmı veya tümü yağ içinde gömülü olan düz dişli kutularında farklı başlangıç basınçları (1 ve 6 bar) kullanarak analizler gerçekleştirmiş ve deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. PIMPLE algoritması kullanılarak zamana bağlı çözümler elde edilmiştir. Deneyler ise yağ içine kısmi veya tam olarak daldırılmış FZG test donanımı kullanılarak yapılmıştır. Analizler sonucunda, kısmi yağ ile dolu olan kurulumdaki güç kayıplarının tamamen yağ ile dolu olan kurulumla kıyasla önemli oranda azaldığı görülmüştür. Burberi vd. (2017), iç içe geçmiş dişlilerdeki yağ sıkışmasından dolayı oluşan güç kayıplarını HAD kullanarak analiz etmiş ve Gorla (2014) tarafından yapılan deneylerin sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. ANSYS Fluent ticari kodu ile yapılan analizlerde Dinamik Ağ Yapısı özelliği kullanılmıştır. Sıkıştırılabilir akışta RANS denklemleri çözülmüş olup,  $k-\epsilon$

türbülans modeli ile türbülanslı akış modellenmiştir. Sayısal analizlerde güç kayıpları %25 oranında daha az tahmin edilmiştir.

Literatür araştırması sonucunda, özellikle hava-yağ ortamındaki dişlilerde, hava sürtünme güç kaybını ön planda araştıran çalışma sayısı son derece az olduğu ve bu konuda daha detaylı araştırmalar yapılması gerektiği görülmüştür.

#### **1.4 Tezin Amacı**

Bu tezde, düz dişliler için tek fazlı ve iki fazlı (hava-yağ) ortamlarda hava sürtünme kaybı analizi için bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) modeli oluşturulacaktır. Oluşturulacak bu model sayesinde, hava sürtünme kaybına neden olan kayıp mekanizmalarının daha iyi anlaşılması amaçlanmaktadır. Ayrıca, bu kayıpları azaltmak amacıyla kullanılan muhafaza geometrilerinin akış üzerine etkisinin detaylı bir şekilde araştırılması hedeflenmektedir. Çalışma neticesinde, bu tez çalışmasının Döner Kanatlı Hava Araçlarında kullanılacak olan dişli kutularının tasarımına katkı sağlaması hedeflenmektedir. Bu tez çalışması, Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. tarafından Döner Kanat Teknoloji Müdürlüğü'nün DKTM/2014/15 numaralı "Dişli Kutusu Hava Sürtünme (Windage) Kaybının Sayısal Modellenmesi ve Analizi" projesi kapsamında desteklenmektedir.

#### **1.5 Tezin İçeriği**

Bu tez çalışmasında, düz dişlilerdeki hava sürtünme güç kaybına sebep olan akış mekanizmaları araştırılıp, bu kayıpların hesaplanması ve azaltılması doğrultusunda çalışmalar yapılacaktır. İlk olarak, Matematiksel Model ve Sayısal Yöntem kısmında problemin detaylı bir şekilde tanımı yapıp, çözümünde kullanılacak denklem setleri ve sayısal metotlar açıklanacaktır. Analiz ve Tartışma kısmında elde edilen sonuçlar sunulup, detaylı bir şekilde analiz edilecektir. Son olarak, Sonuç kısmında ise tez çalışması özetlenecek ve çıkarımlar yapılacaktır. Bu kısımda ayrıca, tezin ardından dişlilerdeki hava sürtünme güç kaybı konusuna daha fazla katkıda bulunulması açısından çalışılması önerilen konular belirtilecektir.

## 2. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM

### 2.1 Amaç

Diş boşluğu ve çevresindeki akışı analiz edilebilmesi ve dişlilerde ortaya çıkan hava sürtünme güç kaybının hesaplanabilmesi adına matematiksel bir model oluşturulmuştur. Bu model uygun sınır koşulları ve sayısal yöntem ile çözümlenmiştir.

### 2.2 Temel Denklemler

Tek fazlı ortamda sıkıştırılamaz viskos akış için, yer çekimi etkileri ihmal edilmiş ve Reynolds ortalaması alınmış kütle ve momentum denklemleri Eşitlik (2.1) ve Eşitlik (2.2)'de, türevsel formda gösterilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j + \rho\overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.2)$$

Reynolds stresleri ( $\rho\overline{u'_i u'_j}$ ), ise Eddy – viskosite teorisi yardımıyla, Eşitlik(2.3)'teki gibi yazılabilir.

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (2.3)$$

Dişliler üzerindeki akışlarda 300 rad/s'de sadece hava için  $Re = 4.4 \times 10^5$  ve en yoğun hava-yağ karışımında 1000 rad/s'de ise  $Re = 4.6 \times 10^7$  'dir. Bu yüzden eddy viskositesi ( $\mu_t$ ), yüksek türbülansa uygun  $k$ - $\omega$  SST modeli ile Eşitlik (2.4) ile tanımlanmıştır.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.4)$$

Eşitlik (2.4)'teki  $k$  (türbülans kinetik enerji) Eşitlik (2.5) ve  $\omega$  (türbülans enerjisi dağılım oranı) Eşitlik (2.6)'da dolaşım teorisi denklemleri yardımıyla elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (2.6)$$

Dişli duvarındaki hızın modellenmesi için kullanılan Hareketli Referans Düzlemi (MRF) metodunda dönen referans düzlemindeki akışkan hızlarının mutlak referans düzlemindeki hesaplara katılabilmesi amacıyla Eşitlik(2.7) kullanılır.

$$\left. \frac{D\vec{u}_{i,abs}}{Dt} \right|_{abs} = \left. \frac{D\vec{u}_{i,abs}}{Dt} \right|_{rel} + \vec{\Omega} \times \vec{u}_{i,abs}, \quad (2.7)$$

Boyutsuz duvar uzunluğu ( $y^+$ ) ise Eşitlik (2.8)'deki formülle hesaplanır.

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \quad (2.8)$$

İki fazlı ortamı modellemek için, Eulerian Dispersed Phase (EDP) modeli ve Karışım Model kullanılmıştır. Bu modelde, yukarıda verilmiş olan akış denklemlerine ek olarak ikincil (dağınık) faz denklemleri de çözülmektedir. Yağ parçacıklarına ait, sistemin içinde herhangi bir faz değişimi (yağın buharlaşması vs) olmadığı var sayıldığında ortaya çıkan kütle ve momentum denklemleri, Eşitlik (2.9) ve Eşitlik (2.10)'da verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho_{pi}\vec{u}_{pi})}{\partial x_i} = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial(\rho_{pi}\vec{u}_{pi})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{pi}\vec{u}_{pi}\vec{u}_{pi}) = \vec{F}_{D_i} + \vec{F}_{V.M_i} + \vec{F}_{T.D_i} + \vec{F}_{L_i} + \vec{F}_{P.G_i} + \vec{F}_{B_i} \quad (2.10)$$

Momentum denkleminde iki fazlı ortamda etkileyebilecek birçok etken modellenebilir. Dişli problemi açısından, yalnızca Fazlar Arası Sürtünme ( $\vec{F}_{D_i}$ ) kuvvetinin momentum denkleminde etken olabileceği düşünülerek bu kuvvet, Eşitlik (2.11) kullanılarak modellenmiş, oluşabilecek diğer etkenler ise ihmal edilmiştir.

$$\vec{F}_{D_i} = \rho_{pi} \frac{f_{D_i}}{\tau_{ui}} (\vec{u}_f - \vec{u}_{pi}) \quad (2.11)$$

$f_{D_i}$  Stokes denklemi parçacık türü korelasyon sabitidir. Eşitlik(2.12)'de Schiller ve Naumann (1935) tarafından bulunan korelasyon ile ikincil fazın Reynolds sayısına bağlı olarak Eşitlik (2.13)'te bulunur.

$$f_{D_i} = \begin{cases} 1.0 + 0.15 (Re_i)^{0.687}, & Re_i < 1000 \\ 0.01833 Re_i, & Re_i > 1000, \end{cases} \quad (2.12)$$

$$Re_i = \frac{\rho_f |\vec{u}_f - \vec{u}_{p_i}| d_i}{\mu_f} \quad (2.13)$$

$\tau_{ui}$ , Stokes denklemi parçacık türü gevşeme zamanıdır ve Eşitlik (2.14) ile bulunabilir.

$$\tau_{ui} = \frac{\tilde{\rho}_{p_i} d_i^2}{18\mu_f} \quad (2.14)$$

Dişli duvarındaki hızın modellenmesi için kullanılan Moving Reference Frame (MRF) metodunda dönen referans düzlemindeki ikincil faz parçacıkları hızlarının mutlak referans düzlemindeki hesaplara katılabilmesi amacıyla Eşitlik (2.7)'e ikincil faz parçacıkları için Eşitlik (2.15)'teki gibi ifade edilir.

$$\left. \frac{D\vec{u}_{p_i abs}}{Dt} \right|_{abs} = \left. \frac{D\vec{u}_{p_i abs}}{Dt} \right|_{rel} + \vec{\Omega} \times \vec{u}_{p_i abs}, \quad (2.15)$$

Karışım Model, çok fazlı akışlarda bütün fazların birbirleriyle yeterince iyi biçimde karıştığı ve fazlar arasındaki göreceli hareketin ihmal edildiğini kabul eden çok fazlı bir akış modelidir. Bu modelde, akış denklemleri denklemleri karışım yoğunluğu ve kütle ortalaması alınmış karışım hızı için basınç temelli bağlaşıklık bir algoritma sayesinde çözülür. Ayrıca, ikincil fazların hacim oranları için de çözüm alınır.

Karışım yoğunluğu ( $\bar{\rho}$ );

$$\bar{\rho} = \eta_f \rho_f + \sum_i \eta_{p_i} \rho_{p_i} \quad (2.16)$$

Kütle ortalaması alınmış karışım hızı ( $\vec{u}$ );

$$\vec{u} = \eta_f \rho_f \vec{u}_f + \sum_i \eta_{p_i} \rho_{p_i} \vec{u}_{p_i} \quad (2.17)$$

Yukarıda hesaplanan karışım yoğunluğu ve hızı, fazlar arasındaki hız ve sıcaklık farkları ihmal edilip süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerinde kullanıldığında Karışım Model elde edilebilir. Fazların hacim oranlarını elde etmek için ise Eşitlik(2.18) kullanılır.

$$\frac{\partial}{\partial t} \eta_{p_i} \rho_{p_i} + \nabla * (\eta_{p_i} \rho_{p_i} \vec{u}) = 0 \quad (2.18)$$

$\eta$  hacim oranı,  $\rho$  yoğunluk,  $\vec{u}$ , ise hız vektörünü temsil etmektedir. Birincil faz için  $f$ , diğer fazlar için  $p_i$  notasyonu kullanılmıştır.

### 2.3 Sayısal Yöntem

Bir önceki bölümde verilmiş olan akış denklemleri, MetaComp CFD++ yazılımı kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. CFD++ birçok farklı akış probleminin çözümünde kullanılabilen ticari bir HAD yazılımıdır. Çeşitli ağ yapısı topolojileri ve hücre şekilleri kullanılabilmesi sayesinde akış çözümleyiciler tüm hücre topolojilerine uygulanabilir. Sıkıştırılmaz akıştan hipersonik akışa kadar, bütün akış türleri için ilgili denklem setleri herhangi bir hesaplamalı akış sistemi için uygulanabilmektedir. Bunun yanında, türbülans ve akustik modellemesine olanak vermektedir.

Akış alanının çözümlenmesi için CFD++ yazılımında bulunan, Ön Koşullandırma metodunu temel alan bir Riemann Çözücüsü kullanılmıştır. Önkoşullandırma temelli bir Riemann çözücüsünün kullanılma nedeni ses hızı altı akışlarda basınç veya özkütle temelli çözümlerde yakınsamanın nümerik yayılım ve özdeğer yayılımı nedeniyle daha yavaş olmasıdır. Zaman integrasyon metodu olarak geriye doğru Euler kapalı metodu kullanılmıştır. Kapalı zaman integrasyon metodları zaman adımı büyüklüklerine bağlı olmadan kararlı olduğundan açık metotlara göre daha kararlı çözüm olanağı sağlamaktadır. Eşitlik (2.19)'da geriye doğru Euler metodu verilmiştir.

$$\frac{U^{n+1} - U^n}{\Delta t} = RHS^{n+1} \quad (2.19)$$

Eşitlik (2.19)'da  $U^n$  n. zaman adımındaki veri,  $U^{n+1}$  n+1. zaman adımındaki veri,  $\Delta t$  zaman adımı ve  $RHS^{n+1}$  ise n+1. zaman adımındaki kesme hatası terimlerini simgeler.  $RHS^{n+1}$  n. zaman adımı etrafında linearize edildiği takdirde;

$$\frac{U^{n+1} - U^n}{\Delta t} = RHS^n + \left( \frac{\partial RHS}{\partial U} \right)^n (U^{n+1} - U^n) \quad (2.20)$$

Konumsal integrasyon için Sonlu Hacim Yaklaşımı kullanılmıştır. Sonlu hacim yaklaşımında akı ve hücre merkezleri hesaplanması için her bir yüzün köşelerindeki noktalara gelen değerlerin bilinmesi gerekmektedir. Daha sonra hesaplanan hücre merkezi değerleri Eşitlik (2.21)'de verilmiş bir 3-D polinom yazılabilir.

$$B(x, y, z) = b_0 + b_1(x - x_c) + b_2(y - y_c) + b_3(z - z_c) \quad (2.21)$$

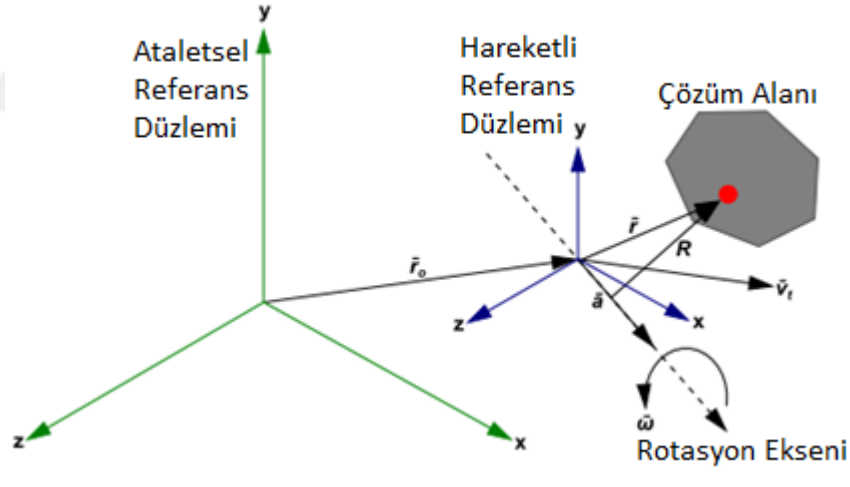
$x_c, y_c, z_c$  hücre merkezi koordinatları iken,  $b_0, b_1, b_2, b_3$  çok boyutlu bir TVD (Toplam Varyasyon Azaltıcı) yaklaşımı kullanılarak hesaplanan sabitlerdir. TVD



yaklaşımı sayesinde, köşe noktalarının değerinin tekrar hesaplanması sırasında maksimum ve minimum noktalarıyla karşılaşılma riski ortadan kalkmaktadır.

### 2.3.1 Hareketli referans düzlemi metodu

Hareketli Referans Düzlemi metodu (MRF), akış denklemlerinin durağan bir referans düzlemi yerine hareketli bir referans düzlemde çözülmesine olanak tanır. Dişli probleminde MRF metodu kullanılması, dişli duvarlarının hareketli olan referans düzlemine göre hareketsiz olmasını sağlayarak problemin zamana bağlı olma özelliğini kaybetmesini sağlar. Bu durumda, akış denklemleri daimi rejimde çözümlenebilir. Aynı yöne sabit rotasyon hızında dönen dişliler için uygulanması oldukça uygun bir modeldir. Bu model, problemdeki zamana bağlı özelliğin azalması sebebiyle problemin daha kısa sürede ve etkili bir şekilde yakınsamasını sağlar. Ayrıca, bu model sayesinde her iterasyon sonrasında tekrar ağ yapısı oluşturulmaya gerek kalmaz. Bu düzlemde hesaplanan akış alanı Eşitlik (2.7) ve Eşitlik (2.15)'te verilen eşitlikler kullanılarak Ataletsel referans düzleminde tanımlanır.



Şekil 2.1: Hareketli referans düzlemi.

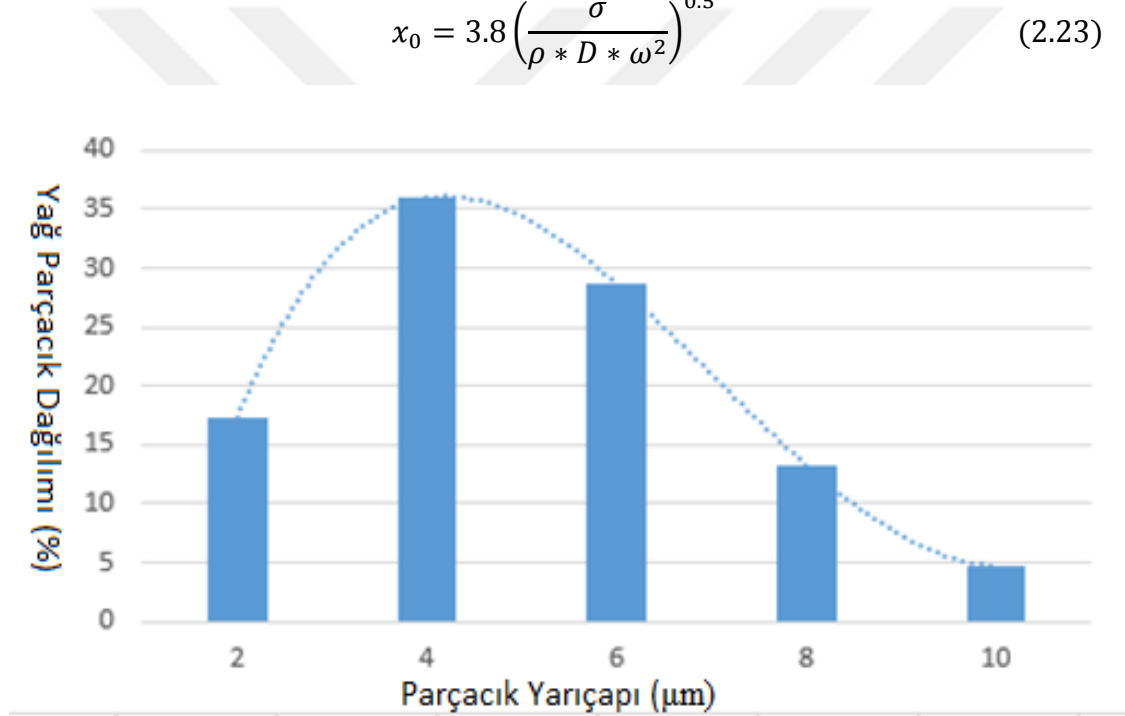
### 2.3.2 Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu

EDP Model'de ikinci faz parçacıkları küresel olarak varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışın doğasına uygun bir şekilde parçacık yarıçapı tanımlanması gerekmektedir. Ayrıca, yağlı ortamda dönen dişli uygulamalarında farklı yağ parçacığı yarıçaplarıyla karşılaşmaktadır. Bu nedenle iki fazlı akış için 3B ortamda yapılan analizlerde beş farklı yarıçapta yağ parçacığı tanımlanarak uygulamalardaki yağ akışına daha yakın bir model oluşturulabilir. Farklı yarıçaptaki parçacıkların toplam yağ miktarına

oranları ise Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu kullanılarak belirlenebilir (Vesilind, 1980). Bu fonksiyon Eşitlik (2.22)'de verilmiştir.  $x_0$  karakteristik parçacık çapını temsil etmekte olup Eşitlik (2.23) kullanılarak bulunabilir (Prewett, 1949). Eşitlik (2.23)'de ise  $\sigma$  yüzey gerilimi,  $\rho$  efektif yoğunluk, dişli yarıçapı  $D$  ve açısal hızı  $\omega$  ile gösterilmiştir. Akış denklemleri her bir parçacık için ayrı çözüldüğünden hesaplama maliyeti de düşünülerek beş farklı yarıçapı kullanılmasına karar verilmiştir. Beş farklı dişli yarıçapı Şekil 2.2'de gösterilen dağılım göz önünde bulundurularak seçilmiştir. Dağılımda, karakteristik yarıçapa en yakın yarıçap değerine ait parçacıklar en yüksek hacim oranında akışta bulunmaktadır.

$$Y = 1 - e^{-\left(\frac{x}{x_0}\right)^n} \quad (2.22)$$

$$x_0 = 3.8 \left( \frac{\sigma}{\rho * D * \omega^2} \right)^{0.5} \quad (2.23)$$



Şekil 2.2: Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu yağ parçacık dağılımı.

### 2.3.3 Başlangıç koşulları

Başlangıç koşulu olarak dişlinin oda sıcaklığında, hareketsiz olduğu ve üzerinde herhangi bir hava akışı olmadığı varsayılmıştır.

$$P = 101325 \text{ Pa}$$

$$T = 288 \text{ K}$$

$$u_{air} = v_{air} = w_{air} = 0$$

### 2.3.4 Sınır koşulları

Akış problemini modellemekte sınır koşulları önemli bir yer tutar. Dişli problemini modellemek amacıyla birçok farklı sınır koşulu ihtiyaç doğrultusunda kullanılmıştır. Bu sınır koşulları, ağ yapısı ile hareket eden duvar sınır koşulları, ağ yapısına göre farklı hareket eden duvar sınır koşulları (muhafazalar), uzak alan sınır koşulu (muhafazasız durum için), periyodik sınır koşulları, giriş ve çıkış sınır koşulları olarak sınıflandırılabilir.

