

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EĞRİSEL EVOLVENT DİŞLİ ÇARKLAR KULLANILARAK YENİ TİP
DIŞTAN DİŞLİ POMPANIN GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANS
KARAKTERİSTİKLERİNİN ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Üsame Ali USCA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mahir UZUN

KASIM 2022

**T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EĞRİSEL EVOLVENT DİŞLİ ÇARKLAR KULLANILARAK YENİ TİP
DIŞTAN DİŞLİ POMPANIN GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANS
KARAKTERİSTİKLERİNİN ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

**Üsame Ali USCA
(36193618084)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mahir UZUN

KASIM 2022

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgmeden beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Mahir UZUN'a,

Tezimin başlangıcından bu yana akademik tecrübelerini benden esirgemeyen Tez İzleme Komitesi üyeleri Prof. Dr. Şemsettin TEMİZ'e ve Doç. Dr. Yaşar AYZAZ'a

Tez çalışmam boyunca çalışmalarında yardımcı olan Öğr. Gör. Dr. Serhat ŞAP'a, Dr. Öğr. Üyesi Ünal DEĞİRMENCİ'ye ve kıymetli mesai arkadaşlarıma, deneysel çalışmalarım için imkanlarını benden eksik etmeyen ASC Hidrolik A.Ş. yöneticileri ve çalışanlarına,

Tüm hayatım boyunca olduğu gibi bu çalışmalarım süresince de benden her türlü maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen babama ve anneme,

Bu zorlu süreçte sabırla sürekli yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini her zaman hissettiğim kıymetli eşime ve en buhranlı dönemlerde bana neşe ve güç kaynağı olan oğluma,

Tezin uygulama aşamasında FDK-2021-2658 kodlu doktora tez projesi ile vermiş oldukları maddi ve manevi destekten dolayı, İnönü Üniversitesi BAP birimine

teşekkür ederim.

ONUR SÖZÜ

Doktora veya yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Eğrisel Evolvent Dişli arklar Kullanılarak Yeni Tip Dıştan Dişli Pompanın Geliştirilmesi ve Performans Karakteristiklerinin Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı dışecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Üsame Ali Usca



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
ÖZET.....	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Dişli Pompalar Hakkında Genel Bilgiler	1
1.2 Tezin Amacı.....	4
1.3 Tezin Kapsamı	5
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	6
2.1 Dişli Çarkların Tasarımı, Analizi ve Üretimi Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	6
2.2 Dıştan Dişli Pompalarda Verimlilik Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	19
3. MATERYAL VE YÖNTEM	39
3.1 Pompa Elemanlarının 3B Modellenmesi	39
3.1.1 Referans ticari pompa ve katı modeli	39
3.1.2 Dişli ana kanunu ve evolvent profil.....	41
3.1.3 Dişli çarkların CAD modelinin oluşturulması.....	44
3.1.4 Diğer pompa elemanlarının CAD modelinin oluşturulması.....	47
3.1.5 Pompa montaj CAD modelinin oluşturulması	49
3.2 Pompa Elemanlarının 3B Modellenmesi	50
3.2.1 HAD analizi ile ilgili genel bilgiler	50
3.2.2 HAD analizi için kullanılan yazılım ve akışkan geometrisi	53
3.2.3 Çözüm ağının (mesh) oluşturulması ve sınır koşullarının belirlenmesi	56
3.2.4 HAD analiz modelinin kurulumu ve deneysel doğrulama	61
3.3 Pompa Elemanlarının Üretimi ve İşlenebilirlik Deneyleri	66
3.3.1 Ön kapak, arka kapak, pompa gövdesi ve dişli yatakların üretimi.....	66
3.3.2 Dişli çarkların üretimi.....	68
3.3.3 Dişli çark malzemelerinin işlenebilirlik performansının iyileştirilmesi	70
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	74
4.1 HAD Analizi Doğrulama Deney Sonuçlarının İncelenmesi.....	74
4.2 HAD Analizi İçin Farklı Çalışma Şartları Sonuçlarının İncelenmesi	83
4.3 Farklı Profillere Ait HAD Analizi Sonuçlarının İncelenmesi	85
4.4 Farklı Eğrilik Yarıçaplarına Ait HAD Analizi Sonuçlarının İncelenmesi.....	94
4.5 R180 Eğrilik Yarıçapına Ait Doğrulama Deney Sonuçlarının İncelenmesi...	102
4.6 İşlenebilirlik Performansının İyileştirilmesine Dair Deney Sonuçları	104
4.6.1 Yüzey kalitesinin analizi	104
4.6.2 Kesme sıcaklığının analizi.....	106
4.6.3 Takım aşınmasının analizi	108
4.6.4 Talaş morfolojisinin analizi	111
4.6.5 Enerji tüketiminin analizi	113
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	115
5.1 Sonuçlar	115
5.2 Öneriler	117
KAYNAKLAR.....	118
ÖZGEÇMİŞ	128

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 : 40 °C'deki ISO VG46 hidrolik yağma ait akışkan özellikleri.....	61
Çizelge 3.2 : Deney parametreleri ve seviyeleri.	72