#### 2.3.4.1 Ağ yapısı ile birlikte hareket eden duvar sınır koşulları

Bu sınır koşulunda, duvar ağ yapısı ile aynı rotasyon hızında hareket eder. Dişli duvarları bu sınır koşulu ile modellenenabilir. Ağ yapısı, MRF metodu kullanılması nedeniyle bir hıza sahip olduğundan dişli duvarları da aynı hıza sahip olur ve bu sayede dişlinin sahip olduğu rotasyon hızı HAD analizinde modellenmiş olur. Duvar viskos (kaymaz) ve adiyabatik (sistemin dışı ile ısı alış verişi olmayan) özelliklerdedir. Viskos etkiler nedeniyle duvar yakınında oluşan sınır tabakanın hesaplanması amacıyla CFD++ yazılımında var olan özel bir duvar fonksiyonu kullanılır.

$$\vec{U}_{wall} = \vec{U}_{mesh} \quad (2.24)$$

$$\Delta T = 0$$

$$\tau_{wall} = 0$$

#### 2.3.4.2 Ağ yapısına göre farklı hareket eden duvar sınır koşulları

Bu sınır koşulunda ise duvar sınır koşuluna istenilen eksen doğrultusunun çizgisel veya açısal hız verilebilir. Dişli modelinde, muhafazalı durumlarda bu sınır koşulu kullanılır. Ağ yapısı ile hareket etmesi yerine belirli bir yönde 0 hızlı bir sınır koşulu tanımlanarak muhafazalar, uygulamalarında da olduğu gibi hareketsiz tanımlanır. Bunun dışında diğer duvar özellikleri ağ yapısı ile birlikte hareket eden duvar sınır koşulu ile aynıdır.

$$\vec{U}_{wall} = 0$$

### 2.3.4.3 Uzak alan sınır koşulu

Diş boşluğunun üst ve yan kısımları muhafaza ile çevrili olmadığı durumlarda, bu bölgelerdeki sınır koşulları diş boşluğundaki akış tarafından etkilenmediği varsayılabilir kadar uzakta, hareketsiz ve atmosferik sıcaklık ve basınçta tanımlanır.

$$P = 101325 \text{ Pa}$$

$$T = 288 \text{ K}$$

$$u_{air} = v_{air} = w_{air} = 0$$

### 2.3.4.4 Periyodik sınır koşulları

Her iki diş arasındaki kalan alandaki akış büyük ölçüde benzer olduğu için sadece iki diş arasındaki akış modellenilebilir (Hill vd. (2011)). Böylece hem zamandan tasarruf edilir, hem de diş boşluğunda meydana gelen akış mekanizmalarının daha detaylı bir şekilde incelenebilir. Bu durumu gerçekleştirebilmek için diş boşluğunun üst tarafında radyal yönde, her iki dişin üst duvarının ortasından periyodik sınır koşulları tanımlanması gerekmektedir. Bu iki sınır koşulu birbirinin tamamıyla aynı yönünde olacak şekilde tanımlanır ve akış bir sınır koşulunda çıkış yapıyorken aynı zamanda diğerinden aynı parametrelerle tekrar giriş yapar.

$$\vec{U}_{left} = \vec{U}_{right} \quad (2.25)$$

$$\vec{P}_{left} = \vec{P}_{right} \quad (2.26)$$

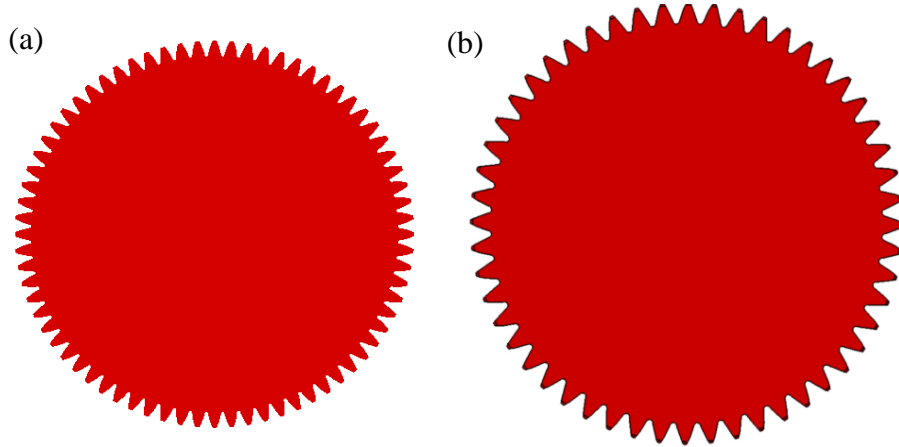
$$\vec{T}_{left} = \vec{T}_{right} \quad (2.27)$$

## 2.4 Dişli Geometrileri ve Özellikleri

Şekil 2.3(a)'da Diab vd. (2004) tarafından özellikleri verilmiş olan 1. dişli geometrisi gösterilmiştir. Şekil 2.3(b)'de ise Hill vd. (2011) tarafından özellikleri verilen 2. dişli geometrisi gösterilmiştir. Dişliler geometrik özelliklerine uygun olarak, AUTOCAD yazılımı kullanılarak çizilmiştir. Dişlilerin özellikleri ise Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1: 1. Dişli geometrik özellikleri.

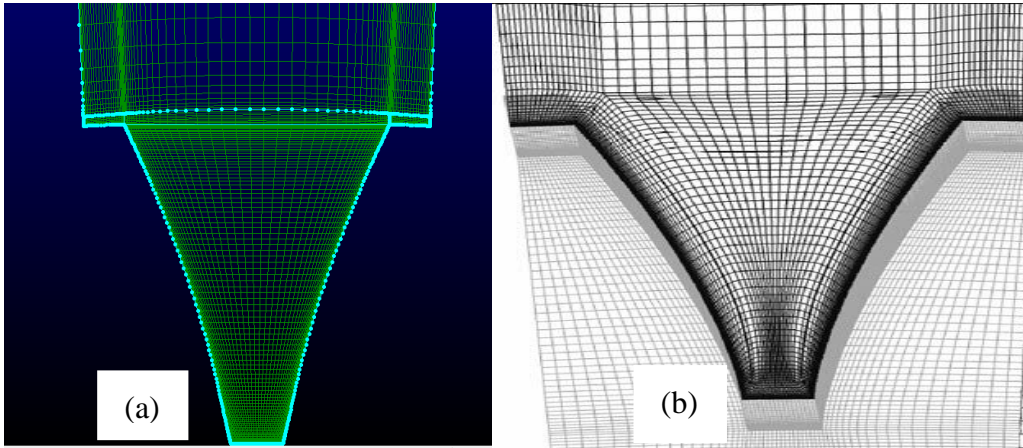
Dişli Geometrisi	Diş Çapı (mm)	Diş Kalınlığı (mm)	Modül (mm)	Diş Sayısı
1	288	30	4	72
2	330.2	28.4	6.35	52



Şekil 2.3: (a) 1. dişli geometrisi (Diab vd. (2004)) (b) 2. dişli geometrisi (Hill vd. (2011)).

## 2.5 Ağ Yapısı

Şekil 2.4(a)'da diş boşluğuna uygulanan 2B ağ yapısı gösterilmiştir. Şekil 2.8(b)'deki, Hill vd. (2011) tarafından uygulanan 3B ağ yapısının yüzey ağ yapısı ile oldukça benzerlik göstermektedir. Duvar diplerinde sınır tabaka akışını yakalamak için hücre sayısı sıklaştırılmış olup akışın daha az değişkenlik göstermesi beklenen diş boşluğunun üst kısımlarında ise daha az sayıda hücre kullanılmıştır.

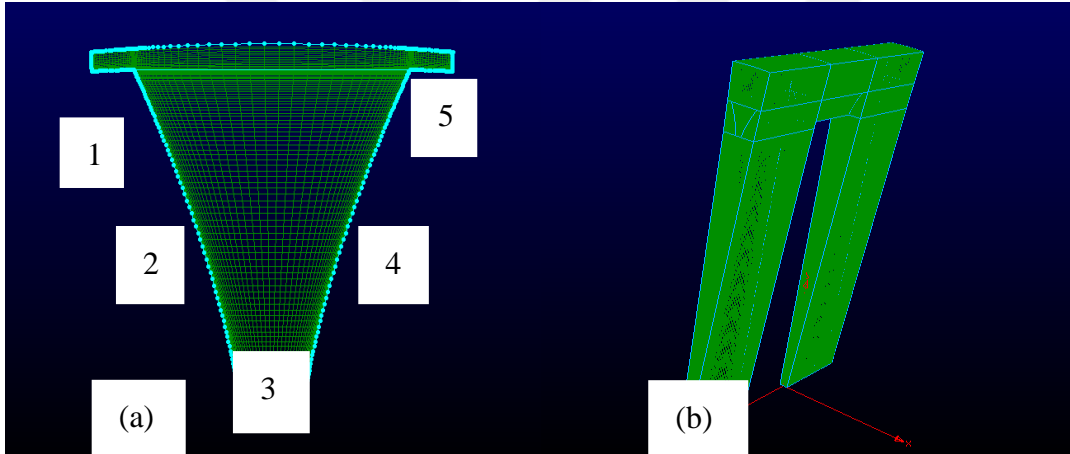


Şekil 2.4: (a) Örnek sayısal ağ yapısı (10000 hücre, yakınlaştırılmış) (b) literatürdeki sayısal ağ yapısı (Hill vd. (2011)).

HAD analizlerinde en uygun ağ yapısının oluşturulması önemlidir. İyi oluşturulmuş bir ağ yapısı, akış alanındaki bütün akış mekanizmalarını detaylı bir şekilde ortaya çıkarma kabiliyetine sahip olmalıdır. Fakat iyi oluşturulmuş bir ağ yapısı aynı zamanda mümkün olan en az hesaplama zamanını kullanarak akış alanının çözümünü

tamamlamalıdır. Bu doğrultuda, Pointwise V17R.02 yazılımı kullanılarak 2B ve 3B akış alanı ağ yapıları oluşturulmuştur. Analizlerde, genelde literatürdeki çalışmalarda tercih edildiği gibi düzenli ağ yapıları kullanılmıştır. Düzenli ağ yapılarında fiziksel lokasyonlar, ağ yapısı düzeni ile fonksiyonel olarak bağlantılıdır, bu da özellikle karmaşık akış problemlerinde daha istikrarlı çözümler alınmasını sağlar. Düzenli ağ yapıları, ayrıca hafıza da daha az yer kaplar, akış yönüne göre düzenlendiğinde daha hızlı yakınsama sağlar. Düzenli ağ yapısında hücreler dikdörtgen şeklindedir. Altta Şekil 2.5(a) ve Şekil 2.5(b)'de görülebileceği gibi iki boyutlu analizler için hücre sayıları 5000'den başlayan ve üç boyutlu analizlerde 4000000'a varan ağ yapıları üretilmiştir. Dişli duvar yüzeyleri Şekil 2.5(a)'da numaralandırılmıştır.

Akış alanı, ortamdaki akışkanların hücreler, katıların ise sınır koşulları ile modellenmesi sayesinde oluşturulmuştur. Bu sayede, ekstra bir madde fazının (katı faz) akış alanı içinde ayrıca modellenmesine gerek kalmamıştır.

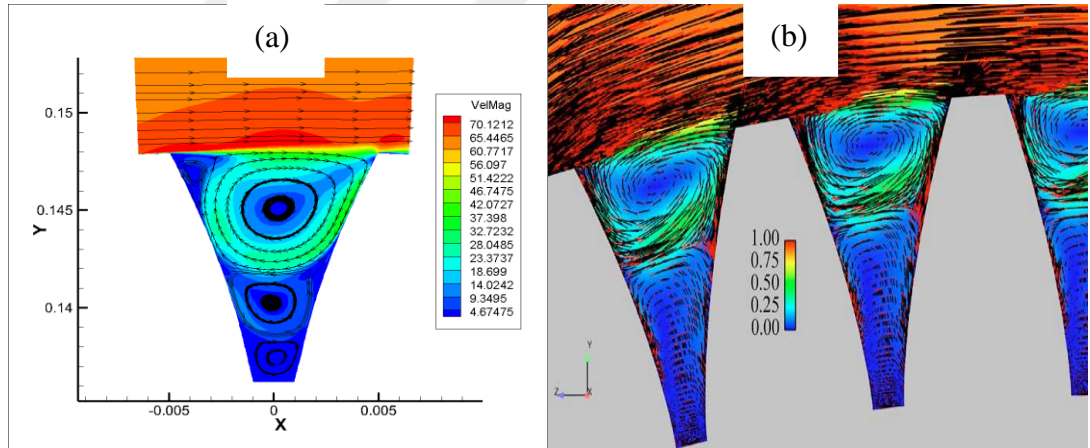


Şekil 2.5: (a) Örnek 2B ağ yapısı (5000 hücre) (b) Örnek 3B ağ yapısı (4000000 hücre).

### 3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

#### 3.1 Hava Ortamında Yapılan Validasyon Analizleri

Şekil 3.1(a)'da, dişli üzerindeki akışa ait akım çizgileri, mutlak hız konturunun üzerinde gösterilmiştir. Diş boşluğunda oluşan 3 farklı girdap açıkça görülebilmektedir. Şekil 3.1(b)'de, Hill vd. (2011) tarafından elde edilmiş hız vektörleri ve mutlak hız konturları ile karşılaştırıldığında diş üzerindeki akışın benzer özellikler taşıdığı gözlemlenebilir. Her iki şekilde de diş boşluğunun üst kısmındaki ana girdap görülebilmektedir. Boşluğun üstünde ise akış dişlinin hareketine ters yönde akmaktadır. Mutlak hız değerleri üst kısımda daha fazladır. Diş boşluğu içinde ise ana girdap çevresinde kayda değer mutlak hız değerleri görülmektedir.

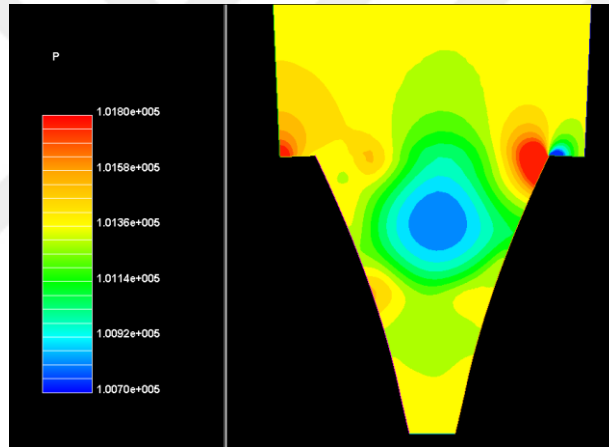


Şekil 3.1: (a) 1. Dişli geometrisi için hava ortamında akım çizgileri (b) literatürdeki boyutsuz hız büyüklüğü ve bağıl vektörler (Hill vd. (2011)).

Şekil 3.2'de ise diş boşluğundaki basınç dağılımı gözlemlenebilir. Şekil 3.1(a)'da gösterilmiş olan ana girdap merkezine doğru basınç değeri beklenildiği gibi azalma göstermiştir. Diş boşluğuna giren akışkanın temas ettiği ilk bölge olan Yüzey4' ün üst kısmında ise yüksek basınç noktası bulunmaktadır. Yüzey 4 ile Yüzey 5 akışkan geçişi sırasında meydana gelen akış ayrılması nedeniyle Yüzey 5'te düşük basınç noktası oluşmuştur.

Dişli yüzeylerinde meydana gelen hava sürtünme torkunun nedeni olarak basınç ve viskos kuvvetler gösterilebilir. Çizelge 3.1'de de farklı dişli yüzeylerine etki eden hava

sürtünme kaybı tork değerleri gösterilmiştir. Bu değerler CFD++ yardımıyla elde edilmiştir. Dış boşluğunun iki yanında kalan Yüzey 2 ve Yüzey 4'e etkiyen basınç torkunun diğerlerine göre daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Bu iki yüzeydeki basınç torku birbirine ters yöndedir ve aralarındaki fark basınç torkunun ve toplam hava sürtünme kaybının büyük bölümünü oluşturmaktadır. Diğer yüzeylerde önemsenmeyecek miktarda basınç torku oluşmaktadır. Viskoz kuvvetler ise Yüzey3 haricinde diğer yüzeylerde benzer büyüklüklerde fakat basınç torkuna göre önemli ölçüde az çıkmıştır. Viskoz torkun bu denli az çıkmasının bir diğer nedeni de dış boşluğunun altında kalan dişli kısımlarında meydana gelen viskoz kayıplarının hesaplara dâhil edilmemesidir. Bu kayıplar, 3B analizlerde daha detaylı bir biçimde gözlemlenebilir. Bununla beraber, literatürde yer alan çalışmalarda da basınç torkunun viskoz torka göre önemli ölçüde fazla olduğu gözlemlenmiştir (Diab vd. (2004)), (Hill vd. (2011)).



Şekil 3.2: Dişler arasındaki basınç dağılımı @ 300 rad/s.

Çizelge 3.1: Dişli duvarlarına göre moment dağılımı.

Duvarlar	Toplam Moment (N*m)	Viskoz Kuvvetlerin Oluşturduğu Moment (N*m)	Basınç Kuvvetlerinin Oluşturduğu Moment (N*m)
(1-2-3-4-5)	-0.002	-0.0001	-0.002
(2-4)	-0.002	0.000	-0.002
(1-3-5)	0.000	-0.0001	-0.0001
2	4.795	0.000	4.795
4	-4.797	0.000	-4.797

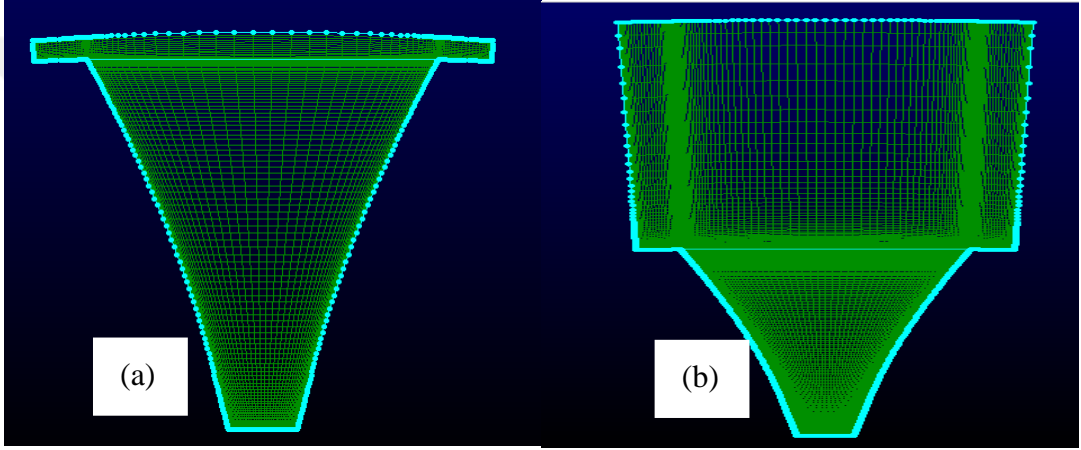
Çizelge 3.2'de muhafazalı analizlerde kullanılacak muhafaza boyutları verilmiştir. Bu değerler, literatürden birebir alınmış olup, literatürdeki sayısal analizlerle karşılaştırma yapılmasına olanak sağlamaktadır.



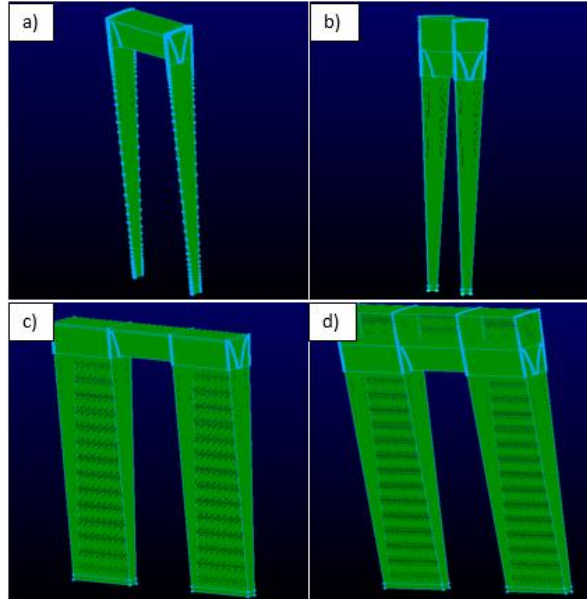
Çizelge 3.2: Muhafaza aralıkları (Hill vd. (2011)).

	Dar (mm)	Geniş (mm)
<b>Eksenel</b>	0.6	25.6
<b>Radyal</b>	0.6	14.3

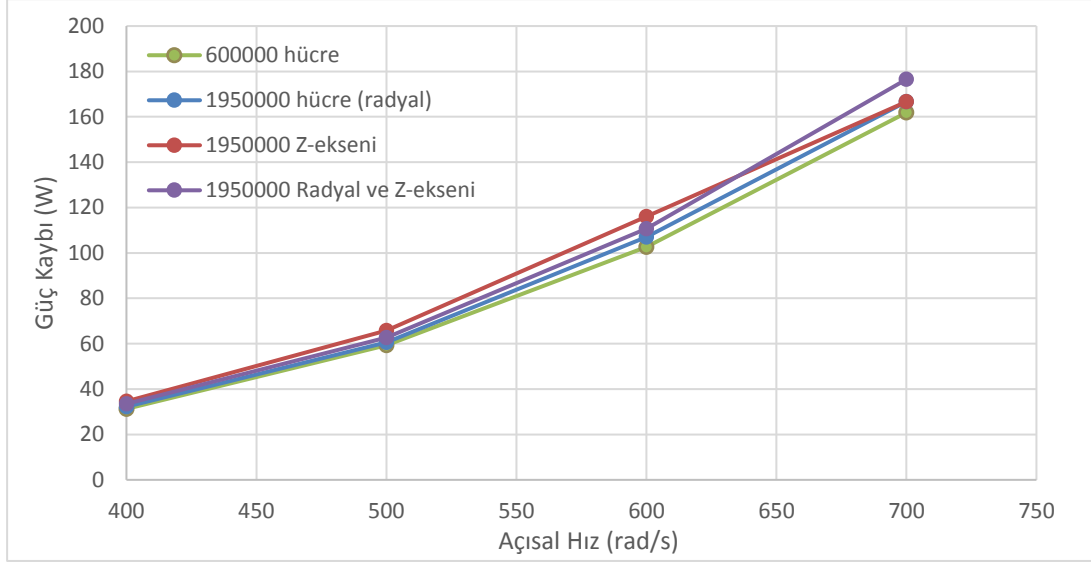
2B muhafazalı analizler için radyal yöndeki muhafaza aralıkları kullanılarak Şekil 3.3(a) ve Şekil 3.3(b)'deki gibi, sırasıyla dar ve geniş radyal muhafazalı dişli ağ yapıları oluşturulmuştur. Muhafazasız ağ yapısına göre en büyük fark diş boşluğunun üstünde kalan akış alanının azalması ve üst sınır koşulunun sabit duvar olarak modellenmesidir.



Şekil 3.3: (a) Dar muhafazalı dişli için sayısal ağ örneği (b) Geniş muhafazalı dişli için sayısal ağ örneği.



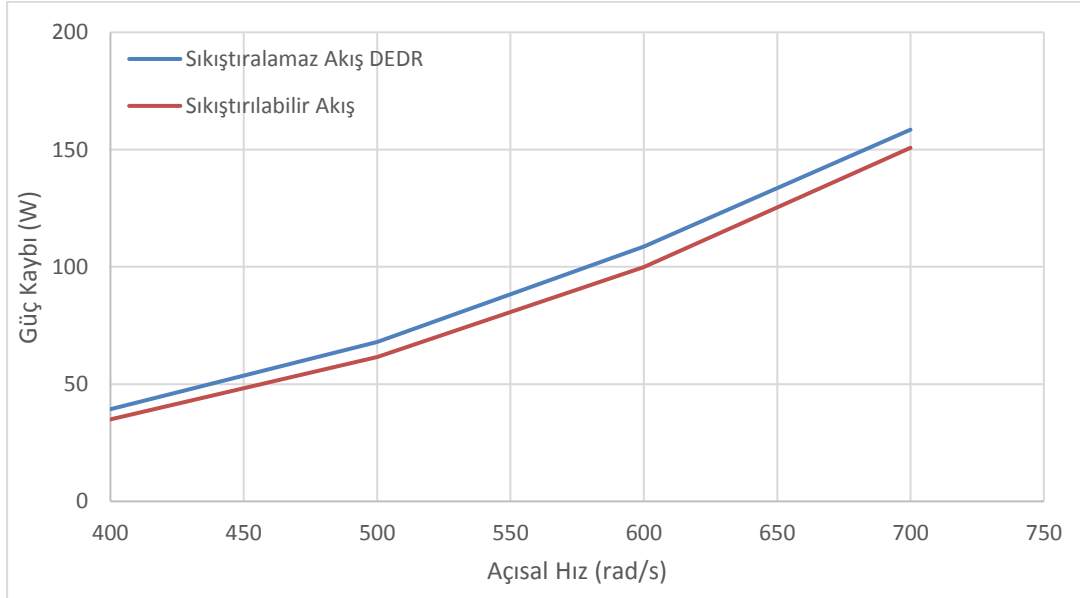
Şekil 3.4: 3B sayısal ağ yapıları (a) DEDR (b) DEGR (c) GEDR (d) GEGR.



Şekil 3.5: DEDR muhafazalı dişli için yapılan sayısal ağ çalışmalarının karşılaştırılması.

3B muhafazalı analizler için radyal ve eksenel yöndeki muhafaza aralıkları kullanılarak Şekil 3.4'te gösterildiği gibi eksenel ve radyal yönlerde dar ve geniş aralıklarla toplamda 4 farklı muhafaza durumu oluşturulmuştur.

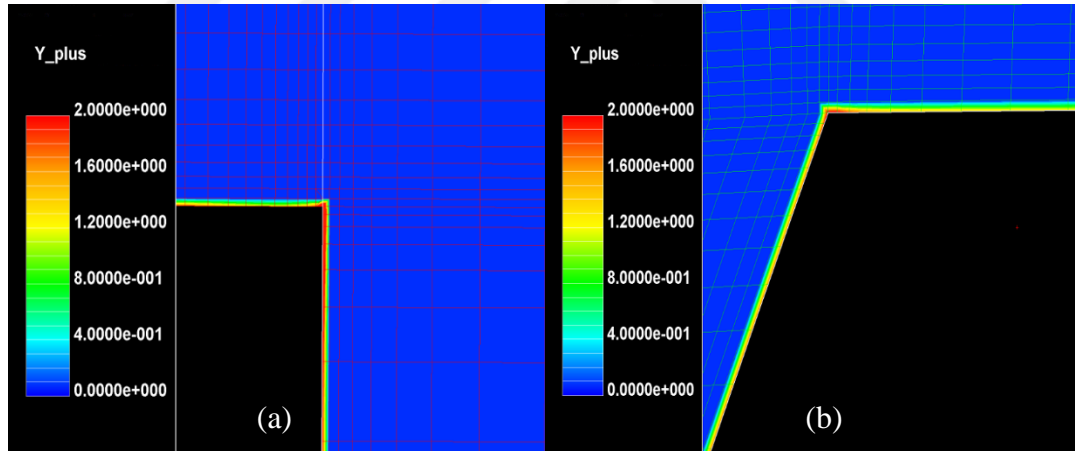
Şekil 3.5'de DEDR muhafazalı dişliye ait ağ yapısı çalışması verilmiştir. Eksenel ve radyal yönde hücre sayısı yönünden zenginleştirilmiş ağ yapıları, aynı koşullarda analiz edilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda, farklı ağ yapılarının güç kaybı sonuçları arasındaki fark grafikte görüldüğü üzere oldukça az çıktığından, zaman tasarrufu açısından düşük hücre sayılı ağ yapısı kullanılmasına karar verilmiştir.



Şekil 3.6: DEDR muhafazalı dişli akış rejimi karşılaştırılması.

Şekil 3.6’da sıkıştırılabilir akış rejiminde yapılan simülasyonlarla karşılaştırma yapılmıştır. Sıkıştırılabilir akış hava sürtünme güç kaybı değerleri yüksek çıkmış olsa da bu fark ihmal edilebilir düzeydedir. Bu yüzden, hava ortamında yapılan analizlerde hesaplama zamanından tasarruf yapmak adına sıkıştırılmaz akış rejimi kullanılmıştır. Hava-yağ damlacığı karışımı ortamında yapılan analizlerde ise ortamdaki yağın etkisinden dolayı akış sıkıştırılabilir rejim özellikleri göstermektedir ve çözüm yakınsamasında yaşanan sıkıntılardan dolayı sıkıştırılabilir akış kullanılmıştır.

Şekil 3.7’de 3B analizlerde dişli üzerindeki boyutsuz duvar uzaklığı ( $y^+$ ) dağılımı verilmiştir. Bu dağılım, sınır katmanların hesaplanabilmesi açısından önemlidir. CFD++ programında ekli olan duvar fonksiyonu sayesinde  $y^+ < 300$  için sağlıklı sınır katman hesaplanması yapılabilmektedir. Dağılımlarda görüldüğü gibi, dişli yan duvarında ve diş ucunda  $y^+ < 2$  sağlanmış ve diş duvarlarının büyük bir kısmında ise 1’den küçük  $y^+$  değerleri elde edilmiştir.

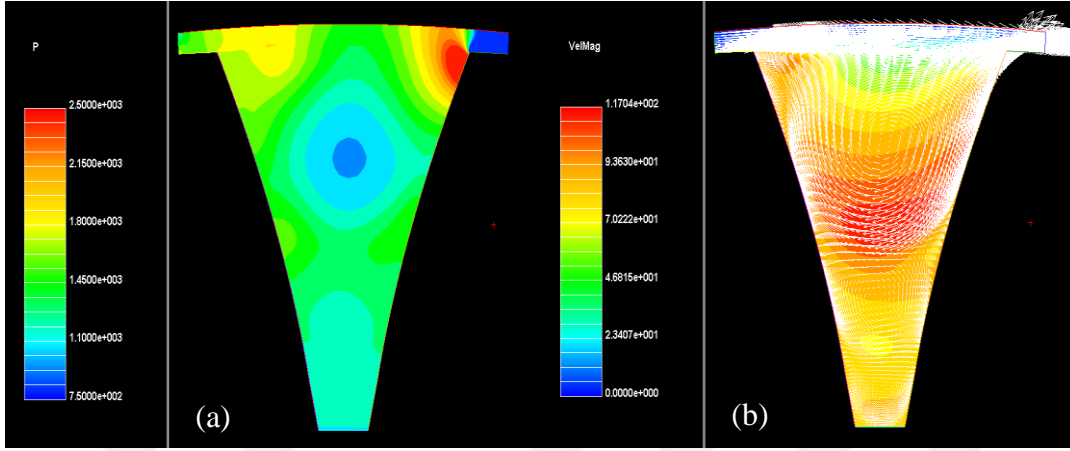


Şekil 3.7: 3B analizlerdeki ( $y^+$ ) dağılımı (a) dişli yan duvarı (b) diş ucu.

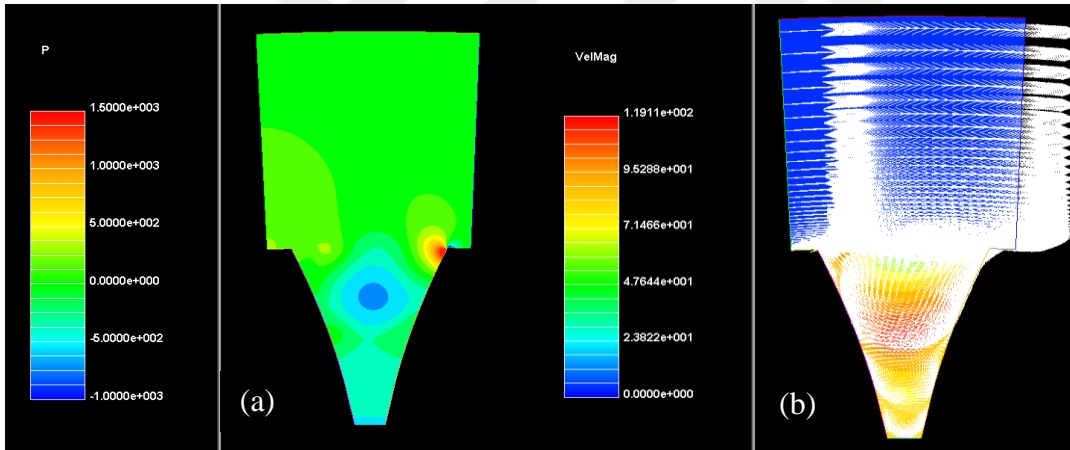
### 3.1.1 1. dişli geometrisi için yapılan 2B ve 3B validasyon analizleri

Dişli üzerinde ve diş boşluğundaki akışı modellemek için kullanılacak bir diğer yöntem de MRF (Hareketli Referans Düzlemi) kullanılarak akış denklemlerinin hareketli bir referans düzleminde çözülmesidir. Bu metotta referans düzleminin hareketi sayesinde dişlinin dönüşü modellenir. CFD++ yazılımında sınır koşulları bu referans düzlemine göre hareketli seçildiğinde diş duvarları atalet düzlemine göre hareket kazanmış olur. Diş boşluğunun yan tarafında kalan sınırlar ise periyodik sınır koşulları veya sabit basınç verilerek birbiriyle aynı akışı oluşturacak şekilde seçilir.

MRF metodu için ağ yapısında herhangi bir değişiklik yapılması gerekmemektedir. Bu yüzden, 2B analizler için Şekil 3.3'te ve 3B analizler için ise Şekil 3.4'te örnekleri verilen ağ yapıları kullanılmıştır.

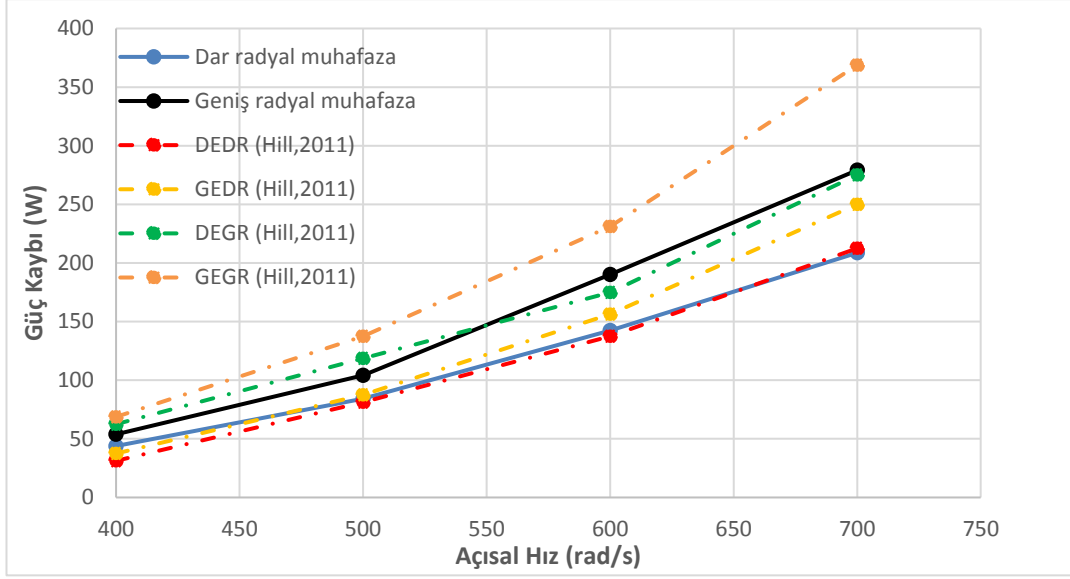


Şekil 3.8: Dar radyal muhafazalı dişlideki (a) Basınç dağılımı (b) Mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ 600 rad/s.



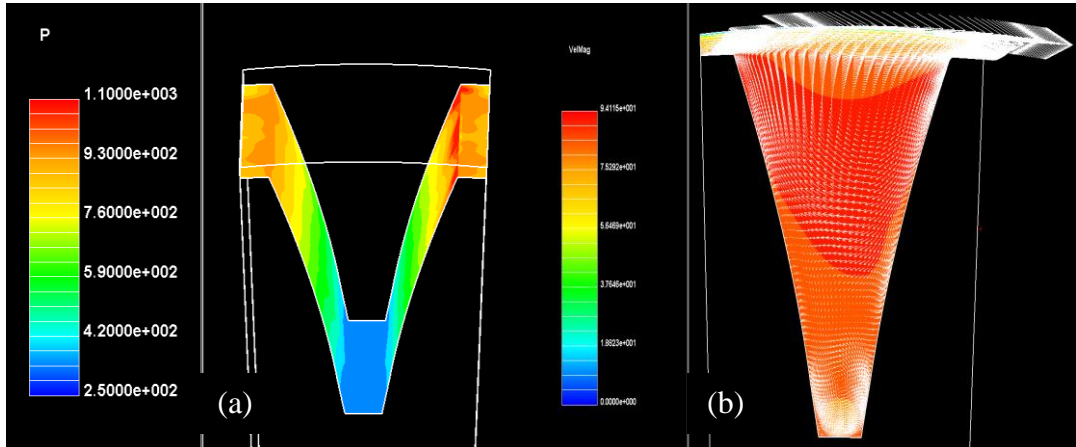
Şekil 3.9: Geniş radyal muhafazalı dişlideki (a) Basınç dağılımı (b) Mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ 600 rad/s.

2B analizlerde dar ve geniş radyal muhafaza aralıkları için 600 rad/s'deki basınç, mutlak hız ve vektör dağılımları Şekil 3.8(a) ve Şekil 3.8(b)'de gösterilmiştir. İki muhafaza durumunda da, hız profilli analizlerde olduğu gibi üç adet girdap oluşmuş ve üst kısımdaki büyük girdapta basınç oldukça düşmüştür. Yine, Yüzey 4'ün üst kısmında basınç artışı görülmüş ve bu durum hava sürtünme güç kaybını artırmıştır. Dar radyal muhafaza aralığı için diş boşluğundaki basınç farkı ve en büyük hız değeri geniş radyal muhafaza aralığına göre daha azdır. Bu durum sonucunda dar radyal muhafaza aralığı için hava sürtünme güç kayıpları, Şekil 3.9'da da görüldüğü gibi geniş muhafaza aralığından daha az olmuştur.

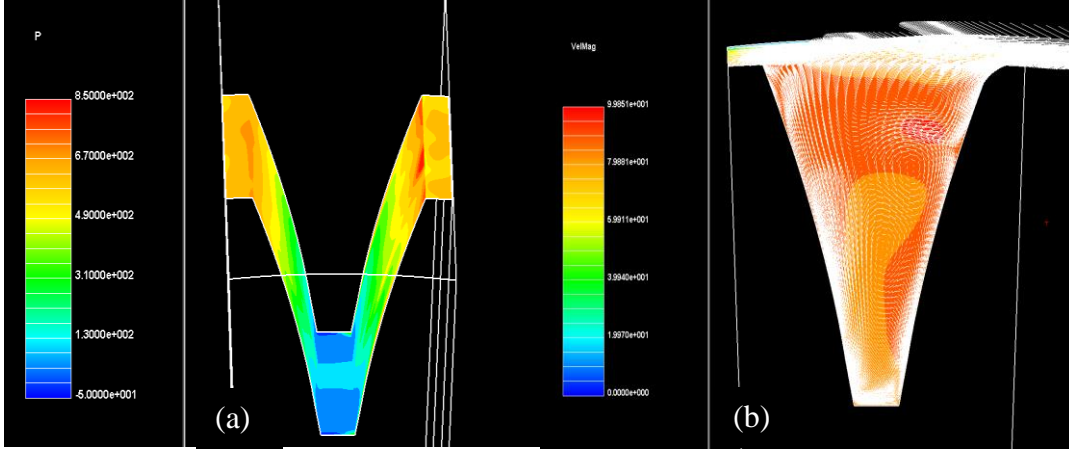


Şekil 3.10: Muhafazalı dişliler için yapılan 2B analizlerin literatür ile karşılaştırılması.

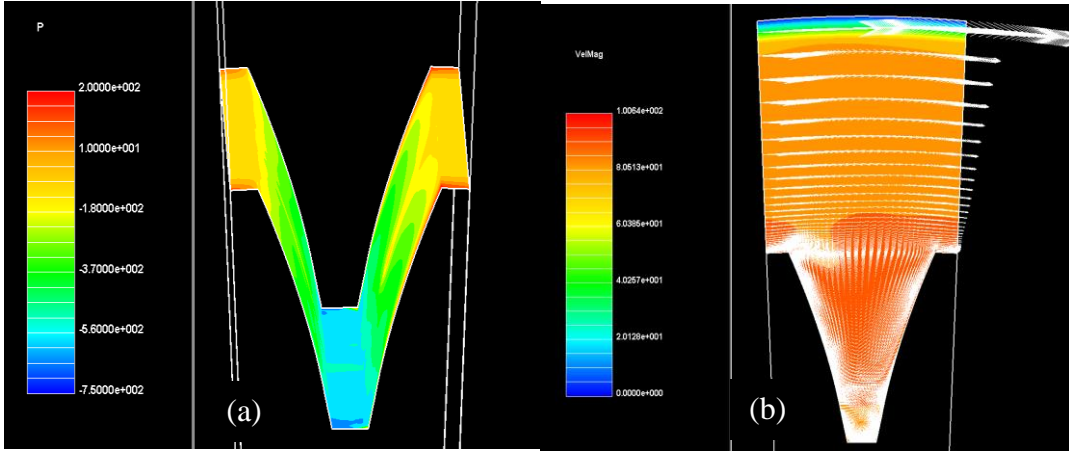
MRF metodu ile yapılan 2B analizler sonucu dar ve geniş aralıklı radyal muhafazalar için elde edilen hava sürtünme güç kaybı değerleri elde edilmiştir. Bu değerlerin, Hill vd. (2011) makalesinde yapılmış 3B simülasyonlarla elde edilmiş olan güç kaybı değerleri ile karşılaştırması Şekil 3.10'da verilmiştir. İki radyal muhafaza türüyle yapılan analizlerdeki güç kayıpları, Hill vd. (2011) makalesinde dar aksenal muhafaza içeren 3B muadilleriyle yakın çıkmışken, geniş aksenal muhafaza içeren 3B analizlerden düşük çıkmıştır.



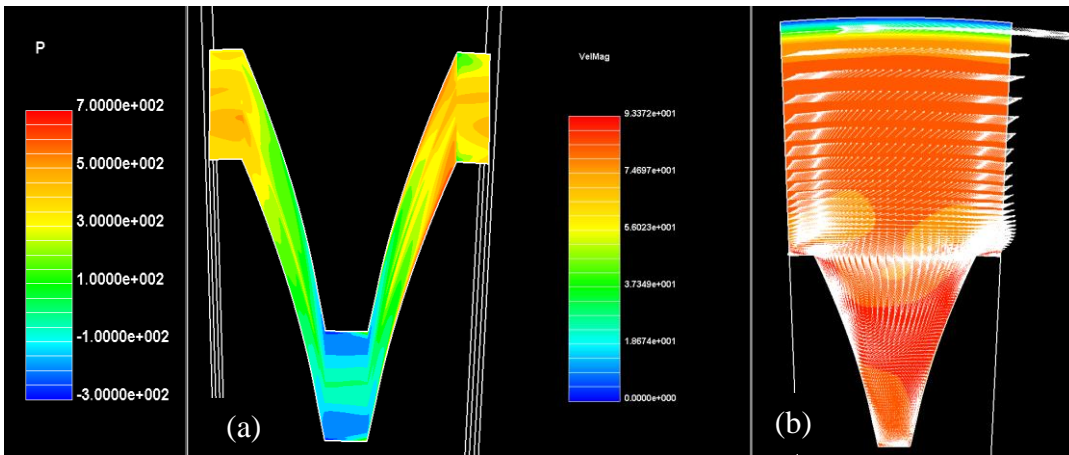
Şekil 3.11: DEDR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı z= 7.5 mm. @ 600 rad/s.



Şekil 3.12: GEDR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı  $z=7.5$  mm. @ 600 rad/s.

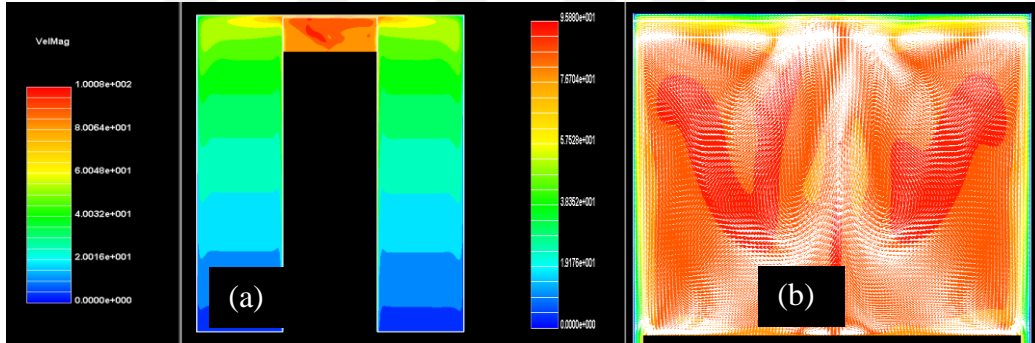


Şekil 3.13: DEGR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı  $z=7.5$  mm. @ 600 rad/s.