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 : Hidrolik pompa türleri [2].....	1
Şekil 1.2 : Dış ve iç dişli pompa örneği [3].....	1
Şekil 1.3 : Dıştan dişli pompa çalışma prensibi [4].	3
Şekil 2.1 : Dıştan dişli pompayı oluşturan elemanlar [5].....	6
Şekil 2.2 : Kremayer dişli kesici ile eğrisel dişli çarkın imalatı [7].....	7
Şekil 2.3 : 6 eksenli CNC azdırma tezgahının şematik görünümü [13].....	8
Şekil 2.4 : Farklı diş profilleri [14].	9
Şekil 2.5 : Eğrisel dişli çarklara ait CAD model [15].	9
Şekil 2.6 : Çift tarafları kesici takım [16].	10
Şekil 2.7 : İç bükey (a) ve dış bükey (b) kenar için tek taraflı kesici takım [16].....	10
Şekil 2.8 : Eğrisel dişli modeli [17].	11
Şekil 2.9 : Tasarlanan dişli çarklar (a) düz dişli (b) ok dişli (c) eğrisel dişli [18].....	11
Şekil 2.10 : Tasarlanan dişli çarklar ses düzey grafiği [18].....	12
Şekil 2.11 : Tasarlanan dişli çarklar gerilme grafiği [18].	12
Şekil 2.12 : MATLAB yazılımı ile geliştirim eğrisel dişli tasarım modeli [19].....	13
Şekil 2.13 : Eğrisel dişli imalatı için kesici takım düzeneği [19].	13
Şekil 2.14 : PEEK malzemeden üretilen eğrisel dişli çark [22].....	14
Şekil 2.15 : Dairesel olmayan eğrisel dişlilerin üretimi [23].	15
Şekil 2.16 : CO ₂ lazer kesim yöntemi ile dişli çark üretim şeması [24].	15
Şekil 2.17 : Polimer malzemeden üretilen dişli çark çifti [25].	16
Şekil 2.18 : PBT ana matrisli polimer kompozit dişli çarklar [31]... ..	17
Şekil 2.19 : Diş profilleri (a) evolvent profil (b) s profil [34].....	18
Şekil 2.20 : Tasarlanan helisel dişli çark çifti [36].....	19
Şekil 2.21 : Geliştirilen model için dişli pompa deney düzeneği [38].....	20
Şekil 2.22 : Dişli pompa test düzeneği şematik görünümü [39].	20
Şekil 2.23 : Optimizasyon metodolojisinin şematik görünümü [42].	21
Şekil 2.24 : 2B dıştan dişli HAD analiz modeli[44]	22
Şekil 2.25 : Dıştan dişli pompa için deney düzeneği [45].....	23
Şekil 2.26 : Daire profilli dişli pompa için akışkan geometrisi [46].....	23
Şekil 2.27 : Önerilen model için akış şeması [48]... ..	24
Şekil 2.28 : Dıştan dişli pompa hesaplama alanı [49].....	25
Şekil 2.29 : Çalışma için önerilen pompa modeli [50].....	26
Şekil 2.30 : ANSYS CFX kullanılarak yapılan simülasyon modeli [51].....	26
Şekil 2.31 : Dıştan dişli pompayı oluşturan elemanlar [5].....	27
Şekil 2.32 : Daire profilli eğrisel dişli çark tasarım şeması [52].....	27
Şekil 2.33 : HYGESim yazılım modülü [55]... ..	29
Şekil 2.34 : Simerics MP+ ' de geliştirilen HAD analiz modeli [56].	29
Şekil 2.35 : Dıştan dişli pompa için basitleştirilmiş deney seti [56].....	30
Şekil 2.36 : EgeMATor yazılımının akış şeması [57]... ..	30
Şekil 2.37 : Önerilen yeniliğin gövde ve burç yüzeylerine uygulanması [57].....	31
Şekil 2.38 : Nümerik analiz için 2B dişli pompa modeli [58].	32
Şekil 2.39 : Kullanılan endüstriyel pompanın 3B modeli [59]... ..	32
Şekil 2.40 : Simerics MP+ için geliştirilen HAD analiz modeli [60].	33
Şekil 2.41 : Düz dişli pompa için kaçak akış yolu [61]... ..	34
Şekil 2.42 : Sürekli temaslı helisel dişli pompa için kaçak akış yolu [61].	34
Şekil 2.43 : Dişli pompa üzerindeki kuvvetler ve kaçak akışlar [63].	35
Şekil 2.44 : Dıştan dişli pompa için 2B HAD pompa modeli [65]... ..	36
Şekil 2.45 : Dıştan dişli pompa için 2B HAD sınır koşulları [65].....	36

Şekil 2.46 : Önerilen dıştan dişli pompa modeli [66].	37
Şekil 3.1 : Referans alınan dıştan dişli pompaya ait 3B katı model [5].	40
Şekil 3.2 : Referans alınan dıştan dişli pompa için katalog değerleri [5].	40
Şekil 3.3 : Referans alınan dıştan dişli pompa ve pompa elemanları.	41
Şekil 3.4 : Dişli çarklara ait yuvarlanma daireleri.	42
Şekil 3.5 : Dişli çark ana boyutları [68].	43
Şekil 3.6 : Evolvent profilli dişli çark kavrama olayı [68].	44
Şekil 3.7 : Deneme dişli çark tasarımı.	45
Şekil 3.8 : Eğrisel evolvent dişli çark tasarım şeması.	46
Şekil 3.9 : Asimetrik eğrisel evolvent dişli çark tasarım süreci.	46
Şekil 3.10 : Tahrik eden dişli (kesik shaft tipi).	47
Şekil 3.11 : Pompa gövdesinin 3B katı modeli.	47
Şekil 3.12 : Dişli muylu yatağının 3B katı modeli.	48
Şekil 3.13 : Pompa ön kapağının 3B katı modeli.	48
Şekil 3.14 : Pompa arka kapağının 3B katı modeli.	49
Şekil 3.15 : Pompa montajının kesit görünümü.	49
Şekil 3.16 : Basitleştirilmiş tasarıma sahip dişli pompa CAD modeli.	50
Şekil 3.17 : HAD yöntemi ile analiz adımları [71].	52
Şekil 3.18 : SpaceClaim yazılımı ile akışkan modelinin elde edilmesi.	54
Şekil 3.19 : SpaceClaim yazılımı ile yüzey isimlendirilmesi.	54
Şekil 3.20 : Simerics MP+ yazılımına aktarılan akışkan modeli.	55
Şekil 3.21 : Dişli çarkların ayrıştırılması.	55
Şekil 3.22 : Mesh sayısı-hacimsel debi grafiği.	56
Şekil 3.23 : Dişli çarkları için uygulanan çözüm ağı.	57
Şekil 3.24 : Dişli çarkları için uygulanan çözüm ağının özellikleri.	58
Şekil 3.25 : Dişli pompa akışkan giriş bölümü için oluşturulan çözüm ağı.	58
Şekil 3.26 : Dişli pompa akışkan çıkış bölümü için oluşturulan çözüm ağı.	59
Şekil 3.27 : Akışkan giriş-çıkış bölümleri için uygulanan çözüm ağının özellikleri.	59
Şekil 3.28 : Farklı yüzeylerin MGI arabirimi ile birbirine bağlanması.	60
Şekil 3.29 : Akışkan giriş ve çıkış bölümleri için sınır koşulları.	60
Şekil 3.30 : Yakınsama kriteri-hacimsel debi grafiği.	63
Şekil 3.31 : HAD analizi için belirlenen yakınsama grafiği.	63
Şekil 3.32 : Mesh sayısı-hacimsel debi grafiği.	63
Şekil 3.33 : Simülasyon başlangıç ayarları.	64
Şekil 3.34 : Dıştan dişli pompanın deneysel doğrulanması.	65
Şekil 3.35 : Dıştan dişli pompa için kullanılan ön kapak.	66
Şekil 3.36 : Dıştan dişli pompa için kullanılan arka kapak.	67
Şekil 3.37 : Dıştan dişli pompa için kullanılan pompa gövdesi.	67
Şekil 3.38 : Dıştan dişli pompa için kullanılan dişli yatağı.	68
Şekil 3.39 : Dıştan dişli pompa için kullanılan hazır malzemeler.	68
Şekil 3.40 : Asimetrik eğrisel evolvent profilli dişli çarklar (ön görünüş).	69
Şekil 3.41 : Asimetrik eğrisel evolvent profilli dişli çarklar (üst görünüş).	70
Şekil 3.42 : Deneyler esnasında kullanılan kesici takım.	71
Şekil 3.43 : İşlenebilirlik deneylerinde kullanılan deney aletleri.	73
Şekil 4.1 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-hacimsel debi karşılaştırılması.	75
Şekil 4.2 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-tork karşılaştırılması.	75
Şekil 4.3 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-güç karşılaştırılması.	76
Şekil 4.4 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-hacimsel verim karşılaştırılması.	76
Şekil 4.5 : Dişli çarklar için oluşturulan çözüm ağındaki boşluklar.	77
Şekil 4.6 : Farklı dönme hızlarındaki basınç dağılımı.	78