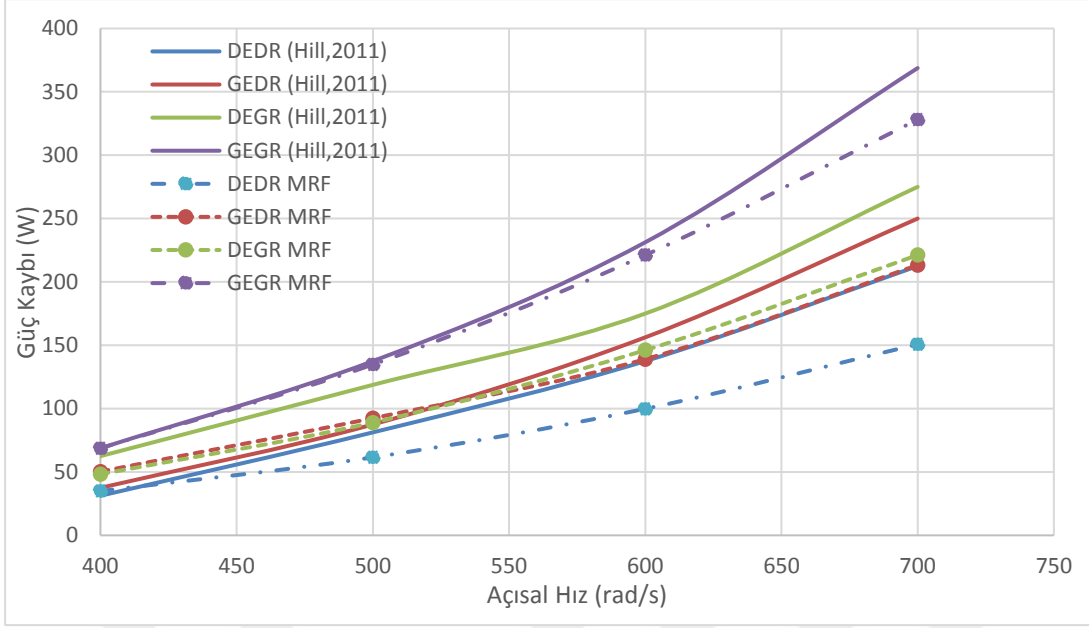
Şekil 3.14: GEGR muhafazalı dişli (a) Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı (b) XY-düzlemindeki hız büyüklüğü ve vektör dağılımı  $z=7.5$  mm. @ 600 rad/s.

Şekil 3.11, Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de sırasıyla DEDR, DEGR, GEDR ve GEGR muhafaza aralıklı 3B analizlerin, (a) dişli yüzeylerindeki basınç dağılımları ve (b) XY düzlemine göre diş boşluğunun %25 uzaklığındaki noktastan alınmış mutlak hız dağılımı ve bağıl hız vektörleri verilmiştir. Basınç dağılımları benzer davranışlar göstermiş, akışın ilk olarak çarptığı Yüzey 4’te basınç Yüzey 2’ye göre yine daha fazla olduğu görülmüştür. 3B analizlerde, diş boşluğundaki basıncın üst kısımlara doğru gidildikçe kademeli olarak arttığı da gözlemlenmiştir. Bağıl hız vektörleri, akışkanın diş boşluğunun dışına doğru yaptığı bir hareketi işaret etmektedir. Mutlak hız büyüklükleri 4 muhafaza durumu için de birbirine yakındır. En büyük mutlak hız değerleri birbirlerinde yakın olsa da, iki yönde de muhafaza genişledikçe ortamdaki basınç değişimi artmıştır. DEGR muhafaza aralıklı durumda basınç GEDR muhafazalı dişliye göre bu düzlemde daha az olsa da, Şekil 3.16’daki hava sürtünme güç kaybı değerlerine bu fark yansımamış, iki durumdaki kayıp birbirlerine yakın çıkmıştır. Şekil 3.15’te görülebileceği gibi akış YZ düzleminde simetrik olduğu için bu yönde hava sürtünme kaybı meydana gelmemektedir.



Şekil 3.15: YZ düzleminde diş boşluğunun ortastındaki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı (a) DEGR (b) DEDR.

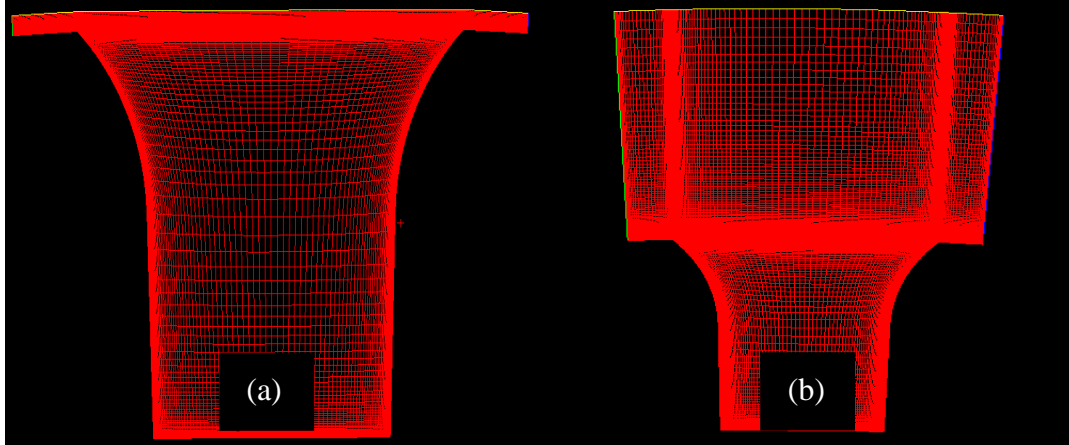
Şekil 3.16’da MRF metodu ile yapılmış muhafazalı 3B sayısal analizler sonucu elde edilen hava sürtünme güç kayıplarının literatür ile karşılaştırılması yapılmıştır. Bu metod ile elde edilen hava sürtünme güç kaybı değerleri, literatürdeki sayısal analizlerden daha düşük çıkmıştır. Bunun nedeni, sıkıştırılmaz akış için çözüm alınması, ağ yapısı ve çözüm alanı geometrisinde meydana gelmiş olabilecek değişiklikler olabilir. Nitekim MRF metodu ve periyodik sınır koşulları kullanılarak yapılan analizlerde diş boşluğu dışında büyük oranda sabit bir hız dağılımı gerçekleşmiş ve hız sadece düşey yönde azalma göstermiştir.



Şekil 3.16: Muhafazalı durumlar için yapılan 3B sayısal analizlerin literatür ile karşılaştırılması.

### 3.1.2 2. dişli geometrisi için hava ortamında yapılan analizler

Şu ana kadar tezde çalışılan tek bir dişli geometrisi çalışılmıştır. Modeli hava ortamında farklı bir dişli geometrisine uygulamak adına Hill vd. (2011) tarafından testleri yapılmış ve sayısal olarak analiz edilmiş bir dişli geometrisi seçilmiştir. Bu dişlinin özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

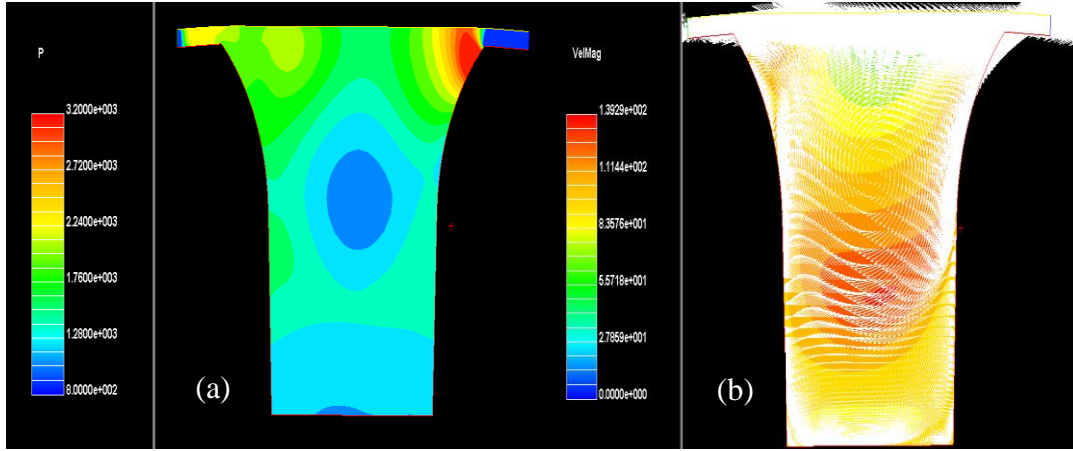


Şekil 3.17: 2. dişli için yapılan ağ yapıları; (a) Dar radyal muhafaza (b) Geniş radyal muhafaza.

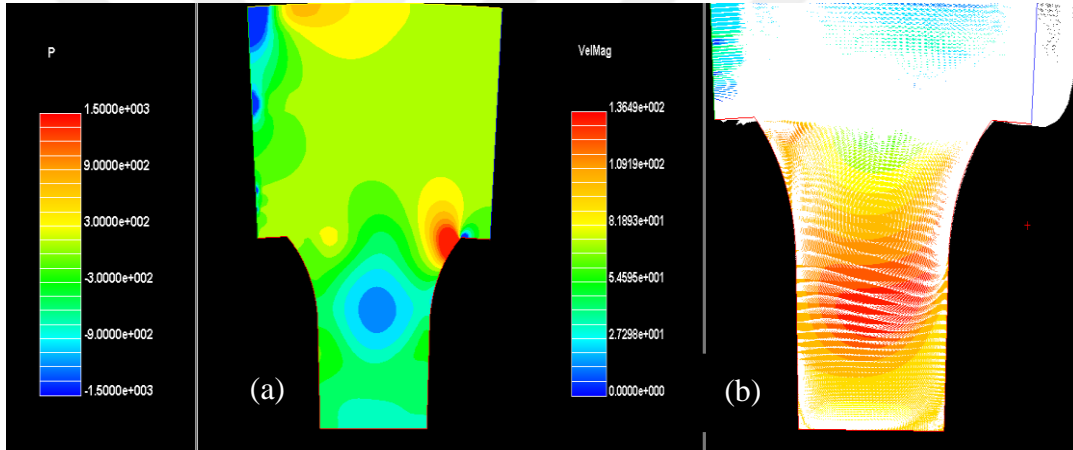
Çizelge 2.1'deki özelliklere uygun olarak AUTOCAD yazılımında çizilen dişli için Pointwise yazılımı yardımıyla Şekil 3.17'de gösterildiği gibi; (a) dar radyal muhafaza ve (b) geniş radyal muhafaza şeklinde olmak üzere iki farklı ağ yapısı hazırlanmıştır.



Muhafaza aralıkları, Hill vd. (2011) makalesinde önceki geometride kullanıldığı gibi Çizelge 3.2’de verilen radyal aralık değerleridir.



Şekil 3.18: Dar radyal muhafazalı 2. dişli için (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız dağılımı ve vektörler @ 600 rad/s.



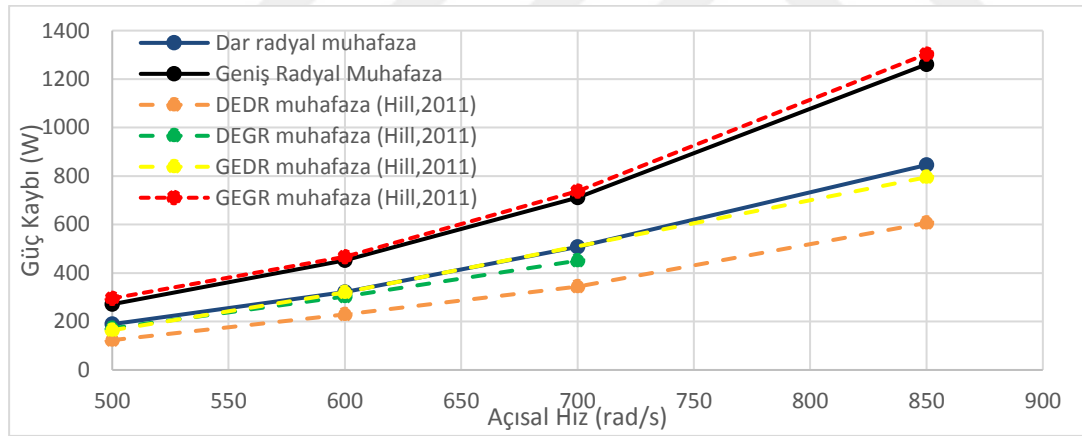
Şekil 3.19: Geniş radyal muhafazalı 2. dişli (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız dağılımı ve vektörler @ 600 rad/s.

Şekil 3.18’de ise dar radyal muhafaza aralıklı 2. dişli geometrisi için hava ortamında 600 rad/s’de yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen basınç dağılımı (a) ve mutlak hız dağılımı ve hız vektörleri (b) gösterilmiştir. Basınç dağılımı incelendiğinde, 1. dişli geometrisinde olduğu gibi akış yönündeki yan yüzeyin üst tarafında yüksek basınç bölgesi ve ana girdap çevresinde ise düşük girdap oluştuğu görülmektedir. Yüksek basınç noktasının ilerisinde üst yüzeyde ise düşük basınç değerleri görülmüştür. Şekil 3.18(b)’deki hız vektörleri incelendiğinde ise ana girdabın yine diş boşluğunun üst kısmında oluştuğu görülmüştür. Bu girdabın dışında önceki dişli geometrisindeki 2B analizlerin aksine sadece iki girdap oluşmuştur. Diş boşluğunun ve özellikle alt yüzeyin geniş olması daha az girdap görülmesine sebep olmuştur. Dişli yarıçapı bu

dişli için daha büyük olduğundan görülen mutlak hız değerleri ve diş boşluğundaki basınç değerleri farkı daha fazladır.

Şekil 3.20’de ise 2. dişli geometrisi için yapılan sayısal analizler sonucu hesaplanan güç kayıpları Hill vd. (2011) makalesinde verilmiş deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. 2B sayısal analizler ile geniş aksenal muhafaza aralıklı dar ve geniş radyal muhafaza durumlarına oldukça yakın sonuçlar bulunurken, dar aksenal muhafaza aralıklı sonuçlar aynı başarı ile tahmin edilememiştir. Bunun nedeni olarak, dar aksenal muhafazanın güç kaybına yaptığı etkinin 2B analizlerle modellenememesi gösterilebilir.

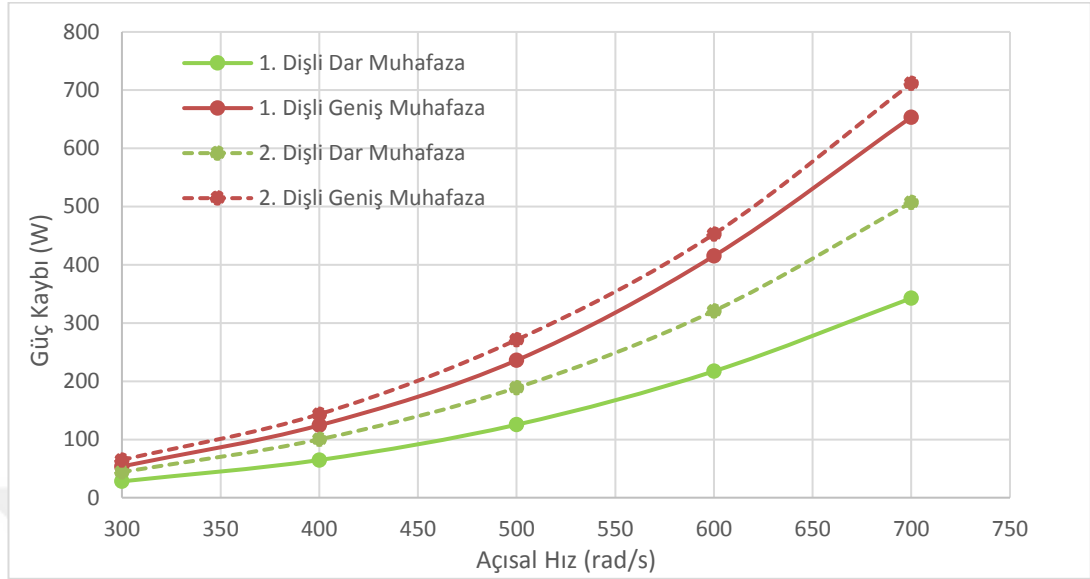
Şekil 3.19’da ise geniş radyal muhafaza aralıklı dişlinin (a) basınç dağılımı ve (b) mutlak hız dağılımı ve vektörleri verilmiştir. Diş boşluğundaki basınç dağılımı dar radyal muhafaza aralıklı durum ile tamamen benzer olup, tek fark değerler arasındadır. Bununla beraber, üst sınır koşullarında mesafenin artmasından dolayı bazı farklı basınç değerleri gözlemlenmiştir. Hız değerleri ve vektörler de dar radyal muhafaza aralıklı durum ile hemen hemen aynı bulunmuştur.



Şekil 3.20: 2. dişli 2B sayısal analizlerinin literatür ile karşılaştırılması.

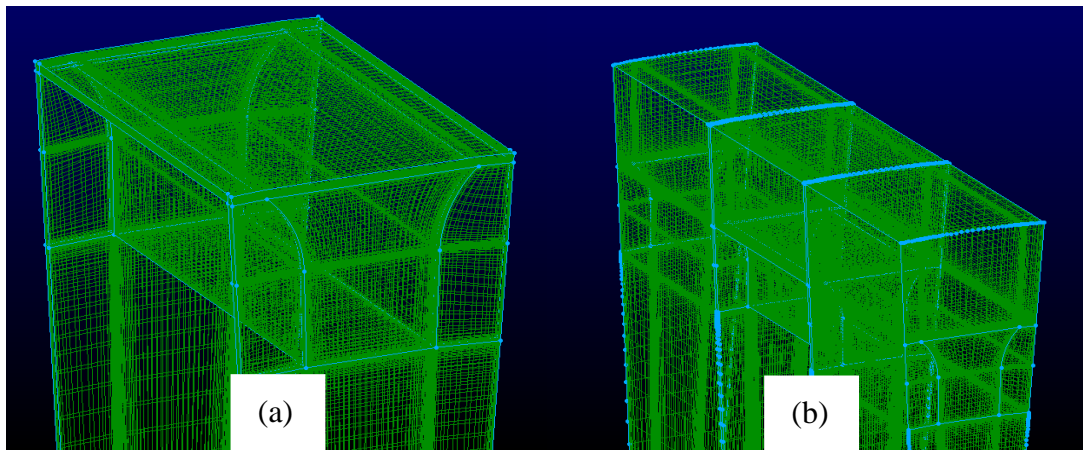
Şekil 3.21’de, ilk ve ikinci dişli geometrileri arasındaki hava ortamında yapılan analizler sonucunda elde edilen hava sürtünme güç kayıpları karşılaştırılmıştır. Aynı muhafaza aralığı için, İkinci dişlideki hava sürtünme kayıpları ilk dişliye göre daha fazladır. Bu durum, ikinci dişli geometrisinin daha büyük yarıçapa, dolayısıyla aynı açısal hızda daha büyük maksimum teğetsel hızlara ve hacim olarak daha büyük diş boşluğuna sahip olmasıyla açıklanabilir. Bununla birlikte, ilk dişlide geniş muhafaza aralığındaki güç kaybının ikinci dişlideki dar muhafaza aralığından daha fazla olması, muhafaza kullanımı ve muhafaza aralığının azaltılması sayesinde görece daha yüksek

teğetsel hızlara veya yarıçaplara sahip dişlilerde, dişli geometrisini değiştirmeye gerek kalmadan daha düşük güç kayıpları elde edilebileceği anlamına gelmektedir.



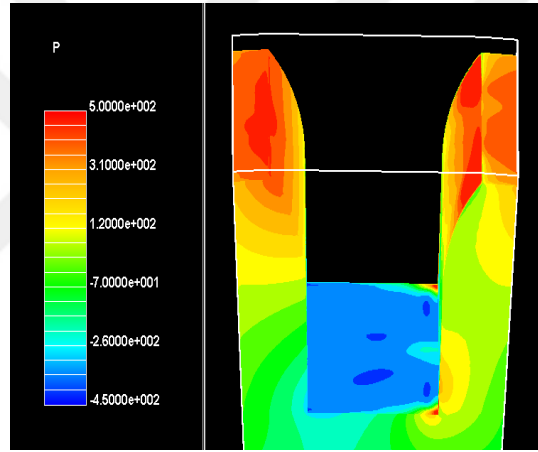
Şekil 3.21: 1. ve 2. dişlilerin muhafazalı durumlar için hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırması.

İkinci dişli geometrisi için hava ortamında 3B analizler yapılmıştır. Bu analizlerde periyodik sınır koşulları kullanılmıştır. Bu analizler için oluşturulmuş ağ yapısı örnekleri Şekil 3.22’de verilmiştir. Sayısal analizler için, 250000-600000 hücre sayısı arasında değişen, İlk dişli geometrisinde olduğu gibi iki farklı ekstenel ve iki farklı radyal muhafaza aralığında toplamda 4 farklı muhafaza kurulumu için MRF metodu kullanılarak 400-850 rad/s arasındaki açısal hızlar için hava ortamında sayısal analizler yapılmıştır.

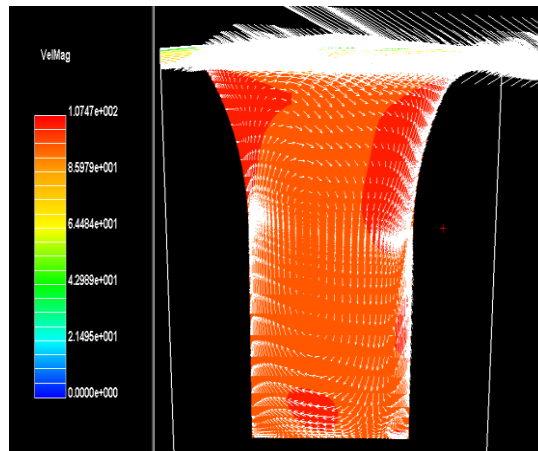


Şekil 3.22: 2. Dişli geometrisi (a) DEDR aralıklı muhafaza (b) GEGR aralıklı muhafaza sayısal ağ yapısı.

DEDR muhafaza aralıklı durumu için 600 rad/s açısal hızında yapılan simülasyonda dişli yüzeylerinde ortaya çıkan basınç dağılımı Şekil 3.23'te verilmiştir. Basınç dağılımı yine ilk dişli geometrisine benzer şekilde dişli yüzeylerinin üst kısımlarında yüksek alt kısımlarında daha az bulunmuştur. Bununla birlikte, torkun olduğu yöndeki dişli yüzeyindeki (sağdaki yüzey) basınç değerlerinin görece yüksek olduğu ve hava sürtünme torkuna neden olduğu görülebilir. Diş boşluğu içerisinde mutlak basınç değerinin en yüksek ve en düşük değerleri arasındaki basınç farkı 950 Pa olarak bulunmuştur. Diş boşluğunda z-ekseninde %25 genişlik üzerindeki akış Şekil 3.24'te mutlak hız dağılımı ve bağıl hız vektörleri vasıtasıyla gösterilmiştir. Diş boşluğunda 2B simülasyonlardan farklı olarak alt yüzeylere kadar uzanan tek bir girdap oluştuğu görülebilir. Diş boşluğundaki maksimum hız değeri diş ucundaki teğetsel hıza beklenildiği gibi oldukça yakındır.