Şekil 4.7 : Farklı dönme hızlarındaki hız dağılımı.....	80
Şekil 4.8 : Farklı dönme hızlarındaki tahmini kavitasyon bölge dağılımı.	82
Şekil 4.9 : Hacimsel debi-akışkan çalışma sıcaklık grafiği.....	83
Şekil 4.10 : Hacimsel debi-sıvı elastisite modül grafiği.	84
Şekil 4.11 : Hacimsel debi-giriş basıncı grafiği.....	84
Şekil 4.12 : Hacimsel debi-çıkış basıncı grafiği... ..	85
Şekil 4.13 : Farklı dış profilleri için hacimsel debi grafiği.....	86
Şekil 4.14 : Farklı dış profilleri için tork grafiği.....	87
Şekil 4.15 : Farklı dış profilleri için güç grafiği.....	88
Şekil 4.16 : Farklı dış profilleri için hacimsel verim grafiği.....	89
Şekil 4.17 : Farklı dış profilleri için akış dalgalanma grafiği.	90
Şekil 4.18 : Farklı dış profilleri için basınç dağılımı... ..	91
Şekil 4.19 : Farklı dış profilleri için hız değer dağılımı.....	92
Şekil 4.20 : Farklı dış profilleri için tahmini kavitasyon bölge dağılımı.	93
Şekil 4.21 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.....	94
Şekil 4.22 : Farklı eğrilik yarıçapları için tork grafiği.	95
Şekil 4.23 : Farklı eğrilik yarıçapları için güç grafiği.....	96
Şekil 4.24 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel verim grafiği... ..	97
Şekil 4.25 : Farklı eğrilik yarıçapları için akış dalgalanma grafiği.....	97
Şekil 4.26 : Farklı eğrilik yarıçapları için basınç dağılımı.....	99
Şekil 4.27 : Farklı eğrilik yarıçapları için hız dağılımı... ..	100
Şekil 4.28 : Farklı eğrilik yarıçapları için tahmini kavitasyon bölge tahmini.....	101
Şekil 4.29 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.....	103
Şekil 4.30 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.....	103
Şekil 4.31 : Deney parametrelerinin yüzey pürüzlülüğüne etkisi.	105
Şekil 4.32 : Farklı soğutma/yağlama koşullarına ilişkin yüzey topografyaları.....	106
Şekil 4.33 : Deney parametrelerinin kesme sıcaklığına etkisi	107
Şekil 4.34 : Deney parametrelerinin kesici takım yan yüzey aşınmasına etkisi.	109
Şekil 4.35 : SEM analizi ile yan yüzey aşınma mekanizmalarının görüntülenmesi.....	110
Şekil 4.36 : SEM analizi ile üst yüzey aşınma mekanizmalarının görüntülenmesi ..	111
Şekil 4.37 : EDS analizi ile talaş yığılmasının tespiti.....	111
Şekil 4.38 : Farklı S/Y koşullarının talaş oluşumuna etkisi.....	112
Şekil 4.39 : Deney parametrelerinin harcanan enerjiye etkisi.....	114

SEMBOLLER VE KISALTMALAR

b	: Diş genişliği
C_c	: Yoğunlaşma katsayısı
C_e	: Buharlaşma katsayısı
C_{1ε}	: Ayarlanabilir sabit ifade
C_{2ε}	: Ayarlanabilir sabit ifade
C_μ	: Ayarlanabilir sabit ifade
D	: Boru çapı
d	: Taksimat dairesi çapı
d_a	: Diş başı dairesi çapı
d_b	: Temel daire çapı
d_f	: Taban dairesi çapı
dB	: Desibel
e	: Dişli kavrama oranı
E_{ij}	: Deformasyon hızının bileşeni
e₀	: Diş aralığı
f_g	: Çözünmemiş gaz kütle oranı
f_v	: Buhar kütle oranı
f_z	: İlerleme hızı
h_a	: Baş yüksekliği
h_f	: Taban yüksekliği
k	: Türbülans kinetik enerjisi
M	: Güç
m	: Modül
N	: Tork
n	: Devir
P	: Basınç
P_v	: Buhar basıncı
p	: Taksimat
Q	: Debi
R	: Eğrilik yarıçapı
R_a	: Yüzey pürüzlülüğü
R_c	: Yoğunlaşma sabiti
R_e	: Buharlaşma sabiti
S	: Kontrol hacmini çevreleyen yüzey

s	: Diş başı boşluğu
s₀	: Diş kalınlığı
t	: Zaman
u	: Hız
u_g	: Hareketli çözüm ağı hızı
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$: X, Y ve Z yönlerindeki zaman ortalamalı hız
u', v', w'	: X, Y ve Z yönlerindeki türbülans çalkantı hızı
V	: Kontrol (iletim) hacmi
V_{Bmaks}	: Maksimum aşınma değeri
V_c	: Kesme hızı
V_f	: Tabla ilerlemesi
v	: Akışkan hızı
w	: Açısal hız
z	: Diş sayısı
α	: Asal gerilme doğrultusundan sapma açısı
ϵ	: Dissipasyon oranı
η_m	: Mekanik verim
η_t	: Toplam verim
η_v	: Hacimsel verim
μ	: Kinematik vizkozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
ρ	: Yoğunluk
σ_ϵ	: Dissipasyon oranı için sabit ifade
σ_k	: Türbülans kinetik enerjisi için sabit ifade
τ	: Viskoz kuvvet
\vec{V}	: Vektörel hız
∇	: Gradyan
2B	: 2 Boyut
3B	: 3 Boyut
AISI	: American Iron and Steel Institute
CAD	: Computer Aided Design
CAM	: Computer Aided Manufacturing
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CNC	: Computer Numerical Control
CRYO	: Cryogenic

DLS	: Digital Light Synthesis
EDGM	: Equilibrium Dissolved Gas Model
FDM	: Fused Deposition Modeling
HAD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
HSS	: High-Speed Steel
LN₂	: Liquid Nitrogen
MGI	: Mismatched Grid Interfaces
MJF	: Multi Jet Fusion
MQL	: Minimum Quantity Lubrication
NCG	: Non-Condensable Gas
PA12	: Polyamide 12
POM	: Polyoxymethylene
RSM	: Response Surface Methodology
SEM	: Scanning Electron Microscope
SLA	: Stereolithography
SLS	: Selective Laser Sintering

ÖZET

Doktora Tezi

EĞRİSEL EVOLVENT DİŞLİ ÇARKLAR KULLANILARAK YENİ TİP DİŞTAN DİŞLİ POMPANIN GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN ANALİZİ Üsame Ali USCA