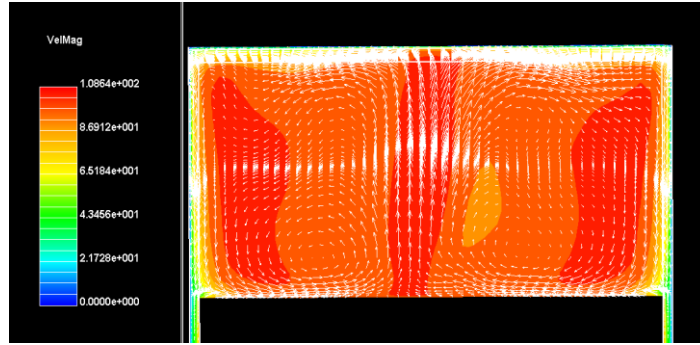


Şekil 3.23: DEDR muhafazalı 2. dişlinin dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı @ 600 rad/s.



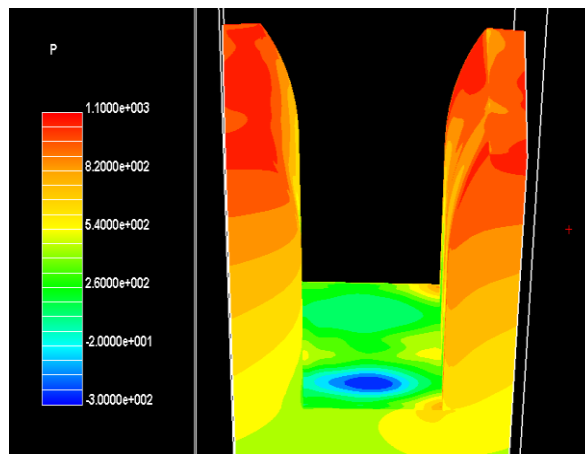
Şekil 3.24: DEDR muhafazalı 2. dişlinin XY düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @ z = 7.1 mm. @ 600 rad/s.

Şekil 3.25'te ise diş boşluğunun ortasında YZ düzleminde alınan mutlak hız değerleri ve bağlı vektörler görülebilir. Bu düzlemdeki akışın büyük ölçüde simetrik olduğu dolayısıyla bu düzlemde ilk dişlide de olduğu gibi hava sürtünme güç kaybına neden olacak derecede yüksek bir tork oluşmadığı söylenebilir.

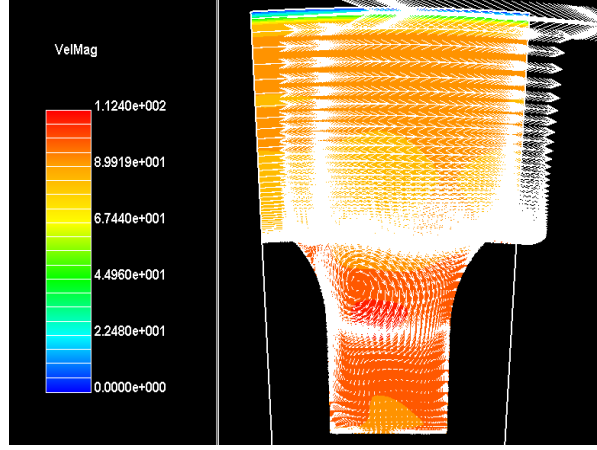


Şekil 3.25: DEDR muhafazalı 2. dişlinin YZ düzlemindeki mutlak hız ve bağlı vektör dağılımı @ x = 0 @ 600 rad/s.

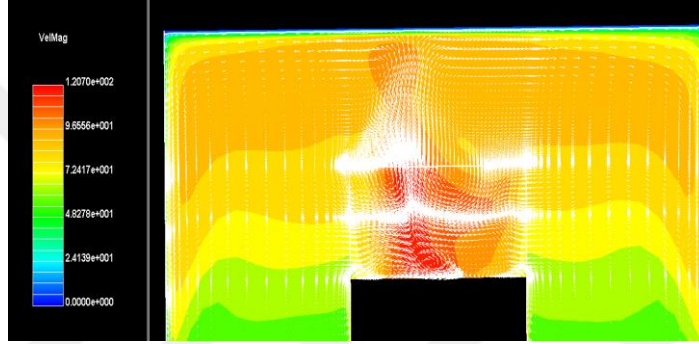
Şekil 3.26'da GEGR muhafaza aralıklı durum için dişli yüzeylerinde ortaya çıkan basınç dağılımı Şekil 3.27'de ise mutlak hız dağılımı ve bağlı hız vektörleri gösterilmektedir. DEDR muhafaza aralıklı durum ile benzer şekilde bir basınç ve hız dağılımı olsa da basınç farkı 1450 Pa. olarak bulunmuştur. Bu durum sonucunda GEGR muhafazalı durumlarda hava sürtünme güç kayıplarının daha fazla olması beklenebilir. GEGR muhafaza aralığı için z ekseninde %25 genişlikte 2B analizlere benzer şekilde bu defa iki adet girdap oluştuğu gözlemlenmiştir. Maksimum hız değeri DEDR muhafaza aralığına göre fazla olsa bile, yine de diş ucundaki teğetsel hızla farkı önemsenmeyecek kadar azdır. Şekil 3.28'de gösterilmiş olan YZ düzlemindeki bağlı vektör ve mutlak hız dağılımı yine simetrik bir dağılım göstermektedir.



Şekil 3.26: GEGR muhafazalı 2. dişlinin dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı @ 600 rad/s.

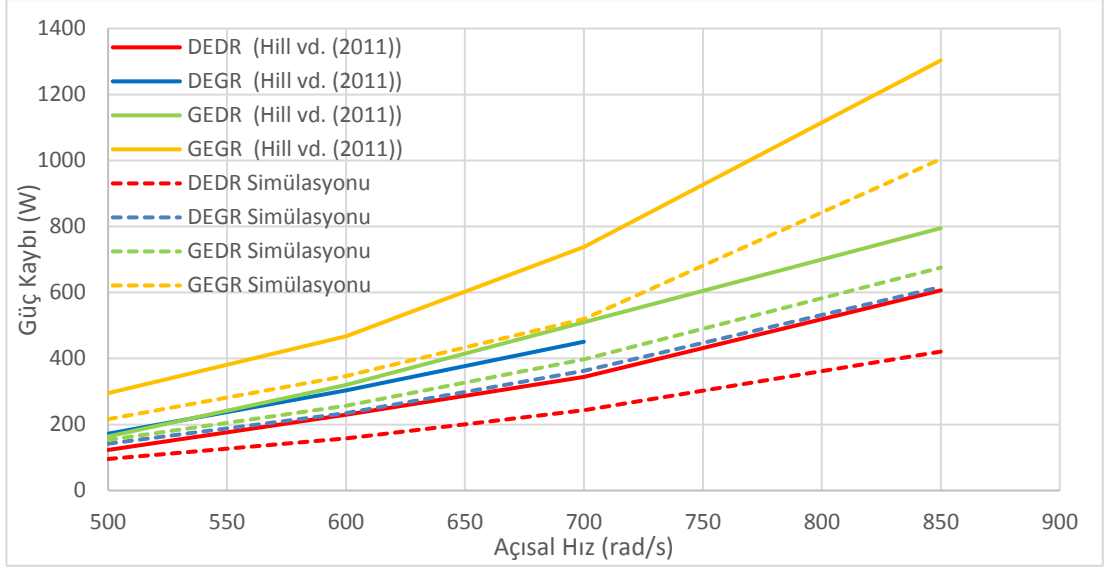


Şekil 3.27: GEGR muhafazalı 2. dişlinin XY düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @  $z = 7.1$  mm. @ 600 rad/s.

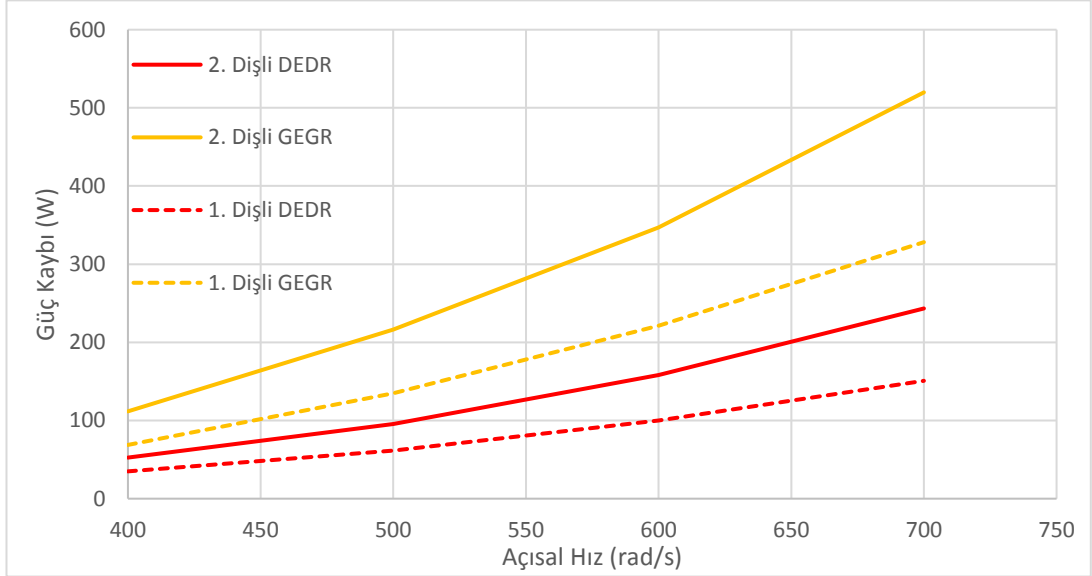


Şekil 3.28: GEGR muhafazalı 2. dişlinin YZ düzlemindeki mutlak hız ve bağıl vektör dağılımı @  $x = 0$  @ 600 rad/s.

Şekil 3.29’da 4 farklı muhafazalı durum için 3B sayısal analizler sonucu elde edilen analiz sonuçlarının, Hill vd. (2011) tarafından yapılan NASA Glenn merkezinde yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırılması verilmiştir. Analizler sonucunda bulunan hava sürtünme güç kaybı değerleri, ilk dişli geometrisi için yapılmış analizlerde olduğu gibi deney sonuçlarından daha düşük çıkmıştır. Bu durum, akışın sıkıştırılmaz kabul edilmesinden, yer çekimi vb. etkilerin ihmal edilmesinden, periyodik sınır koşullarından veya analiz edilen dişli geometrisinin deneyler için üretilmiş dişlilerle olası farklılıkları nedeniyle olabilir. Beklenildiği gibi, iki yönde de muhafaza aralığı azaldıkça hava sürtünme kaybı azalmıştır. Eksenel yöndeki aralığın azaltılması ise ilk geometrideki durumun aksine radyal yöndeki azaltılmaya göre güç kayıplarını biraz daha fazla azaltmıştır.



Şekil 3.29: 2. Dişli için yapılan 3B muhafazalı analizlerdeki hava sürtünme güç kaybının literatür ile karşılaştırılması.



Şekil 3.30: 1. ve 2. Dişli 3B muhafazalı sayısal analizlerdeki hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırılması.

Şekil 3.30'da ise iki dişli geometrisi için MRF metoduyla ve periyodik sınır koşulları kullanılarak yapılmış olan simülasyonlardan elde edilen hava sürtünme güç kaybı değerleri karşılaştırılmıştır. 2. dişli geometrisi için güç kaybı değerleri daha fazladır. Bunun nedeni, bu dişlinin modülü ve diş yarıçapının ilk geometriden daha büyük olması ve dolayısıyla daha büyük diş boşluklarına ve aynı açısal hız için daha fazla maksimum teğetsel hıza sahip olmasıdır. Fakat, 2. dişli geometrisi DEDR muhafaza aralığında, ilk dişlinin GEGR muhafaza aralıklı durumuna göre daha az hava sürtünme kaybına maruz kalmıştır. Bu durum, muhafaza aralığının yeteri kadar azaltılması

halinde dişli geometrisini değiştirmeden sadece muhafaza aralıklarını küçülterek efektif bir şekilde hava sürtünme kaybının azaltılabileceğini göstermektedir.

### 3.2 Hava-Yağ Ortamında Yapılan Validasyon Analizleri

Hava-yağ ortamında dişli üzerindeki akışı modellemek için validasyon analizleri yapılmıştır. Çizelge 3.3'te, EDP Modeli kurulumu sırasında CFD++ yazılımına tanımlanan Makine Yağı özellikleri verilmiştir. Bu özellikler ve tanecik yarıçapı ikincil faz tanımlanması için gerekli parametrelerdir.

Çizelge 3.3: Makine yağı özellikleri.

<b>Isı Kapasitesi</b>	2020 j/(kg*K)
<b>Molekül Kütlesi</b>	80 kg/kmol
<b>Özkütle</b>	845 kg/m <sup>3</sup>

Çizelge 3.4'te Kunz vd. (2012) tarafından EDP Modeli kullanılarak gerçekleştirilen iki fazlı analizlerde kullanılan muhafaza boyutları verilmiştir. Bu analizlerde, özellikle aksenal yönde daha önceki analizlere oranla çok daha büyük bir muhafaza aralığı kullanılmıştır.

Çizelge 3.4: Muhafaza aralıkları (Kunz vd. 2012).

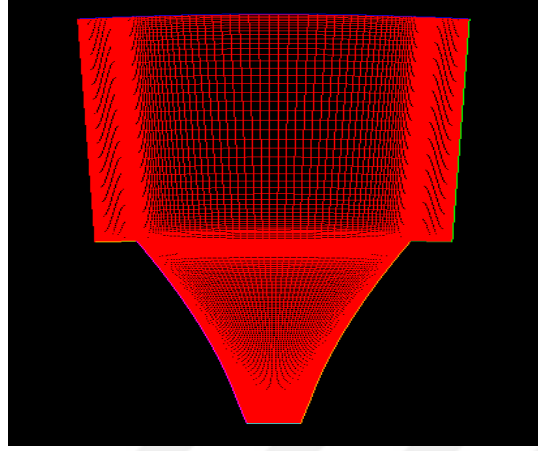
<b>Muhafaza Türü</b>	<b>Muhafaza Aralıkları</b>
<b>Radyal (/R<sub>tip</sub>)</b>	0.101
<b>Eksenel (/R<sub>tip</sub>)</b>	0.302

Şekil 3.31'de radyal yöndeki muhafazanın modellendiği 2B çözüm alanı gösterilmiştir. Tek fazlı analizdeki gibi yapılı ağ yapısı kullanılarak oluşturulan çözüm alanı yaklaşık 20000 hücreden oluşmaktadır.

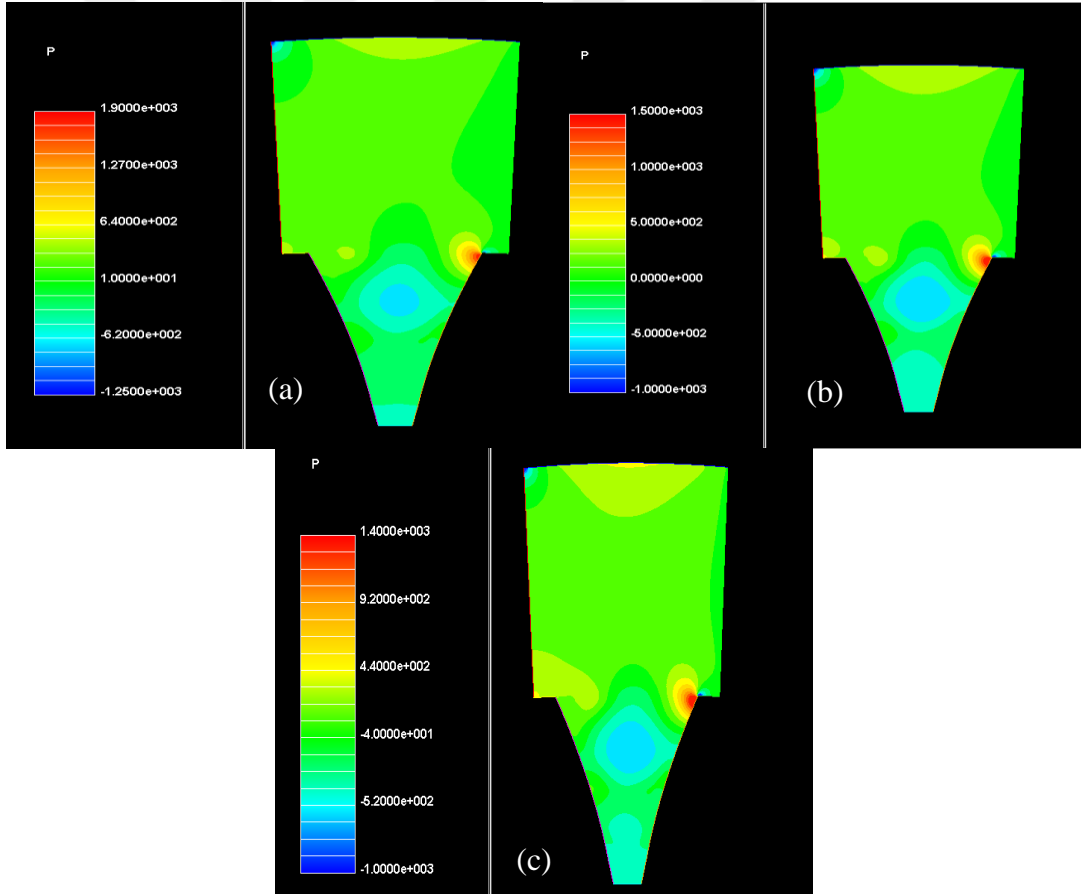
Şekil 3.32'de Kunz vd.(2012) makalesindeki radyal muhafaza modellenerek oluşturulan 2B çözüm alanı için sırasıyla sadece hava ortamında (a), %4 (b) ve %15 (c) yağ parçacığı kütle oranı içeren ve 600 rad/s'lik açısal hıza sahip dişlilere yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen basınç dağılımları verilmiştir. Üç basınç konturundaki dağılım da birbirleriyle aynı özellikleri göstermektedir. Aradaki en önemli fark ise basınç maksimum ve minimumları arasındaki farklılıklardır. Beklenildiği



gibi ortamdaki yağ kütlesi arttıkça, ortamdaki basınç da artmıştır. Hava ortamındaki analiz için bu fark 1400 Pa iken, %4 kütle oranında yağ içeren simülasyonda 1500 Pa ve %15 kütle oranında yağ içeren simülasyonda 1900 Pa.'dır.

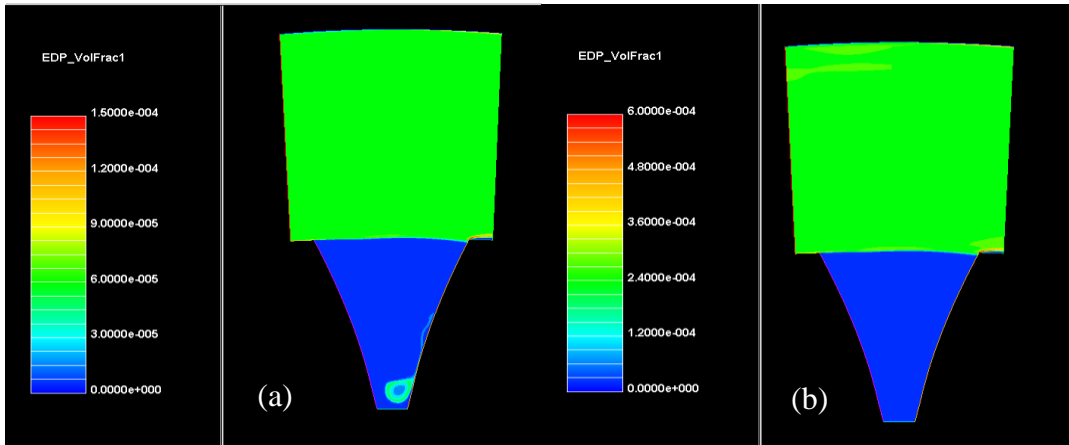


Şekil 3.31: İki fazlı analizler için 2B çözüm alanı.



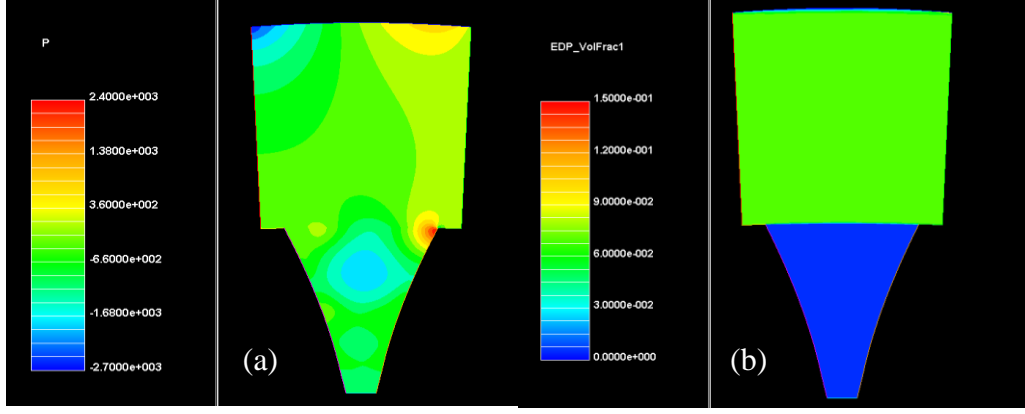
Şekil 3.32: (a) Tüm alanın basınç dağılımı (hava) (b) Tüm alanın basınç dağılımı ( $m_f = \%4$ ) (c) Tüm alanın basınç dağılımı ( $m_f = \%15$ ) (2  $\mu\text{m}$  tanecik çapı, @ 600 rad/s).

Şekil 3.33(a)'da 2B çözüm alanında %4 kütle oranına sahip, 600 rad/s'de yapılmış simülasyon sonucu çıkan yağ parçacık hacim oranı dağılımı verilmiştir. Diş boşluğundaki yağ parçacıklarının merkezci kuvvetlerin etkisi ile diş boşluğunun üst kısmına çıktıkları görülmüştür. Yüzey4 üzerinde ince yağ film tabakası oluşmuştur. Ayrıca, Yüzey5'te yağ akışının ayrılması sonucunda yüzeyin hemen üzerinde sadece hava görülmesine sebep olmuş ve bu tabakanın üst kısmında da ortamdan daha yoğun bir yağ akışı ortaya çıkmıştır. Diş ucu ile muhafaza arasında kalan bölgede ise 0.04 kütle oranına karşılık gelen  $6.12 \times 10^{-5}$  hacim oranına yakın bir hacim oranında yağ akışı görülmektedir. Diş boşluğunun dip kısmındaki girdap çevresinde birikmiş yağ parçacıkları bulunmaktadır. Fakat bu durum sadece düşük açısız hızlarda 2 µm çaplı parçacıklarda görülmüştür. Şekil 3.33(b)'de ise %15 kütle oranına sahip simülasyona ait yağ parçacık hacim oranı dağılımı verilmiştir. Tıpkı Şekil 3.30 (a)'da olduğu gibi yağ parçacıkları diş boşluğunun üst kısmında toplanmış ve Yüzey 4'te yağ filmi oluşumu gözlemlenmiştir. Yüzey 5'teki akış ayrılması sonucu oluşan film yapısına sahip bölge aynı şekilde görülmektedir. Alt kısımdaki girdap etrafında ise yağ parçacığı toplanması yoktur. Diş ucu ile muhafaza arasındaki bölgede ise %15 yağ kütle oranına karşılık gelen  $2.56 \times 10^{-4}$  hacim oranına yakın değerlerde hacim dağılımı görülmüştür.



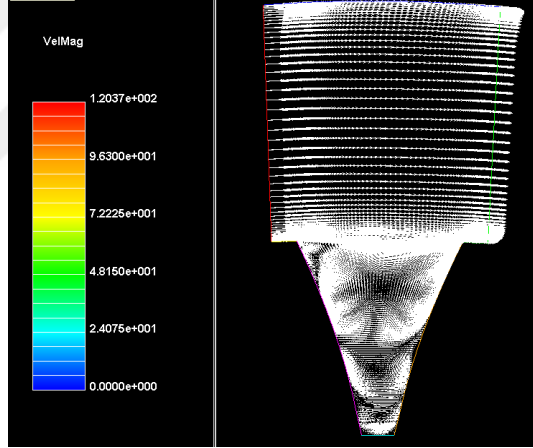
Şekil 3.33: (a) İkincil fazın hacimsel oran dağılımı (mf = %4) (b) İkincil fazın hacimsel oran dağılımı (mf= %15) @ 600 rad/s.

Şekil 3.34'te ise 16 µm tanecik çapına sahip yağ akışı için %4 kütle oranına sahip akış için (a) basınç dağılımı ve (b) ikincil fazın hacimsel oranları verilmiştir. Basınç dağılımı 2 µm analizlere benzemekte, sadece diş boşluğu içerisinde daha fazla fark bulunmaktadır. Bunun nedeni, 16 µm çaplı taneciklerin çözüm alanında daha çok yer kaplaması, dolayısıyla havayı sıkıştırmasıdır.



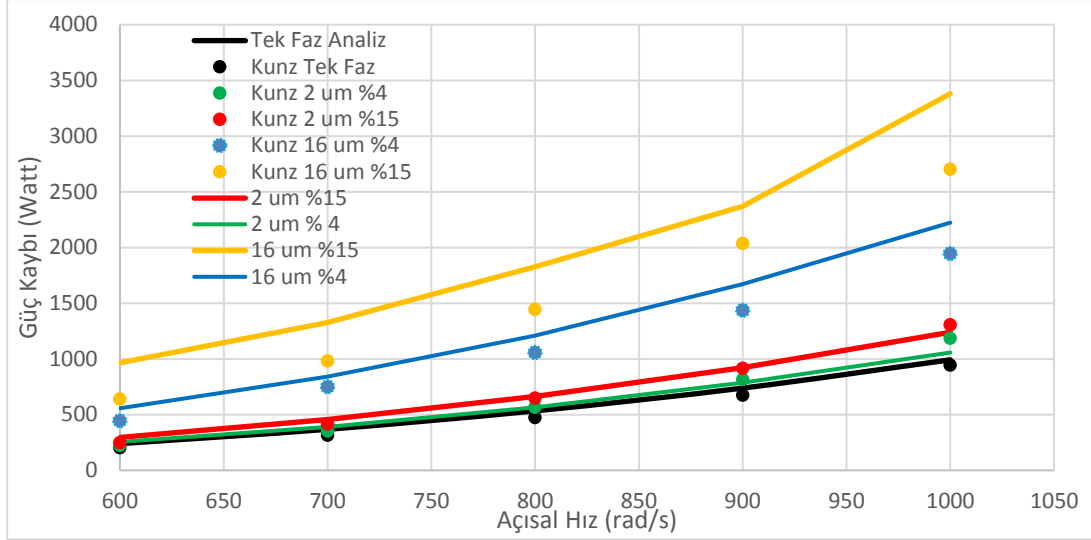
Şekil 3.34: (a) Basınç dağılımı (16 µm tanecik çapı ve  $m_f = \%4$ ) (b) İkincil fazın hacimsel oranı (16 µm tanecik çapı ve  $m_f = \%4$ ) @ 600 rad/s.

Şekil 3.35'te %4 kütle oranına sahip iki fazlı simülasyondaki göreceli hız vektörlerinin dağılımı verilmiştir. Hız vektörleri incelendiğinde, dış boşluğundaki akışın iki fazlı akış nedeniyle çok fazla değişmediği görülmüştür. Tek fazlı akış analizlerinde olduğu gibi dış boşluğunda 3 adet girdap gözlemlenmiştir.



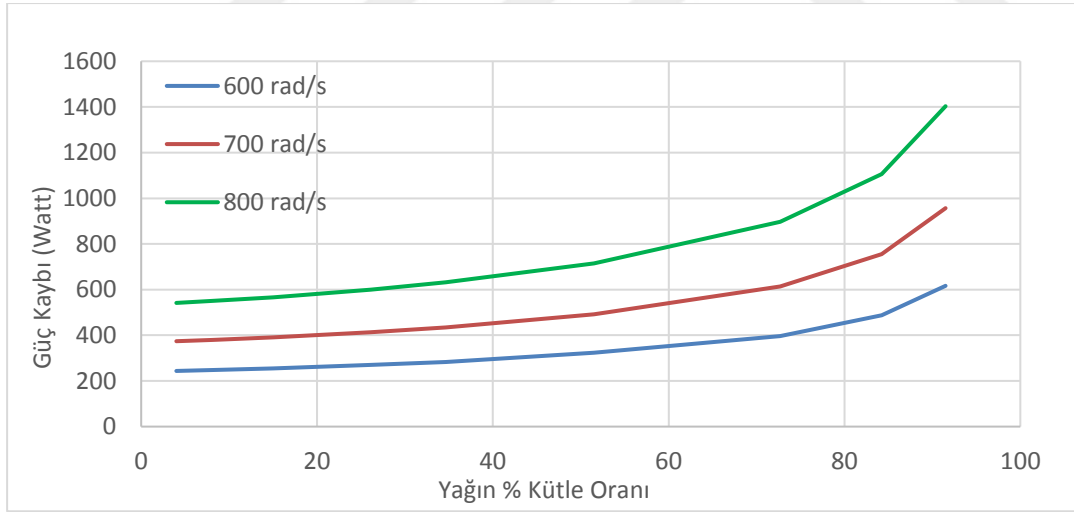
Şekil 3.35: İki fazlı analizler için hız vektörü dağılımı.

Yapılan analizler sonucu Şekil 3.36'daki grafik elde edilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi sonuçların tek fazlı analizler için yüksek tahmin edilirken, çift fazlı analizlerin büyük çoğunluğu literature göre düşük tahmin edilmiştir. 2 µm çaplı tanecikler için yapılan analizlerde genel olarak daha düşük hata payları elde edilmiştir. Açısal hız arttıkça hata payları da artmaktadır. Tek fazlı akış için, hata payı %8 ile %17 arasındadır. 2 µm çaplı taneciklerdeki analizlerde hata payı %1 ile %15 arasında değişmektedir. Hata payı 16 µm çaplı tanecik analizleri için ise %12 ile %35 arasında değişmektedir. Bu hata miktarlarının mutlak değerleri ise açısal hız arttıkça azalma göstermektedir.



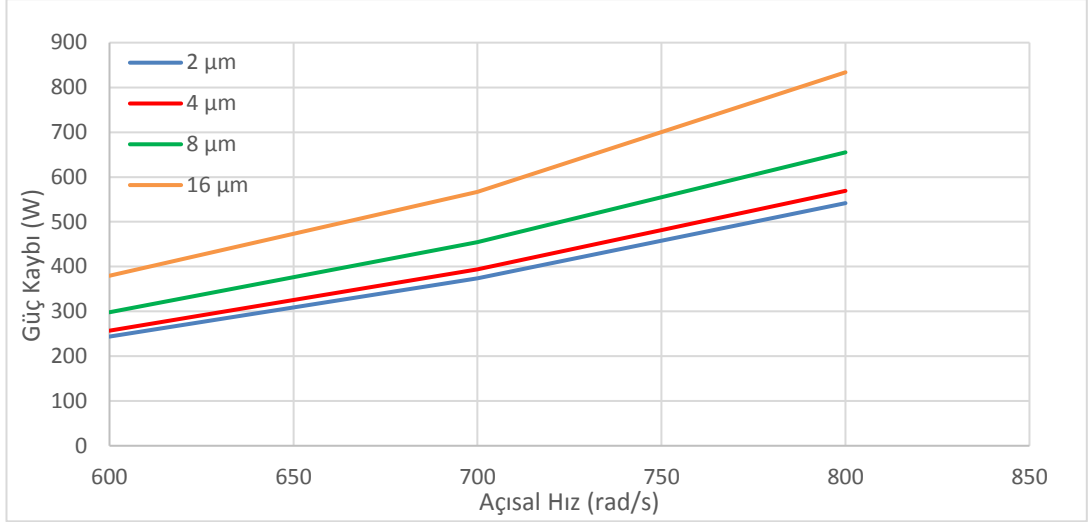
Şekil 3.36: İki fazlı analizlerdeki güç kaybı sonuçlarının literatürle karşılaştırılması.

Şekil 3.37'deki grafikte ise güç kaybının ortamda bulunan yağ parçacıklarının kütle oranına göre değişimi farklı açısal hızlar için gösterilmiştir. Açısal hızlardan bağımsız olarak, ortamdaki yağ parçacık sayısı arttığında güç kaybının da üstel olarak arttığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, ortamdaki yağ miktarının mümkün olduğunca az tutulması hava sürtünme kayıplarını azaltmayı sağlar.

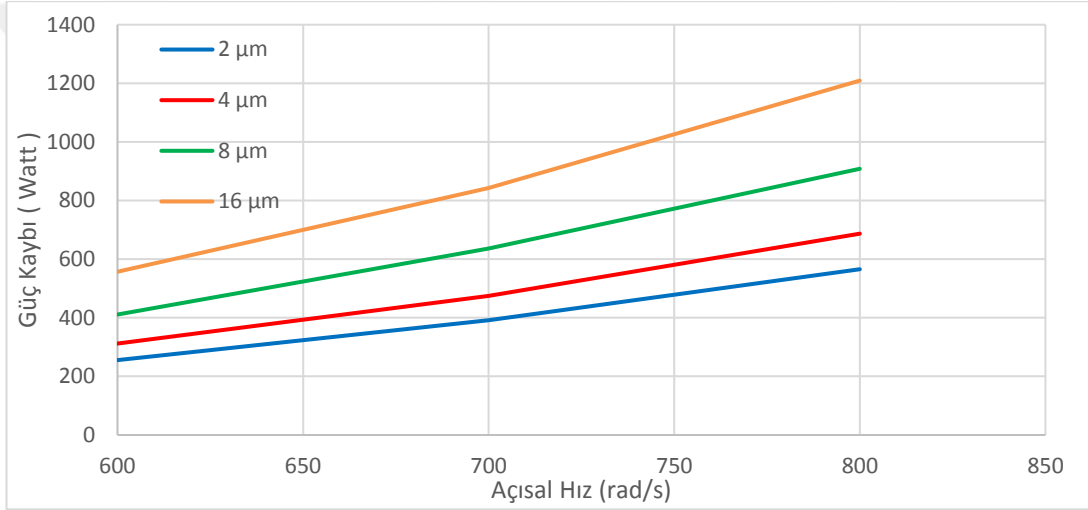


Şekil 3.37: Güç kaybının kütle oranı ile değişimi (2 µm).

Şekil 3.38 ve Şekil 3.39'da ise tanecik yarıçapının etkisi incelenmiştir. Eşit sayıdaki tanecik için yapılan analizlerde tanecik yarıçapı arttıkça güç kaybının da arttığı gözlemlenmiştir. Daha önceki hacim yoğunluğu konturlarından görülebileceği gibi tanecik sayısı aynı tutulduğunda hacim yoğunluğu da tanecik yarıçapı ile beraber artmaktadır. Dolayısıyla da dış boşluğundaki hava daha fazla sıkışmakta ve dış boşluğundaki basınç artmaktadır.



Şekil 3.38: Tanecik çapının güç kaybına etkisi ( $m_f = \%4$ ).

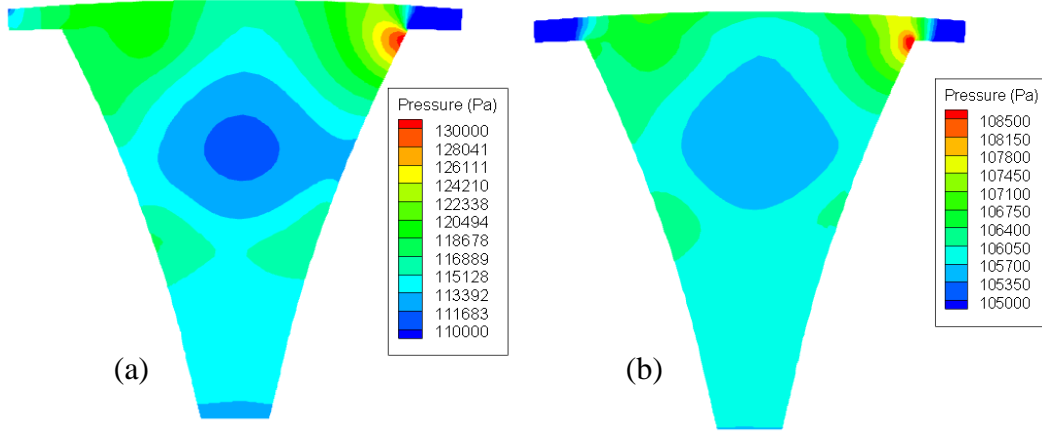


Şekil 3.39: Tanecik çapının güç kaybına etkisi ( $m_f = \%15$ ).

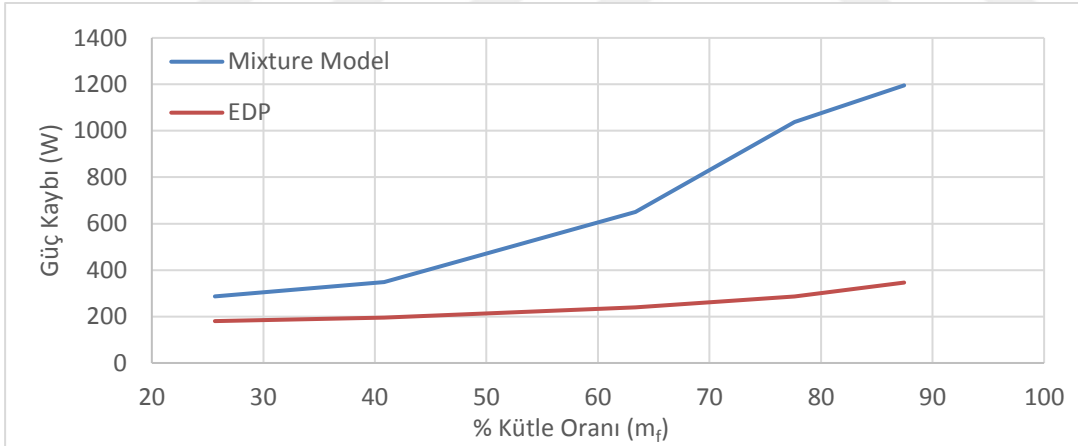
Şekil 3.40(a)'da Karışım Model'ine ait %87.4 kütle oranında ( $v_f = 0.1$ ) yağ parçacığı içeren dar muhafazla dişlinin 600 rad/s açısal hızla dönmesi sonucu ortaya çıkan basınç konturu gösterilmiştir. Şekil 3.40(b)'de ise EDP Model'e ait aynı kütle oranın yağ parçacığı içeren analiz için basınç konturu verilmiştir. İki basınç konturu dağılımı büyük oranda benzese de Karışım Model'indeki maksimum ve minimum basınç değerleri EDP Model'ine göre yaklaşık 4 kat daha fazladır.

Şekil 3.41 ise iki model arasındaki hava sürtünme güç kaybı karşılaştırılmasıdır. Karışım Model sonuçları yoğunluk arttıkça yoğunlukla doğru orantılı artmıştır. EDP model analizlerinde ise yoğunlukla birlikte bir artış gözlemlense de bu artışın doğrusal olmadığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla iki model arasında önemli bir fark bulunmuştur. Aradaki farkın nedeni olarak modellerin temelinde yer alan akış denklemlerinin çözümündeki farklılıklardır. Karışım Model'de akış denklemleri

karışım homojen kabul edilip akış denklemleri bu karışım için çözülürken, EDP Model’inde iki faz için farklı akış denklemleri çözülmektedir. Bu nedenle EDP Model’inde iki fazın birbirine göre olan göreceli hareketi gözlemlenebilmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi yağ tanecikleri merkezkaç kuvvetinden dolayı dış boşluğunun dışında toplandığı için dış boşluğundaki basınca etkisi, Karışım Model’deki analizlerde gözlemlendiğinden daha azdır.

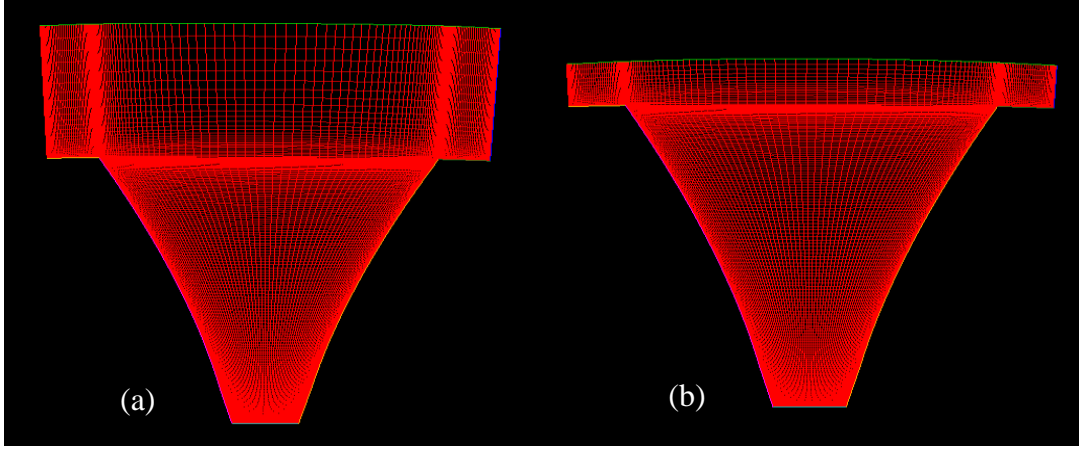


Şekil 3.40: (a) Karışım Modeli dar muhafaza basınç dağılımı ( $m_f$ =%87.4, @ 600 rad/s) (b) EDP Model (2  $\mu$ m) dar muhafaza basınç dağılımı ( $m_f$ =%87.4, @ 600 rad/s).



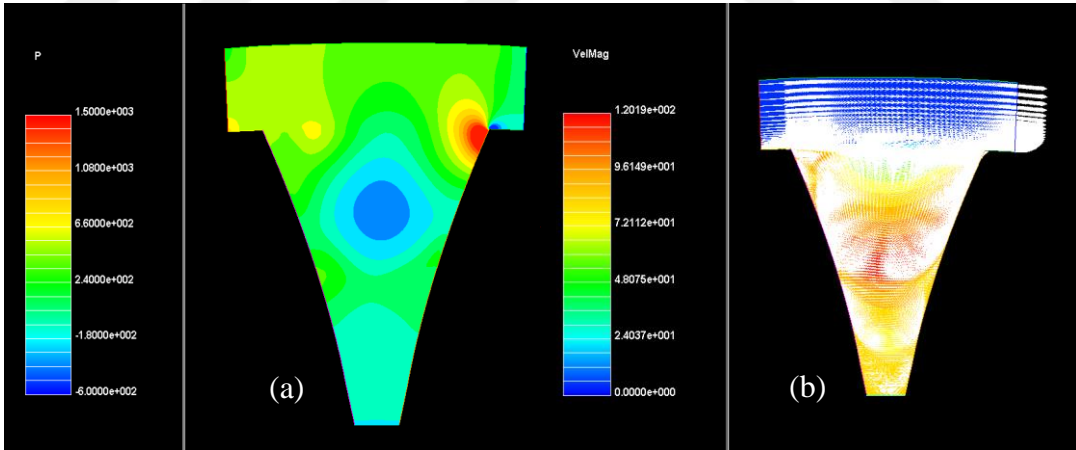
Şekil 3.41: Karışım ve EDP (2  $\mu$ m) modelleri hava sürtünme güç kaybı değerleri karşılaştırması @ 600 rad/s.

Muhafaza boşluk boyutunun iki fazlı ortamda hava sürtünme güç kaybına etkisini araştırmak adına dar radyal muhafaza aralığı ile Kunz vd. (2012) makalesindeki radyal muhafaza aralığı arasında çeşitli muhafaza durumları incelenmiştir. Şekil 3.42’de bu durumlara örnek olarak (a)  $0.04R_{tip}$  muhafaza boşluklu dişli ve (b)  $0.01R_{tip}$  muhafaza boşluklu dişli gösterilmiştir.



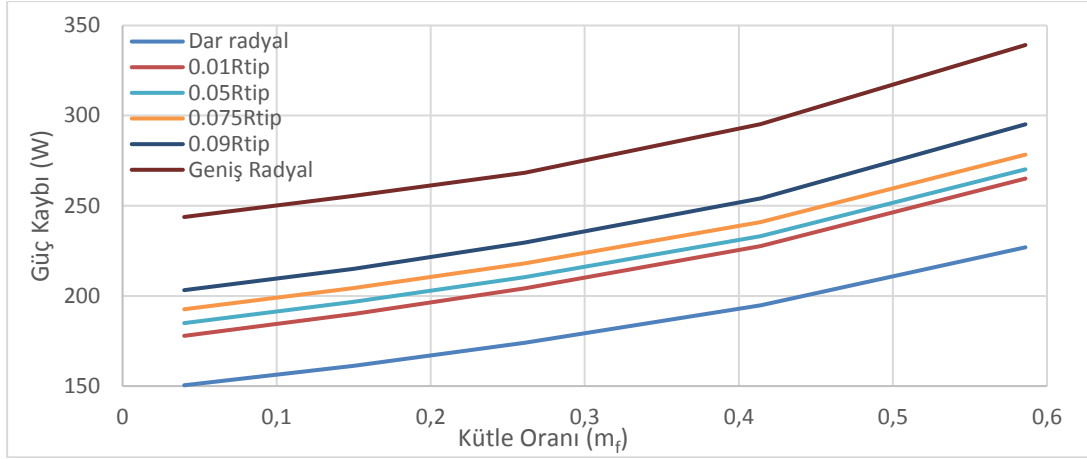
Şekil 3.42: (a)  $0.04R_{tip}$  aralıklı muhafazalı dişli (b)  $0.01R_{tip}$  aralıklı muhafazalı dişli.