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

128+XII sayfa

2022

Danışman: Doç. Dr. Mahir UZUN

Günümüzde dıştan dişli pompaların kolay üretilebilir olması, üretim maliyetinin düşük olması, hidrolik sistemlere kolay entegre edilebilmesi, yüksek basınçlarda çalışabilmesi, viskozitesi yüksek akışkanları iletebilmesi ve geniş devir sayılarına sahip olmalarından dolayı endüstride kullanımı oldukça yaygındır. Bunun yanı sıra pompa gürültü seviyesi, pompa girişinde ani basınç düşüşünden kaynaklanan kavitasyon oluşumu, pompa elemanlarında zamanla meydana gelen aşınma ve ayrıca aşınmadan kaynaklanan ters akış oluşumu pompa performans ve ömrünün azalmasına yol açarak bu tip pompalar için dezavantaj olmuştur. Bu gibi dezavantajların giderilebilmesi için araştırmacılar birçok çalışma yapmışlardır ve halen bu çalışmalar devam etmektedir. Bu tez çalışmasında da literatürde yapılan çalışmalarla verimliliği kanıtlanmış fakat dıştan dişli pompalar için kullanılmamış eğrisel evolvent dişli çarkların kullanımı araştırılmıştır. Bu kapsamda referans evolvent profil ve asimetric evolvent profil dişliler, farklı eğrilik yarıçaplarında (R90-135-180-225) eğrisel evolvent profil olarak yeniden tasarlanmıştır. Yeni tip dıştan dişli pompa tasarımları geliştirilmiş, HAD analizleri gerçekleştirilmiş, doğrulama deneyleri yapılmış ve pompa elemanlarının imalatı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca dişli çarkların imalatında kullanılan AISI 5140 malzemesi için farklı soğutma/yağlama koşulları altında işlenebilirlik deneyleri gerçekleştirilmiş ve işlenebilirlik metriklerinin iyileştirilmesi sağlanmıştır. Çalışma sonucunda R180 eğrilik yarıçapına sahip profil diş ile tasarlanan dişli pompanın, referans olarak kullanılan düz dişli pompaya göre hidrolik çalışma performansı (hacimsel verim, akış dalgalanması ve kavitasyon durumu) iyileştirilmiştir. Ayrıca işlenebilirlik deneyleri için endüstride yaygın olarak kullanılmayan sıvılaştırılmış azotun, soğutma/yağlama koşullarında kullanılmasıyla AISI 5140 malzemesinin işlenebilirlik metriklerinde önemli gelişmeler sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Eğrisel Evolvent Profil, Asimetric Eğrisel Evolvent Profil, Dıştan dişli Pompa, HAD Analizi, AISI 5140 İşlenebilirlik Parametreleri

ABSTRACT

Phd. Thesis

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF A NEW TYPE OF EXTERNAL GEAR PUMP USING CURVILINEAR INVOLUTE GEARS

Üsame Ali USCA

Inonu University
Graduate School of Nature and Applied Sciences
Department of Machine Engineering

128+XII sayfa

2022

Supervisor: Doç. Dr. Mahir UZUN

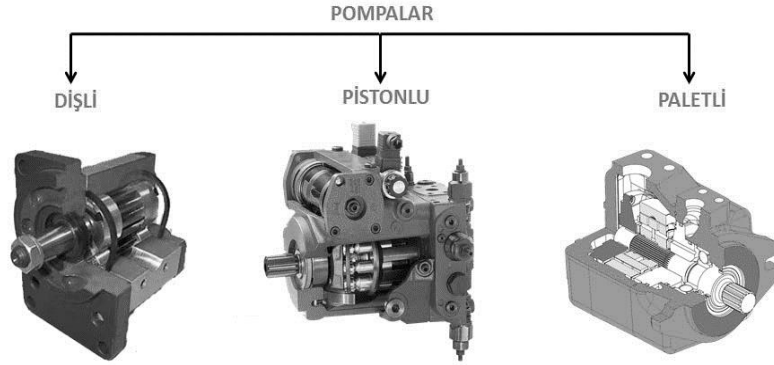
Today, external gear pumps are widely used in the industry due to their easy production, low production cost, easy integration into hydraulic systems, ability to operate at high pressures, transmitting fluids with high viscosity, and wide speed range. In addition, the noise level of the pump, the formation of cavitation caused by the sudden pressure drop at the pump inlet, the wear of the pump elements over time, as well as the reverse flow formation caused by the wear, have been a disadvantage for this type of pumps by reducing the pump performance and life. In order to eliminate such disadvantages, researchers have carried out many studies and these studies are still continuing. In this thesis, the use of curvilinear involute gears, whose efficiency has been proven by studies in the literature but not used for external gear pumps, were investigated. In this context, reference involute profile and asymmetrical involute profile gears were redesigned as curvilinear evolvent profiles with different radii of curvature (R90-135-180-225). New types of external gear pump designs were developed, CFD analysis were performed, validation experiments were carried out and pump components were manufactured. In addition, for the AISI 5140 material used in the manufacture of gears, machinability tests were carried out under different cooling/lubrication conditions and the machinability metrics were improved. As a result of the study, the gear pump designed with a profile tooth with a radius of curvature of R180, the hydraulic operating performance (volumetric efficiency, flow fluctuation and cavitation) was improved compared to the pump used as the reference gear pump with involute gear. In addition, significant improvements were achieved in the machinability metrics of AISI 5140 material by using liquid nitrogen, which is not widely used in the industry, for machinability tests under cooling/lubrication conditions.

Keywords: Curvilinear Involute Profile, Asymmetrical Curvilinear Involute Profile, External Gear Pump, CFD Analysis, Machinability Metrics of AISI 5140

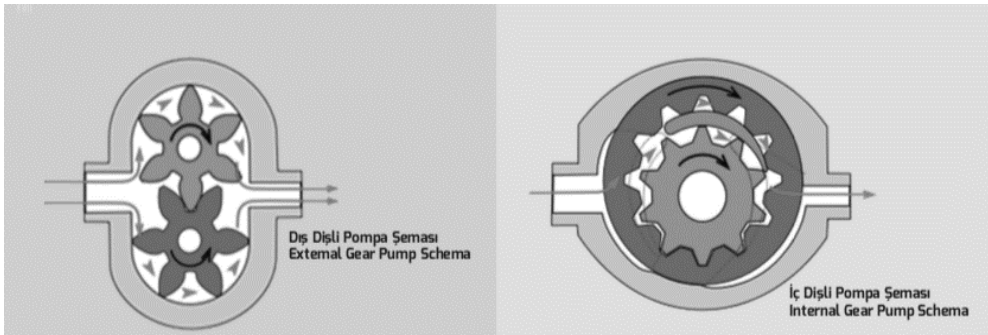
1. GİRİŞ

1.1 Dişli Pompalar Hakkında Genel Bilgiler

Endüstriyel uygulamalar içerisinde güç ve hareket iletiminde, akışkan güç sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Güç iletiminde akışkan kullanılan sistemler “Hidrolik Sistemler” olarak adlandırılırlar. Bu sistemlerin vazgeçilmez elemanlarından biri de hidrolik pompalardır. Hidrolik pompalar içerisinde, hidrolik güç iletiminde pozitif iletimli pompalar öne çıkmaktadır. Bu tip pompalar, emdikleri sıvıyı bir itici yardımıyla çıkışa iletir. Bu pompalar iticilerin konstrüktif farklılıkları bakımından dişli, pistonlu ve paletli olmak üzere üç grupta incelenir (Şekil 1.1) [1]. Dişli pompalar da kendi aralarında iç dişli pompa ve dış dişli pompa olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 1.2).



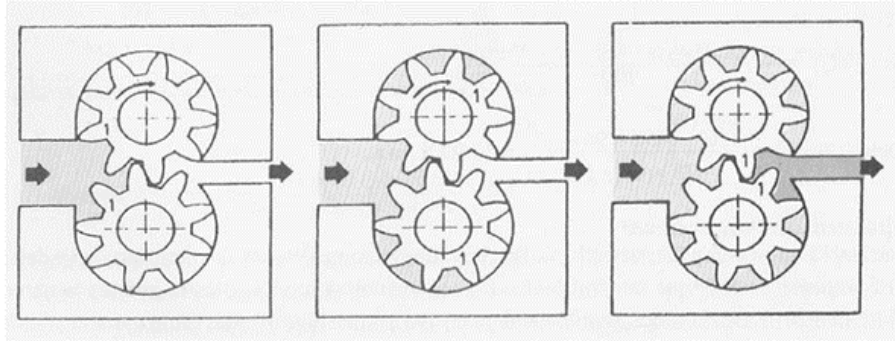
Şekil 1.1 : Hidrolik pompa türleri [2].



Şekil 1.2 : Dış ve iç dişli pompa örneği [3].

Dıştan dişli pompalar, karşılıklı iki veya daha fazla dişlinin dönmesiyle birlikte emiş kısmından aldıkları sıvıyı gövde duvarları ve dişli çarkın dişleri arasından çıkış kısmına iletirler. Üretilebilirliğinin kolay olması, üretim maliyetlerinin düşük olması ve hidrolik sistemlere kolay montaj edilebilirliğinden dolayı endüstride kullanım alanları oldukça fazladır. Bu pompalar genel itibariyle yağ, boya ve gıda maddeleri gibi yüksek viskoziteli sıvıların pompalanmasında kullanılır. Şekil 1.3'e göre dıştan dişli pompaların çalışması şöyle açıklanabilir;

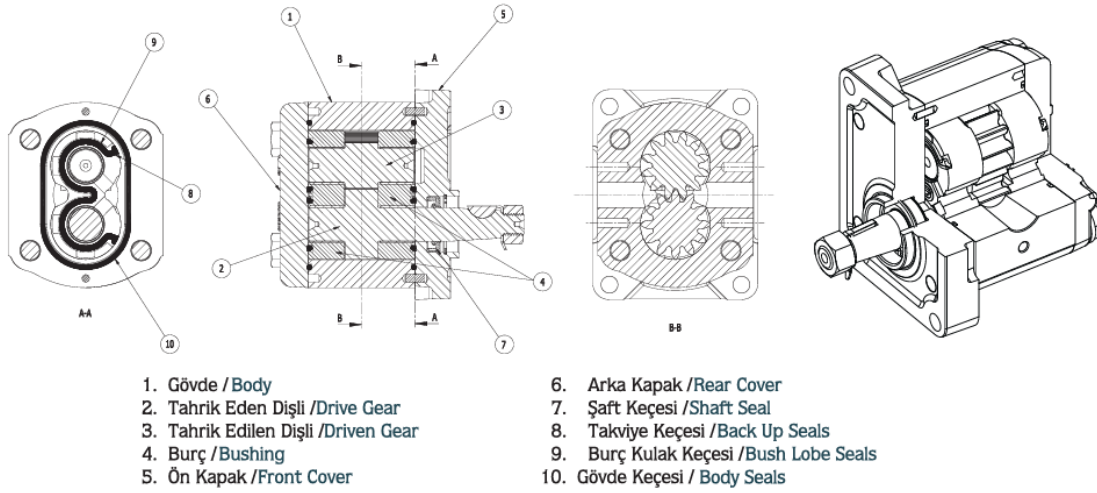
- Tahrik eden dişli dönmeye başladığı zaman tahrik edilen dişliyi kavrar ve döndürür.
- Dişlilerin dönmeye başlamasıyla birlikte pompa girişinde vakum basıncı oluşur ve sıvı pompa gövdesine girer.
- Dişlilerin birbirini kavramasıyla ve ayrılmasıyla iletilen sıvıda artan ve azalan hacimler meydana gelir (Akışkan girişten çıkışa doğru hareket ettikçe hacim azalır ve sonuçta çok yüksek basınç oluşturabilirler.).
- Böylece akışkan dişli boşlukları ve pompa gövdesinden pompa çıkışına doğru iletilir.



Şekil 1.3 : Dıştan dişli pompa çalışma prensibi [4].

Dişli pompalarda emme hattında atmosfer basıncının altında bir basınç ve çıkış hattında ise servis basıncı vardır. Emme ve çıkış hatları arasındaki basınç farkından dolayı dişli çarklar, gövde ve dişli yatakları aksenal ve radyal kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu kuvvetler dişli geometrisi, çalışma basıncı ve debi gibi değişkenlere bağlı olarak değişmektedir [4].

Dişli pompalar genel olarak alüminyum/döküm gövde, bir çift dişli çark, iki burç yatak, alüminyum/döküm ön kapak ve arka kapaktan oluşur (Şekil 1.4). Tahrik eden dişli çark ön kapaktan geçerek şaft keçesi ile keçelendirilmiştir [5].



Şekil 1.4 : Dıştan dişli pompayı oluşturan elemanlar [5].

Değerleri ve görevleri nedeniyle temel yatırım malzemesi olarak görülen bu pompaların kullanılmadığı sektör olmadığı gibi tedarikçilerin de ilişki içinde olmadığı sektör de bulunmamaktadır. Kısaca bu başlıca sektörler şöyle sıralanabilir;

- Tarım ve Gıda
- Kimya ve Petro-Kimya
- Uzay-Havacılık
- Otomotiv
- Makine İmalat

Sektörün satış hacmini, ülkemizde ve uluslararası arenada bu alanda yapılan yatırımlar ve bu pompalar için yürütülen AR-GE süreçleri belirlemektedir. Yukarıda belirtilen sektörler, en fazla üreticinin yer aldığı sektör olması sebebiyle bu değişimler pompa imalat sektörünü oldukça etkiler bir durumdadır.

Endüstride özellikle mobil hidrolik sistemlerde dıştan dişli pompalar, düşük maliyet, geniş devir sayısı aralığı, geniş vizkozite aralığı ve yüksek basınç elde edilebilirliği sebebiyle tercih edilirler. Bunun yanı sıra bu pompalar bazı dezavantajlara da (yüksek gürültü seviyesi, yüksek basınçlarda verim düşmesi ve buna bağlı olarak kullanım ömrünün azalması ve aşınma sonucu meydana gelen ters akış) sahiptirler. Bu dezavantajların yanında bu sistemlerde kavitezyon olayı önem arz etmektedir. Pompa işletimi esnasında emme hattında ani basınç

düşmesi ile akışkanın basıncı buharlaşma basıncının altına düşer ve buharlaşma başlar. Böylece akışkan içerisinde buhar kabarcıkları meydana gelir. Bu kabarcıklar pompa gövdesinin iç yüzeylerinde tutunmuş haldedir. Emme hattındaki ani basınç değişimleriyle birlikte buhar kabarcıkları patlayarak yüzeyde aşınmaya sebep olurlar. Böylece gürültü, verim kaybı gibi istenmeyen durumlar ortaya çıkabilmektedir. Bu gibi dezavantajlardan dolayı araştırmacılar son yıllarda bu dezavantajları gidermek için dişli profili ve pompa yapısının geliştirilmesi ile ilgili çalışmalara yoğunlaşmışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin temel amacı, dıştan dişli pompalarda daha önce kullanılmamış olan fakat literatürde düz evolvent profile göre daha avantajlı bir dişli olan eğrisel evolvent profilli dişli çarkları kullanarak yeni bir dıştan dişli pompa tasarlamak, tasarlanan dıştan dişli pompa üretimini gerçekleştirmek, imalat metriklerini geliştirmek, HAD analizleri ile pompa performans tahminlerini gerçekleştirmek ve deneysel ölçümler ile doğrulama yapmaktır. Ayrıca daha performanslı ve verimli olan bu dıştan dişli pompayı hidrolik sistem gereksinimi duyulan endüstriyel alanların kullanımına sunulmasının temelini teşkil etmektedir. Bu tez çalışmasında yapılması amaçlananlar aşağıdaki gibidir;