Şekil 3.43'te ise  $0.025R_{tip}$  aralıklı muhafaza kullanılan dişlide  $600 \text{ rad/s}$ 'de,  $2 \mu\text{m}$  tanecik çapı ve %15 kütle oranına sahip durumda yapılan simülasyon için; (a) basınç konturu, (b) mutlak hız büyüklüğü ve vektörleri gösterilmiştir. Basınç ve hız vektörü dağılımları önceki muhafaza aralıklarıyla benzerdir. Gözlemlenen en önemli fark ise yine ölçülen basınç değerlerinin farklılık göstermesidir. Şekil 3.32(c)'de verilmiş olan %15 kütle oranlı simülasyona göre basınç değerleri arasındaki fark  $200 \text{ Pa}$  daha az bulunmuştur. Hız değerlerinde ise kayda değer bir fark bulunmamaktadır.



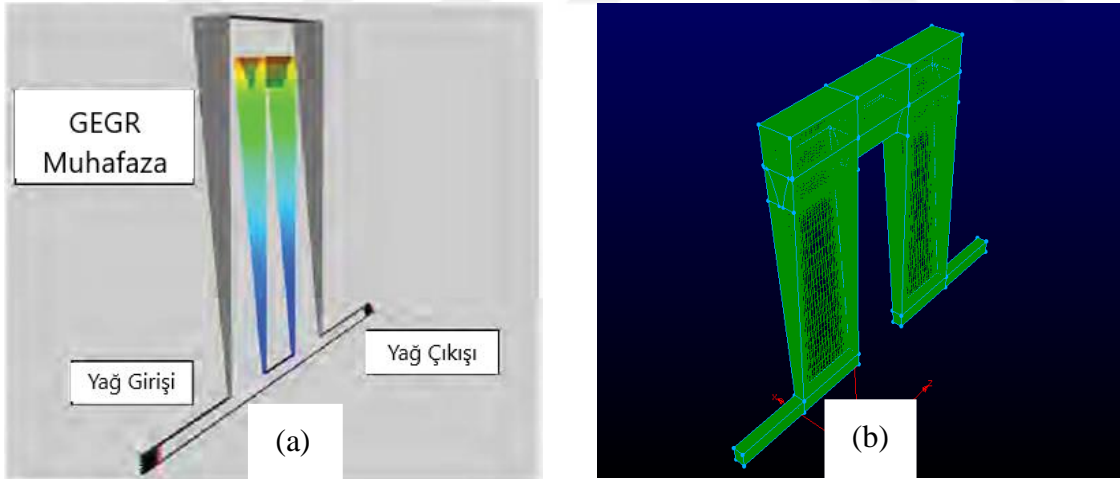
Şekil 3.43:  $0.04R_{tip}$  muhafaza aralıklı dişlideki (a) basınç dağılımı (b) mutlak hız büyüklüğü ve vektörleri.

Şekil 3.44'te çeşitli radyal muhafaza aralıklarına sahip durumlar için farklı kütle oranlarında yapılan sayısal analizlerde ortaya çıkan güç kayıpları gösterilmiştir. Analizler sonucunda, radyal muhafaza aralığı arttıkça güç kaybının da arttığı görülmüştür. Fakat bu artışın aralık boyutuyla doğru orantılı olmadığı özellikle düşük ve yüksek aralık durumlarında değişimin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.44: Muhafaza aralığının güç kaybına etkisi (2  $\mu$ m tanecik çapı, @ 600 rad/s).

İki fazlı ortamda 3B akışı modellemek için EDP modeli kullanılmıştır. 2  $\mu$ m ve 16  $\mu$ m parçacık çapları için Kunz vd. (2012) tarafından yapılmış sayısal analizler tekrarlanmıştır. Kunz vd. (2012) tarafından uygulanmış sınır koşullarına benzer şekilde dişlinin sahip olduğu maksimum teğetsel hıza göre çok daha düşük hızda olan bir yağ akışı giriş kanalından çözüm alanına dahil olmaktadır. Giriş ve çıkış sınır koşulları arasında uygulanmış az bir basınç kaybı sayesinde giriş ve çıkış kanalları arasında düzenli bir akış sağlanmıştır.



Şekil 3.45: (a) Literatürdeki sınır koşulları (b) Validasyon analizi ağ yapısı.

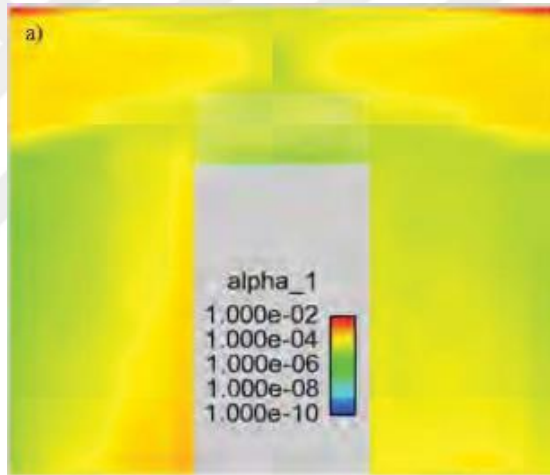
Kunz vd. (2012) tarafından sayısal analizlerde kullanılan hava-yağ karışımının çözüm alanına akışının sağlanması için aksel yönde verilmiş giriş ve çıkış sınır koşulları Şekil 3.45(a)'da gösterilmiştir. Bu sınır koşullarını sağlayacak şekilde oluşturulmuş 3B sayısal ağ yapısı ise Şekil 3.45(b)'de gösterilmiştir.



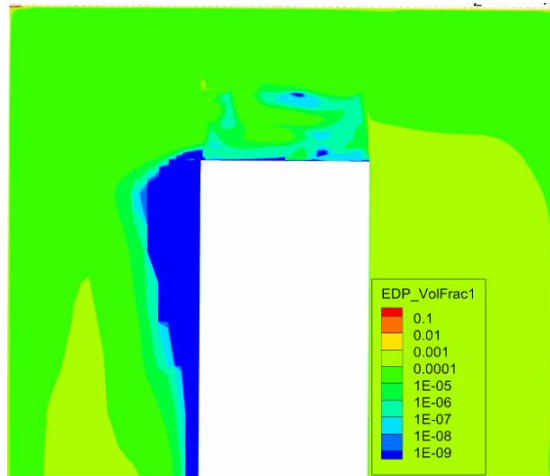
Sayısal analizler, Kunz vd. (2012) tarafından yapıldığı gibi 2  $\mu\text{m}$  ve 16  $\mu\text{m}$  parçacık çaplarıyla, 4% yağ kütle oranında yapılmıştır. 600, 700 ve 800 rad/s radyal hızlarda analizler yapılmıştır. Sayısal analizler sonucu elde edilen hava sürtünme güç kaybı değerleri Çizelge 3.5'te gösterilmiştir. 2  $\mu\text{m}$  parçacık çapı için yapılan analizler literatür ile oldukça yakın çıkarken 16  $\mu\text{m}$  parçacık çapı ile yapılan analizler literatürden görece düşük çıkmıştır.

Çizelge 3.5: İki fazlı 3B validasyon analizi sonuçlarının literatürle Karşılaştırılması ( $m_f = 0.04$ ).

Açısal Hız (rad/s)	Kunz vd. (2012)		Validasyon		% Fark	
	2 $\mu\text{m}$	16 $\mu\text{m}$	2 $\mu\text{m}$	16 $\mu\text{m}$	2 $\mu\text{m}$	16 $\mu\text{m}$
600	222.22	444.44	226.28	376.92	1.82	15.19
700	351.85	750	379.81	615.38	7.94	17.94
800	564.81	1055.56	563.9	801.79	0.16	24.04



Şekil 3.46: Kunz vd. tarafından elde edilen parçacık dağılımı.

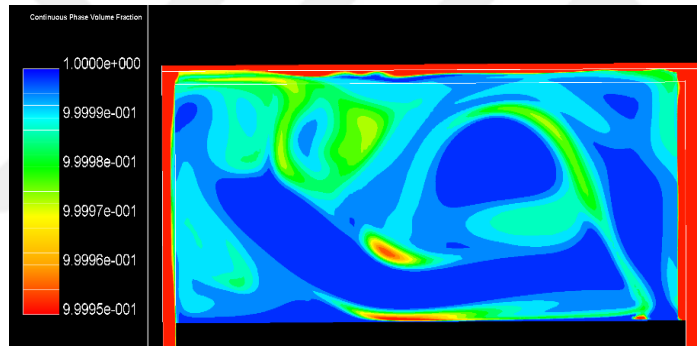


Şekil 3.47: Validasyon analizlerinde elde edilen parçacık dağılımları.

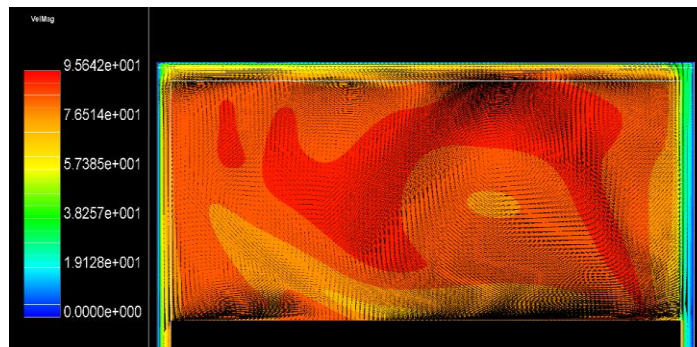
Literatürdeki akış alanı ile sayısal analizlerde elde edilen akış alanı Şekil 3.46 ve Şekil 3.47’de karşılaştırılmıştır. karşılaştırılmıştır. Radyal muhafazaya yakın kısımlarda yağ parçacıklarının toplandığı görülmüştür. Yağ hacim oranının genel dağılımının ise hem literatürde hem de sayısal analizlerde %4 yağ kütle oranına karşı gelen  $10^{-5}$  mertebesinde olduğu görülmüştür.

### 3.3 DEDR Muhafazalı 1. Dişli Geometrisi için Hava – Yağ Ortamında Rosin-Rammler Dağılım Fonksiyonu Kullanılarak Yapılan Analizler

İki fazlı, 3B sayısal analizlerde Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu kullanılarak yağ için gerçek uygulamalara daha yakın parçacık dağılımı elde edilmiştir. Bu dağılım fonksiyonuyla, beş farklı çaptaki yağ parçacığı kullanılarak akış alanı içerisindeki yağ akışı modellenmektedir. En düşük sayıda hücreye sahip olduğu için analizlerde DEDR muhafaza aralığına sahip dişli kullanılmıştır.



Şekil 3.48: Birincil fazın YZ düzlemindeki hacimsel oran dağılımı  $v_{finlet} = 0.03$ ,  $x = 0$ .

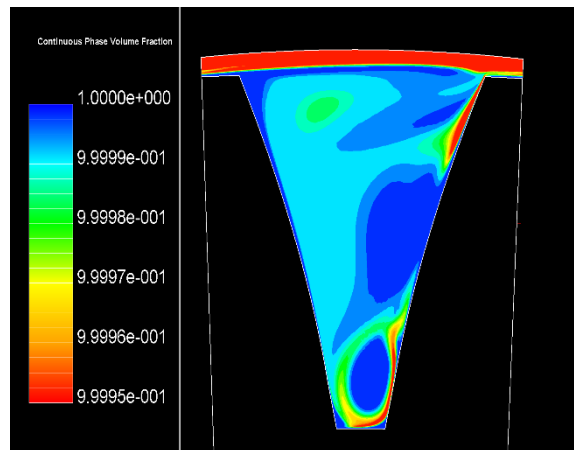


Şekil 3.49: YZ düzleminde hız büyüklük ve göreceli hız vektör dağılımları  $v_{finlet} = 0.03$ ,  $x = 0$  @ 600 rad/s.

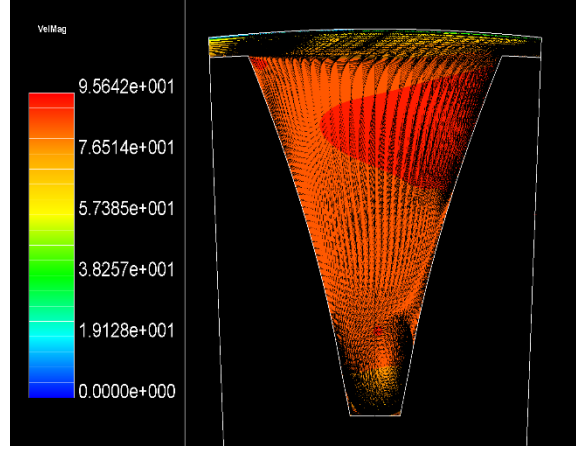
Şekil 3.48’de 0.03 giriş yağ hacim oranına ( $v_{finlet}$ ) sahip simülasyonlarda elde edilen yağ dağılımı gösterilmiştir. Bu şekilde, kontur seviyeleri ortamdaki havanın hacim oranı göstermektedir. Giriş kanalından hacminin %3’ü yağ olacak şekilde akış

gelmesine rağmen bu hacmin çok küçük bir kısmı dış boşluğu içerisinde kalmaktadır. Dış boşluğu içerisinde kalan yağın hacim oranı  $10^{-5}$  mertebelerindeyken, geri kalan kısmı dişli dönüşü nedeniyle üzerine etkiyen merkezci kuvvet nedeniyle muhafazalara yakın kısımlarda toplanmaktadır. Parçacıkların bu davranışı iki fazlı ortamdaki sayısal analizler için EDP modelin kullanılmasını haklı çıkarmaktadır. Giriş kanalından gelen akış Z-ekseni yönünde olduğundan dolayı, bu yönde simetrik olması beklenen yağ dağılımı tam anlamıyla simetrik değildir. Bununla birlikte, bu yöndeki basınç dağılımının hava sürtünme momentleri üzerinde etkisi bulunmamaktadır. Dış boşluğunda kalan parçacıklar ise bu bölgedeki hava akışını takip ederler. Şekil 3.49'da bu düzlemdeki hız büyüklükleri ve göreceli hız vektörleri verilmiştir.

Şekil 3.50'de ise XY düzlemindeki yağ dağılımı  $v_{finlet} = 0.03$  için  $z=0$ 'da gösterilmiştir. Dış boşluğu içerisindeki yağın hacimsel dağılımı yine  $10^{-5}$  mertebelerinde görülmektedir. Yağ parçacıklarının büyük çoğunluğunun merkezci kuvvetler nedeniyle dışarı atıldığı görülmektedir. Dış boşluğu içerisinde ise boşluğun sağ tarafında (basıncın daha yüksek olduğu tarafta) yağ parçacıklarının toplandığı ve ince yağ filmi oluşturdukları görülmektedir. Bu yağ filmi, dişli dönüşü problemlerinde dişlilerin birbirine değdiği noktalardeki sürtünmeyi azaltması bakımından önemli bir yere sahiptir. Bu film yapısının bir diğer etkisi ise o bölgedeki viskoz kayıpların sadece hava olan analizlere göre daha büyük olmasıdır. Dış boşluğu içerisindeki yağ parçacıkları ise yine Şekil 3.51'de verilen akış karakteristiklerine oldukça benzer bir şekilde dağılmaktadır.

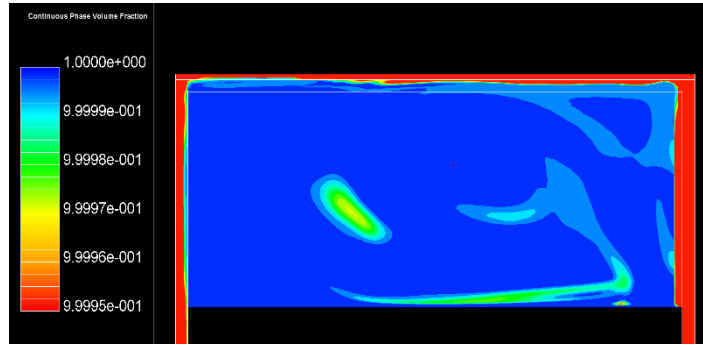


Şekil 3.50: Birincil fazın XY düzlemindeki hacimsel oran dağılımı  $v_{finlet} = 0.03$ , @  $z = 0$ .

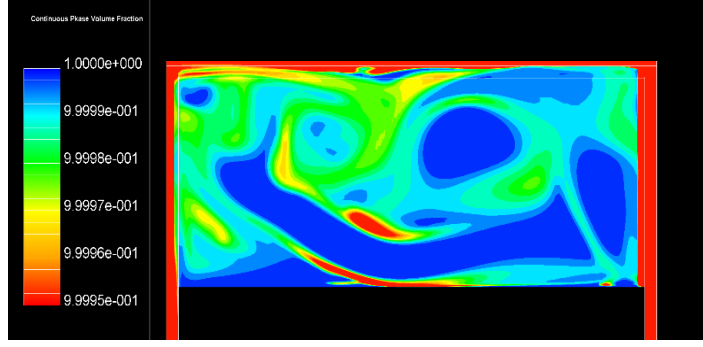


Şekil 3.51: XY düzleminde hız büyüklük ve göreceli hız vektör dağılımları  $V_{finlet} = 0.03$ ,  $z = 0$  @ 600 rad/s.

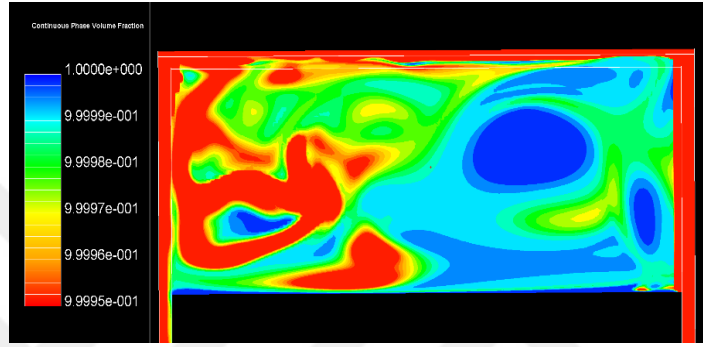
Şekil 3.52, Şekil 3.53 ve Şekil 3.54’te sırasıyla 0.015, 0.045 ve 0.06  $V_{finlet}$  değerlerinde yapılmış simülasyonlar için yağ dağılımları verilmiştir. Tıpkı Şekil 3.48’de olduğu gibi parçacıkların büyük kısmının muhafazaya yakın kısımda toplanmasına rağmen dişli boşluğunda dağılan yağın miktarında ve dağılımında farklılıklar vardır. Bu farklılıkların nedeni, Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu ile belirlenen parçacık dağılımlarının karakteristik parçacık yarıçapı ile değişmesidir. Eşitlik 2.23’de göz önünde bulundurulduğunda  $V_{finlet}$  arttıkça akışkan yoğunluğunun artması dolayısıyla karakteristik yarıçapın düşmesi beklenmektedir. Şekil 3.55’de verilen parçacık yarıçaplarının diş boşluğunda bulunma noktaları incelendiğinde literatürde (Webb vd. (2010b)) belirtildiği gibi, parçacık yarıçapı arttıkça parçacıklar daha az diş boşluğunda kalmakta ve merkezci kuvvetten daha fazla etkilenmektedir. Bu etkiden dolayı, diş boşluğunda kalan yağ parçacık miktarı  $V_{finlet}$  artışıyla üstel bir şekilde artış göstermektedir. Bu artış özellikle diş boşluğunun sol tarafından rahatça gözlemlenebilir.



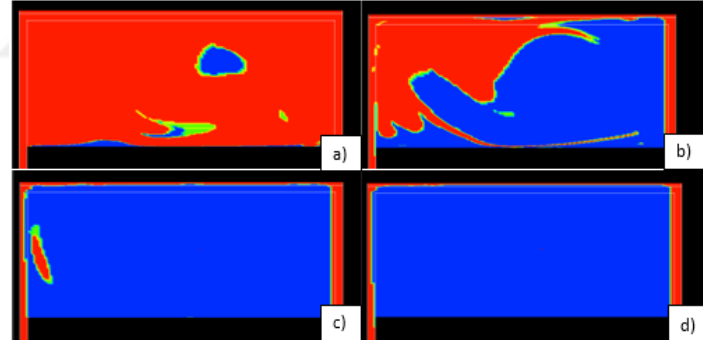
Şekil 3.52: Birincil fazın XY düzlemindeki hacimsel oran dağılımı  $V_{finlet} = 0.015$ , @  $x = 0$ .



Şekil 3.53: : Birincil fazın XY düzleminde hacimsel oran dağılımı  $v_{finlet} = 0.045$ , @  $x = 0$ .



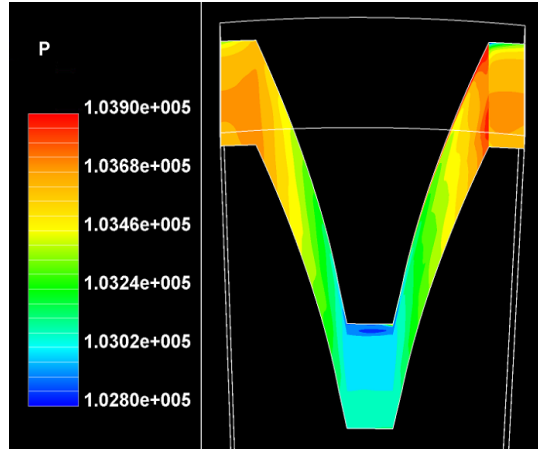
Şekil 3.54: : Birincil fazın XY düzleminde hacimsel oran dağılımı  $v_{finlet} = 0.06$ , @  $x = 0$ .



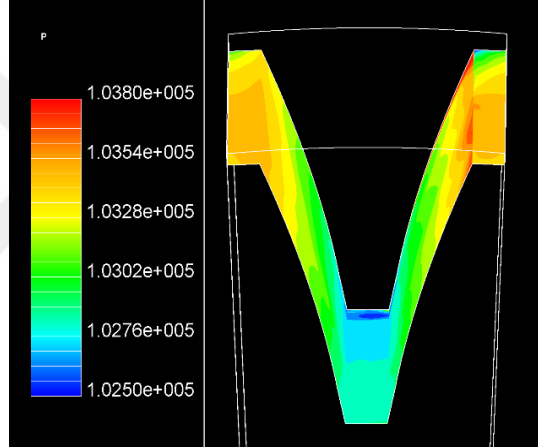
Şekil 3.55: Farklı çaplardaki yağ parçacıklarının XY düzlemindeki dağılımı (a)2  $\mu\text{m}$ , (b)4  $\mu\text{m}$ , (c)6  $\mu\text{m}$ , (d) 8  $\mu\text{m}$  @  $x = 0$ .