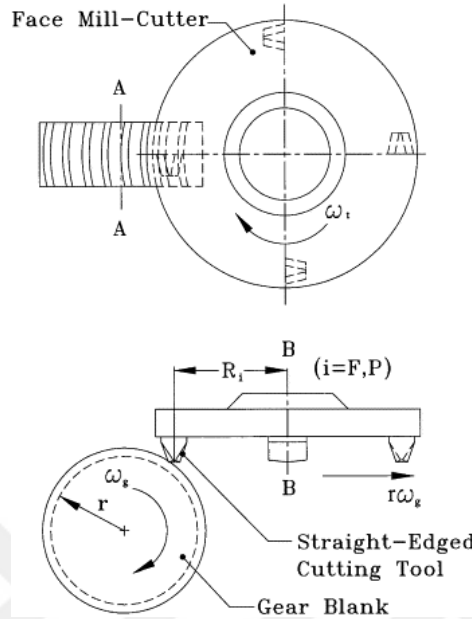
- Eğrisel evolvent profilli dişli çarklar, endüstriyel dıştan dişli pompalarda kullanılmakta olan düz dişlilerden avantajlı olmasına karşın bu pompalarda kullanılmamaktadırlar. Bu tez ile eğrisel evolvent profilli dişli çarklar kullanılarak daha verimli (düşük güç tüketimi ve yüksek çıkış debisi) yeni bir pompa üretilmektedir.
- Düz evolvent profilli dişli çarklara oranla aşınma direncinin daha iyi olması münasebetiyle pompaların ömrünü uzatarak maliyetlerin düşürülmesi amaçlanmaktadır.
- Düz evolvent profilli dişli çarklara göre daha sessiz çalışmasından dolayı iş güvenliği ve konforun iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.
- Endüstride uygulanan geleneksel üretim metotları yerine daha yenilikçi üretim metotları uygulanacaktır.
- Dişli pompa sektörüne farklı bir bakış açısı kazandırılması amaçlanmıştır.

1.3 Tezin Kapsamı

Bu tez çalışması, yukarıda belirtilen amaçlarla doğrudan bağlantılı ve bire bir örtüşen altı konu ve kapsam maddesinden oluşmaktadır.

- Referans dıştan dişli pompa seçimi ve pompa elemanlarının modellenmesi
- Yeni eğrisel evolvent dişli çarkların modellenmesi ve optimizasyonu
- Dişli çark işlenebilirlik metriklerinin geliştirilmesi
- HAD analizi ve pompa performansının tahmin edilmesi
- Pompa elemanlarının üretimi
- Deneysel ölçüm ve doğrulamalarının yapılması

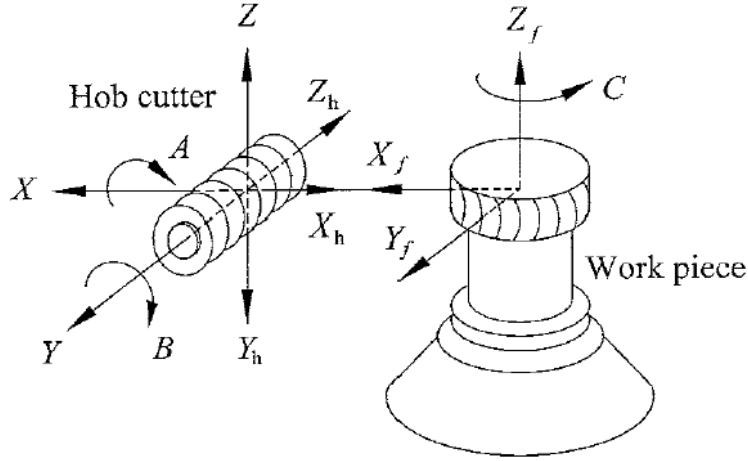
profili geliştirmişlerdir (Şekil 2.2). Böylece geliştirilen matematiksel model ile iletim hatalarının ve dişli çark dişlerinin temas yüzey bölgelerinin araştırılmasına öncülük etmişlerdir.



Şekil 2.2 : Kremayer dişli kesici ile eğrisel dişli çarkın imalatı [7].

İletim hatalarının ve temas yüzey bölgelerinin incelendiği bir çalışmada eğrisel dişlilerin hatalı montaj koşullarında bile iletim hatalarının çok küçük olduğu ve yüzey temas bölgelerinin dişli yüzeyinin ortasında yer aldığı tespit edilmiştir [8]. Benzer şekilde bu dişli çarklara ait diş profili temas analizi yapılarak temas noktaları için araştırmacılar tarafından yeni öneriler ve yeni analizler geliştirilmiştir [9-12].

Tseng ve Tsay [13], eğrisel dişli çarklar için matematiksel bir model önererek CNC azdırma tezgahı ile imal etmişlerdir (Şekil 2.3). Bu modelin endüstriyel üretim için verimli bir yöntem olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca bu yaklaşım sayesinde, parabolik veya eliptik diş profiline sahip dişliler için de matematiksel yönteminin geliştirilebileceği ve eğrisel dişliler için de kinematik ve dayanım analizleri gibi daha fazla araştırma olasılığını keşfetmeye yardımcı olabileceğini belirtmişlerdir.

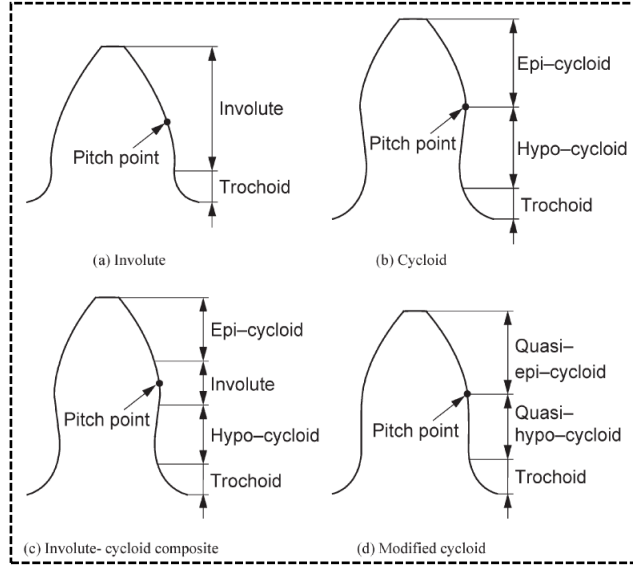


Şekil 2.3 : 6 eksenli CNC azdırma tezgahının şematik görünümü [13].

Nagamura ve diğ. [14] dıştan dişli pompaların performanslarına etki eden diş profillerini (evolvent, sikloid, evolvent-siklod ve modifiye edilmiş sikloid) araştırmışlar ve farklı diş profillerine göre pompaların iletim hacminin hesaplanabilmesi için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir (Şekil 2.4). Geliştirdikleri bu modelin deneysel doğrulamasını yaparak sonuçların birbiriyle uyumlu olduğunu tespit ettikten sonra şu sonuçlara ulaşmışlardır;

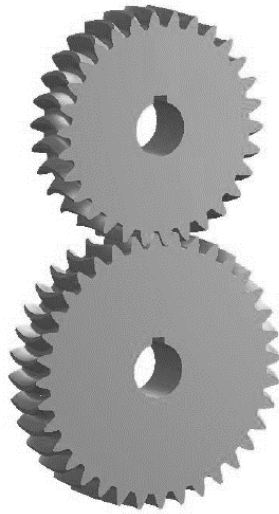
- Diş profili derinliğinin iletim hacmini önemli derecede etkilediği,
- Evolvent profile sahip olmayan dişlerin evolvent profile sahip dişlilere göre daha fazla iletim hacmine sahip olduğu,
- Sikloid profile sahip dişlinin diğer profillere göre daha büyük iletim hacmine sahip olduğu,
- Ayrıca evolvent-sikloid diş profiline sahip dişli çarkın, geleneksel dişli pompa çarklarına göre %20 daha fazla iletim hacmine sahip olduğu

sonuçlarına ulaşmışlardır.



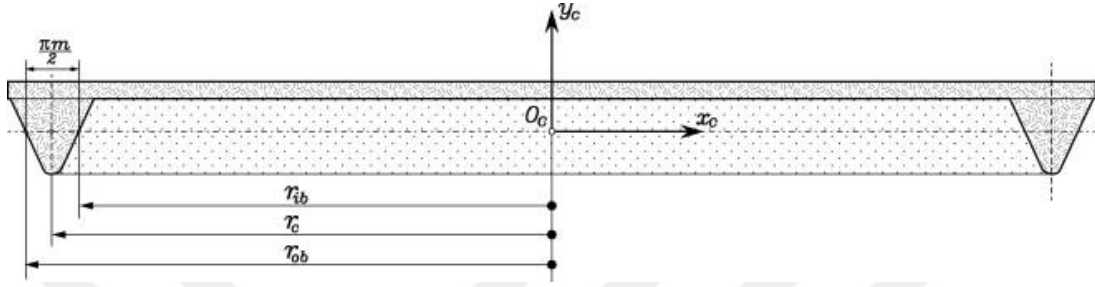
Şekil 2.4 : Farklı diş profilleri [14].

Chen ve Gu [15], modifiye edilmiş eğrisel dişli çarkların temas karakteristiklerini sonlu elemanlar analizi yoluyla incelemiştirler. Öncelikle bu dişlileri dişli teorisine göre geliştirmişler ve daha sonra CAD yazılımı aracılığı ile bu dişlilerin katı modelini oluşturmuşlardır (Şekil 2.5). Farklı dişli tasarım parametreleri için temas ve eğilme gerilme analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak dişli çarkların çizgi boyunca temas yerine nokta halinde temas ettiklerini ve eğrilik yarı çapının artmasıyla birlikte temas gerilmesinin düştüğünü tespit etmişlerdir.

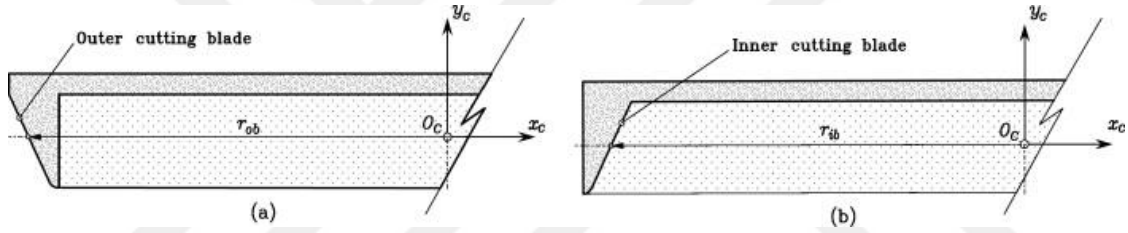


Şekil 2.5 : Eğrisel dişli çarklara ait CAD model [15].

Fuentes ve diğ. [16], eğrisel dişlilerin imalatı üzerine farklı kesici takım profilleri önererek bu takımlarla imal edilen dişli çarkları karşılaştırarak kesici takımların birbirine göre avantaj ve dezavantajını göstermişlerdir (Şekil 2.6 ve Şekil 2.7). Ayrıca üretilen dişli çarklar için kinematik analiz, temas analiz ve sonlu elemanlar analizi uygulayarak kesici takımları karşılaştırmışlardır.



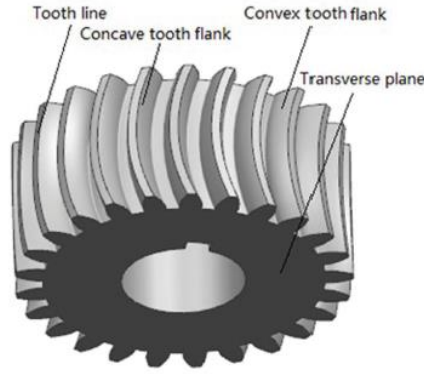
Şekil 2.6 : Çift taraflı kesici takım [16].



Şekil 2.7 : İç bükey (a) ve dış bükey kenar için tek taraflı kesici takım [16].

Elde edilen sonuçlara göre tek taraflı kesici takım ile üretilen dişli çarklar, dişli çark diş yüzeyi genişliğinden bağımsız olarak istenen diş temas yüzeyini elde edecek şekilde tasarlanabileceği tespit edildi. Ayrıca çift taraflı kesici takım ile imal edilen dişli çarklarda temas alan yerinin, kesici takım yarı çapına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.

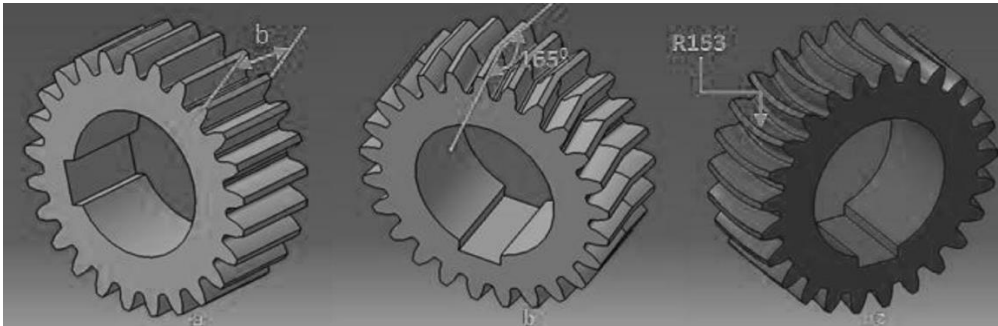
Jia ve diğ. [17], yeni bir eğrisel dişli tasarlamışlardır (Şekil 2.8). Eğrisel dişliler için standart bir eğilme gerilmesi hesaplama yöntemi olmadığından eğrilik yarıçapına bağlı olarak sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla eğilme mukavemeti için matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca yapılan sonlu elemanlar yöntemi düz dişli, helisel dişli ve eğrisel dişli için eğilme mukavemetinin karşılaştırmasını yapmışlardır.