Şekil 3.56, Şekil 3.57, Şekil 3.58 ve Şekil 3.59 sırasıyla 0.015, 0.03, 0.045 ve 0.06  $v_{finlet}$ 'e sahip simülasyonlar için dış duvarlarına etki eden basınç dağılımları 600 rad/s'de gösterilmiştir. Basınç dağılımları birbirleriyle ve sadece hava olan durumlarla beklenildiği gibi benzerlik göstermektedir. Tek fark ise yine giriş ve çıkış kanalları arasındaki akış nedeniyle akış yönündeki basıncın sadece hava durumundaki gibi simetrik olmamasıdır. Bu durum z-ekseni yönünde olduğu için z torkunu etkilememektedir. Çözüm alanı içerisindeki mutlak basınç farkları  $v_{finlet}$  arttıkça artmaktadır. İki fazlı ortamlarda yapılan 3B analizlerde sıkıştırılabilir akış için RANS denklemleri çözüldüğünden gösterge değerleri mutlak basınç cinsinden verilmiştir.

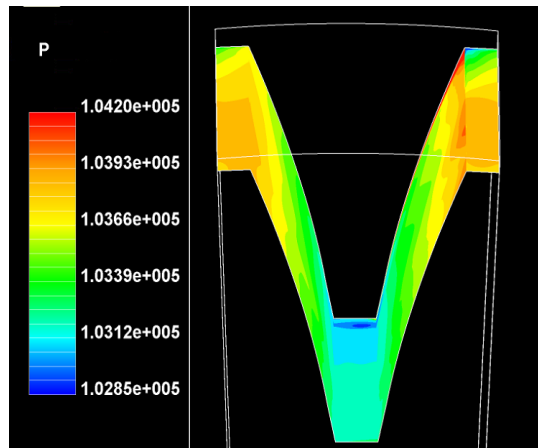
Yine de, basınç farkları benzer şekilde hesaplanabilir. Basınç farkları yaklaşık olarak sırasıyla 1100, 1300, 1350 ve 1450 Pa. olarak bulunmuştur.



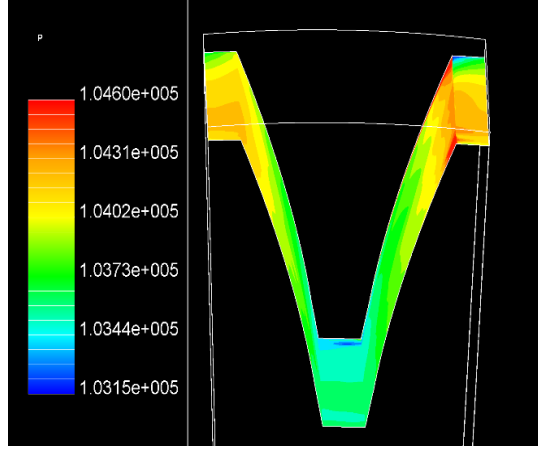
Şekil 3.56: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.015$ , @ 600 rad/s).



Şekil 3.57: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.03$ , @ 600 rad/s).

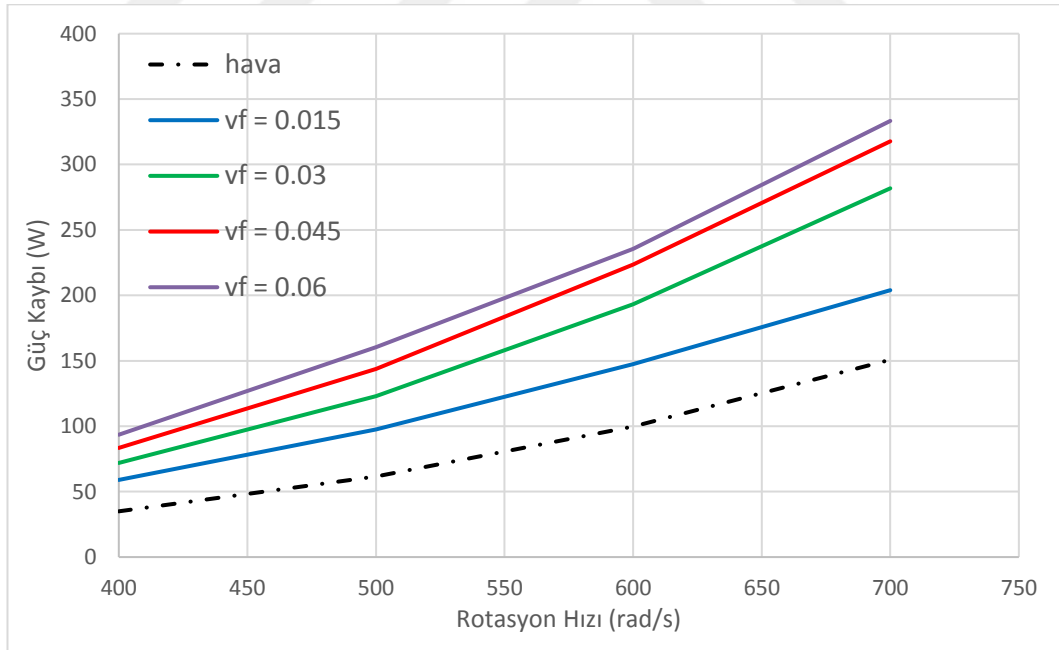


Şekil 3.58: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.045$ , @ 600 rad/s).



Şekil 3.59: Dişli yüzeylerindeki basınç dağılımı ( $v_{finlet} = 0.06$ , @600 rad/s).

Şekil 3.60'da DEDR muhafaza aralığında sadece hava ve iki fazlı ortamda yapılmış analizler sonucu elde edilen hava sürtünme güç kaybı sonuçları karşılaştırılmıştır. Ortamda yağ bulunmasının hava sürtünme kayıplarını beklenildiği gibi yükseltmiştir. Ayrıca,  $v_{finlet}$  artışıyla beraber güç kayıpları da artmıştır. Bu artışın  $v_{finlet}$  artışıyla doğru orantılı olduğu görülebilir. Ortamda yağ bulunan durumlarda güç kaybının, sadece hava analizlerine göre açısal hız değişimine daha hassas tepki verdiği görülebilir.



Şekil 3.60: DEDR muhafazalı dişlilerde hava ve iki fazlı ortamlarda yapılan analizlerdeki hava sürtünme güç kayıplarının karşılaştırılması.





#### 4. BULGULAR ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, düz dişlilerde meydana gelen hava sürtünme kayıpları HAD metodları kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada amaç, dişlilerde hava sürtünme kayıpları isabetli bir şekilde hesaplanmasını sağlayacak bir sayısal analiz metodu geliştirmek, altında yatan nedenleri daha detaylı bir şekilde anlaşılmasını sağlamak ve bu kayıpları azaltmak için önerilerde bulunmaktır. Bu amaçlar doğrultusunda, hava ve hava-yağ ortamında, 2B ve 3B analizler gerçekleştirilmiştir. Literatürde hali hazırda deneyleri ve sayısal analizleri yapılmış dişli geometrileri, akışın modellenmesi adına giriş sınır koşulunda hız profili tanımlanmış veya MRF metodu yardımıyla dişli duvarlarına hız tanımlanmıştır. Her bir diş boşluğundaki akışın benzer olmasından yola çıkılarak sadece tek bir diş boşluğu için analizler gerçekleştirilmiş, böylece hesaplama zamanından tasarruf edilmiştir. Hava sürtünme kaybının azaltılması adına çevresine eksenel ve radyal yönlerde muhafaza yerleştirilmiş dişlilerde analizler yapılmıştır. Hava-yağ ortamının modellenmesi adına Karışım ve EDP modelleri kullanılmıştır. Bu çalışma sonucunda;

- Hava sürtünme kayıplarında basınç kaynaklı kuvvetlerin, viskos kuvvetlere göre daha etkin rol oynadığı,
- Dişlinin dönüş hızı arttıkça, hava sürtünme kayıplarının arttığı,
- Dişli çevresine muhafaza koyulmasının hava sürtünme kayıplarını önemli ölçüde azalttığı,
- Muhafaza aralığı azaldıkça dişli etrafındaki dönen akışkan miktarının da azalması nedeniyle hava sürtünme kayıplarının azaldığı,
- Hava-yağ ortamında dönen dişlilerdeki hava sürtünme kayıplarının sadece hava ortamında dönen dişlilere oranla daha fazla olduğu,
- Muhafaza mesafesini azaltmanın bazı durumlarda hava sürtünme kaybını azaltma konusunda dişli geometrisinde veya hızında yapılacak değişikliklerden daha etkili olabileceği,
- Ortamdaki yağ miktarı arttıkça hava sürtünme kayıplarının arttığı,

- Ortamda bulunan yağ tanecik sayısı ve çapının artmasının hava sürtünme kayıplarını artırdığı,
- Yağ tanecik çapı arttıkça merkezci kuvvetin artan etkisi nedeniyle yağ tanecikleri diş boşluğu yerine muhafaza etrafında toplandığı,
- Yağ taneciklerinin büyük bölümünün diş çevresindeki havaya göre göreceli bir hareketi olduğu görülmüştür. Bu nedenle, yağ taneciklerinin bu göreceli hareketinin modellenmesi gerektiği,

sonuçlarına ulaşılmıştır.

İleride yapılabilecek çalışmalar ise;

- Bu tez çalışmasında uygulanan sayısal modelin farklı dişli tiplerine (spiral, helisel, konik vb. ) uygulanması,
- Türk havacılık sanayisinde tasarlanacak dişli geometrilerindeki hava sürtünme kayıplarının hesaplanması ve test edilebilmesi adına uygun test düzeneklerinin kurulması,
- Farklı yağlama metodlarının (jet yağlama, yağa batırma vs.) hava sürtünme kaybına etkisinin araştırılması,

olarak sıralanabilir.

## KAYNAKLAR

- Al B. C., ve Morvan P.,** 2017. Two-Phase Computational Modelling of a Spiral Bevel Gear Using a Eulerian Multiphase Model.” ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition Montreal, Quebec, Canada, June 15–19, 2015 1–10.
- Anderson, E,** 2018. “An Analytical Method of Aircraft Gearboxes To Predict Efficiency.”
- Anderson N. E., Loewenthal S. H., ve Black J. D.,** 1986. “An Analytical Method to Predict Efficiency of Aircraft Gearboxes.” *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 108(3):424–32. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.3258750>), alındığı tarih: 15.01.2017
- Arisawa H., Nishimura M., Imai H. ve Goi T.,**2017. “CLASSIFICATION OF FLUID DYNAMIC LOSS IN AEROENGINE.” 1–10.
- Arisawa H., Nishimura M., Imai H. ve Goi T.,** 2009. “Cfd Simulation for Reduction of Oil Churning Loss And.” *Asme & Gt* 1–10.
- Arisawa H., Nishimura M., Imai H. ve Goi T.,** 2014. “Computational Fluid Dynamics Simulations and Experiments for Reduction of Oil Churning Loss and Windage Loss in Aeroengine Transmission Gears.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136(9):092604. (<http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4026952>), alındığı tarih: 20.08.2016
- Burberi, E., Fondelli T., Andreini A., Facchini B., ve Cipolla L.,** 2017. “GT2016-57454 CFD SIMULATIONS OF A MESHING GEAR PAIR.” 1–12.
- Chaari, F., Romdhane M. B., Baccar W., Fakhfakh T., ve Haddar M.,** 2012. “Windage Power Loss in Spur Gear Sets.” *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics* 7(2):159–68.
- Changenet, C. ve Vex P.,** 2006. “A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results.” *Journal of Mechanical Design* 129(1):128–33. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.2403727>), alındığı tarih: 18.04.2017
- Changenet, C. ve Vex P.,** 2008. “Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions.” *Journal of Mechanical Design* 130(6):62603–6. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.2900714>), alındığı tarih: 18.04.2017
- Concli, F., Della Torre A., Gorla C., ve Montenegro G.,** 2016. “A New Integrated Approach for the Prediction of the Load Independent Power Losses of Gears: Development of a Mesh-Handling Algorithm to Reduce the CFD Simulation Time.” *Advances in Tribology* 2016.
- Concli, F., ve Gorla C.,** 2016. “Numerical Modeling of the Power Losses in Geared

- Transmissions: Windage, Churning and Cavitation Simulations with a New Integrated Approach That Drastically Reduces the Computational Effort.” *Tribology International* 103:58–68.  
(<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.046>), alındığı tarih: 17.01.2018
- Concli, F., Della Torre A., Gorla C., ve Montenegro G.,** 2014. “Windage Power Losses of Ordinary Gears: Different CFD Approaches Aimed to the Reduction of the Computational Effort.” *Lubricants* 2(4):162–76.  
(<http://www.mdpi.com/2075-4442/2/4/162/>), alındığı tarih: 17.01.2018
- Dawson, P. H,** 1984. *Windage Loss in Larger High-speed Gears.*
- Delgado, I. R. ve Hurrell M. J.,** 2017. “The Effectiveness of Shrouding on Reducing Meshed Spur Gear Power Loss – Test Results By The Effectiveness of Shrouding on Reducing Meshed Spur.” 0–14.
- Diab, Y., Ville F., Houjoh H., Sainsot P., ve Vex P.,** 2005. “Experimental and Numerical Investigations on the Air-Pumping Phenomenon in High-Speed Spur and Helical Gears.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 219(8):785–800.  
(<http://pic.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/095440605X31652>), alındığı tarih: 18.08.2016
- Diab, Y., Ville F., Vex P., ve Changenet C.,** 2004., “Windage Losses in High Speed Gears—Preliminary Experimental and Theoretical Results.” *Journal of Mechanical Design* 126(5):903., alındığı tarih: 18.08.2016
- Dudley, D. W. ve Townsend D. P.,** 1991. *Dudley’s Gear Handbook.* McGraw-Hill.  
(<https://books.google.com.tr/books?id=VEJSAAAAMAAJ>), alındığı tarih: 16.01.2018
- Erkilic, E.,** 2012. “A Model To Predict Pocketing Power Losses in Spiral Bevel and Hypoid Gears.”, alındığı tarih:19.04.2017
- Etemad, M. R., Pullen K., Besant C. B., ve Baiões N.,** 1992. “Evaluation of Windage Losses for High-Speed Disc Machinery.” 206(1), alındığı tarih:17.01.2018
- Farrall, M., Simmons K., Hibberd S., ve Young C.,** 2005. “Computational Investigation of the Airflow Through a Shrouded Bevel Gear.” (47268):1259–65. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2005-68879>). alındığı tarih:22.08.2016
- Handschuh, R. F. ve Hurrell M.J.,** 2010. “Initial Experiments of High-Speed Drive System Windage Losses.” *International Conference on Gears* (November):1–13., alındığı tarih:17.04.2017
- Hill, M. J. vd.,** 2008. “Application and Validation of Unstructured Overset CFD Technology for Rotorcraft Gearbox Windage Aerodynamics Simulation.” *American Helicopter Society International, American Helicopter Society 64th Annual Forum* (July 2014):9.
- Hill, M. J. vd.,** 2011. “CFD Analysis of Gear Windage Losses: Validation and Parametric Aerodynamic Studies.” *Journal of Fluids Engineering* 133(3):031103.(<http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1433327>), alındığı tarih:18.08.2016
- Hurrell, M. J. ve Delgado I. R.,** 2017. “Baseline Experimental Results on the Effect of Oil Temperature.” Pp. 1–10 in. 2017 ASME Power Transmission and

Gearing (PTG) Conference; 6-9 Aug. 2017; Cleveland, OH; United States.

- Johnson, G., Chandra B., Foord C., ve Simmons K.,** 2009. “Windage Power Losses From Spiral Bevel Gears With Varying Oil Flows and Shroud Configurations.” *Journal of Turbomachinery* 131(4):041019. (<http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1468051>)., alındığı tarih:17.01.2018
- Kunz, R. F. vd.,** 2000. “A Preconditioned Navier ± Stokes Method for Two-Phase Flows with Application to Cavitation Prediction.” 29.
- Kunz, R. F., Hill M. J., Schmehl K. J., ve McIntyre S. M.,** 2012. *Computational Studies of the Roles of Shrouds and Multiphase Flow in High Speed Gear Windage Loss.*
- Leprince, G., Changenet C., Ville F., ve Valex P.,** 2012. “Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears.” 2012.
- Long, H., Lord A. A., Gethin D. T., ve Roylance B. J.,** 2015. “Operating Temperatures of Oil-Lubricated Medium-Speed Gears : Numerical Models and Experimental Results.” 87–106.
- Luke, P. ve Olver A. V.,** 1999. “Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , Part G : Journal of Aerospace Engineering A Study of Churning Losses in Dip-Lubricated Spur Gears.”
- Marchesse, Y., Changenet C., Ville F., ve Valex P.,** 2011. “Investigations on CFD Simulations for Predicting Windage Power Losses in Spur Gears.” *Journal of Mechanical Design* 133(2):024501. (<http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1449645>)., alındığı tarih:19.04.2017
- Massini, D. vd.,** 2017. “Experimental and Numerical Investigation on Windage Power Losses in High Speed Gears.” (50886):V05BT15A034. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2017-64948>)., alındığı tarih:17.01.2018
- Metacomp CFD++ User Manual
- Pallas, S., Marchesse Y., Changenet C., Ville F., ve Valex P.,** 2012. “A Windage Power Loss Model Based on CFD Study about the Volumetric Flow Rate Expelled by Spur Gears.” *Mechanics and Industry* 13:317–23.
- Pallas, S., Marchesse Y., Changenet C., Ville F., ve Valex P.,** 2013. “Application and Validation of a Simplified Numerical Approach for the Estimation of Windage Power Losses in Spur Gears.” *Computers and Fluids* 84:39–45. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2013.04.025>)., alındığı tarih:19.04.2017
- Petry-Johnson, T. T., Kahraman A., Anderson N. E., ve Chase D. R.,** 2008. “An Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency.” *Journal of Mechanical Design* 130(6):62601–10. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.2898876>)., alındığı tarih:22.04.2017
- Polly, J. ve Talbot D.,** 2017. “DETC2017-68345 An Experimental Investigation of Churning Power Losses of a Gearbox.” 1–11.
- Prewett, W. H. ve Walton W. C.,** 1949. “The Production of Sprays and Mists of Uniform Drop Size by Means of Spinning Disc Type Sprayers.” *Proceedings of*

- the Physical Society. Section B* 62(6):341. (<http://stacks.iop.org/0370-1301/62/i=6/a=301>), alındığı tarih:21.01.2018
- Rapley, S., Eastwick C., ve Simmons K.,** 2007. “The Application of CFD to Model Windage Power Loss From a Spiral Bevel Gear.” (47950):47–56. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2007-27879>), alındığı tarih:23.08.2016
- Seetharaman, S. ve Kahraman A.,** 2009. “Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair : Model Formulation.” 131(April):1–11. alındığı tarih: 18.04.2017
- Seetharaman, S. ve Kahraman A.,** 2010. “A Windage Power Loss Model for Spur Gear Pairs.” *Tribology Transactions* 53(4):473–84. (<http://www.informaworld.com/openurl?genre=article&doi=10.1080/10402000903452848&magic=crossref%7C%7CD404A21C5BB053405B1A640AFFD44AE3>), alındığı tarih: 18.04.2017
- Simmons, K. A. ve Eastwick C. N.,** 2007. “Modelling Windage Power Loss from an Enclosed Spur Gear.” 221:331–41.
- Simmons, K. ve Johnson G.,** 2014. “EFFECT OF PRESSURE AND OIL MIST ON WINDAGE POWER LOSS OF A.” 1–9.
- Talbot, D., Kahraman A., ve Seetharaman S.,** 2014. “A Helical Gear Pair Pocketing Power Loss Model.” *Journal of Tribology* 136(2):021105. (<http://tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4026502>), alındığı tarih: 18.04.2017
- Townsend, D. P. ve Akin L. S.,** 1981. “Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as Affected by Operating Variables.” *Journal of Mechanical Design* 103(1):219–26. (<http://dx.doi.org/10.1115/1.3254868>). alındığı tarih:18.01.2018
- Turner, A., Morvan H. P., ve Simmons K.,** 2013. “Two Phase CFD Modelling of a Spiral Bevel Gear Using Particle Injections and a Wall Film Model.” *Volume 7B: Structures and Dynamics V07BT30A016*. (<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/GT2013-94735>), alındığı tarih:23.08.2016
- Vesilind, P. A.,** 1980. “The Rosin-Rammler Particle Size Distribution.” *Resource Recovery and Conservation* 5(3):275–77. (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0304396780900074>), alındığı tarih:21.01.2018
- Voeltzel, N., Marchesse Y., Changenet C., Ville F., ve Velez P.,** 2015. “On the Influence of Helix Angle and Face Width on Gear Windage Losses.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 230(7–8):1–12.
- Webb, T., Eastwick C., ve Morvan H.,** 2010a. “CFD Modelling of Gear Windage Losses: Two Phase Modelling Using Particle Injections.” (49170):459–68. (<http://dx.doi.org/10.1115/ESDA2010-24654>), alındığı tarih:23.08.2016
- Webb, T., Eastwick C., ve Morvan H.,** 2010b. “Parametric Modelling of a Spiral Bevel Gear Using CFD.” (43963):229–38. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2010-22632>). , alındığı tarih:23.08.2016

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Mehmet Ali Yavuz  
**Uyruğu** : T.C  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 1992 / Ankara  
**E-posta** : mehmetaliyavuz992@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Orta Dođu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakóltesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2019, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakóltesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2015-2016	TOBB ETÜ	Tam Burslu YL Öğrencisi
2016-2018	TUSAŞ	Proje Mühendisi
2018-	TUSAŞ	Tasarım Mühendisi

**YABANCI DİL:** İngilizce

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Aktaş, M., **Yavuz, M.**, Ersan, A., (2018) “Computational Fluid Dynamics Simulations of Windage Loss in a Spur Gear”, 63<sup>rd</sup> International Conference on Turbomachinery, ASME 2018 TURBO EXPO, Oslo - Norway, 11-15 Haziran
- Aktaş, M., **Yavuz, M.**, (2018) “Numerical prediction of windage power losses for a spur gear in two phase media”, 9<sup>th</sup> International Symposium on Turbulence Heat and Mass Transfer, THMT-18, Rio de Janeiro – Brasil, 10-13 Temmuz
- **Yavuz, M.**, Ersan, A., Aktaş, M., (2018) “Düz Dişlilerdeki Hava Sürtünme Güç Kaybının İki Fazlı Ortamda Numerik Analizi”, VII. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, UHUK 2018, Samsun – Türkiye, 12-14 Eylül