Şekil 2.8 : Eğrisel dişli modeli [17].

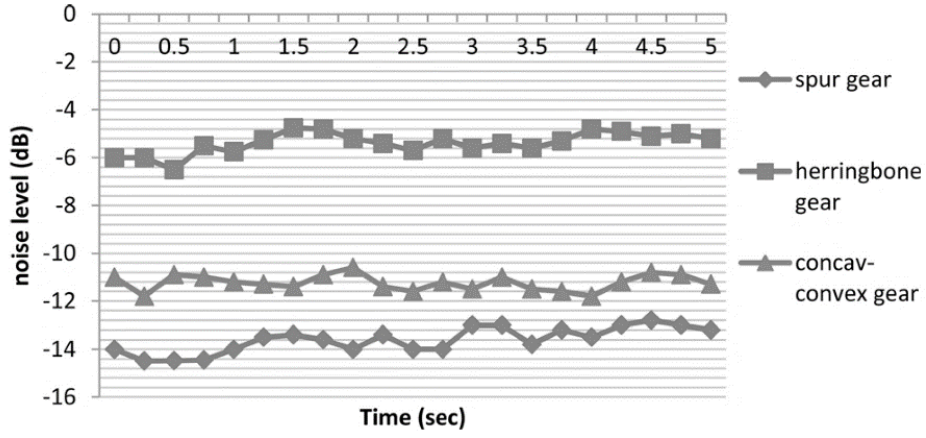
Elde edilen sonuçlara göre aynı koşullarda eğrisel dişlinin, düz dişliye göre %26,06 oranında ve helis dişliye göre %11,08 oranında daha fazla eğilme mukavemetine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca modül, diş genişliği (b), diş sayısı ve basınç açısı sabit olduğunda eğrisel dişli için optimum eğilme mukavemeti değeri eğrilik yarıçapına (R_0) bağlı olarak $1,3b < R_0 < 1,9b$ ilişkisini tespit etmişlerdir. Buna ek olarak $R_0 > 4b$ değeri ile eğrisel dişli profilinin düz dişliye yaklaşması nedeniyle eğilme mukavemetinin çok fazla değişmediğini ortaya koymuşlardır.

Uzun ve İnan [18], düz dişli, eğrisel dişli ve ok dişli çark-kremayer çiftlisi için karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada deneysel doğrulama için her bir tip dişli çark-kremayer çiftlisi tasarlanıp ayrı ayrı üretilmiştir (Şekil 2.9).

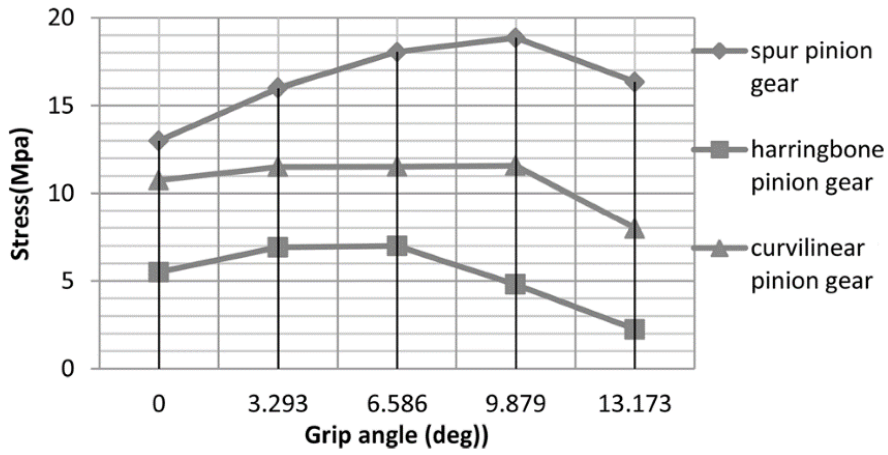


Şekil 2.9 : Tasarlanan dişli çarklar (a) düz dişli (b) ok dişli (c) eğrisel dişli [18].

Öncelikle tasarladıkları dişli çarkları ANSYS paket yazılımında gerilme analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca bu analizleri deneysel olarak doğrularak bu dişli çiftleri için gürültü analizi gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.10 ve Şekil 2.11).



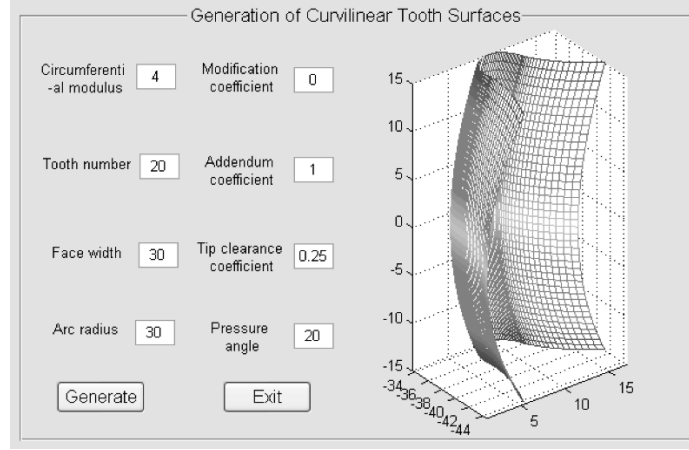
Şekil 2.10 : Tasarlanan dişli çarklar için ses düzey grafiği [18].



Şekil 2.11 : Tasarlanan dişli çarklar için gerilme grafiği [18].

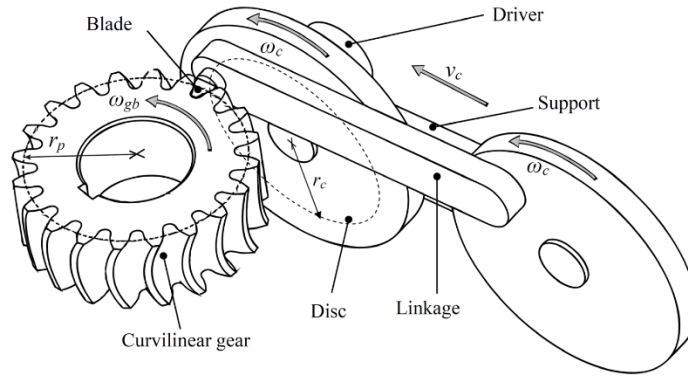
Çalışma sonuçlarına göre gürültü analizi için eğrisel dişlinin düz dişliye göre gürültü seviyesinin fazla ve ok dişliye göre az olduğunu ve mukavemet dayanımları için eğrisel dişlinin ok dişliye göre dayanımın az düz dişliye göre fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Zhang ve diğ. [19], eğrisel dişli çark dişlileri için parametrik bir geometrik modeli MATLAB yazılımı ile geliştirmişlerdir (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 : MATLAB yazılımı ile geliştirim eğrisel dişli tasarım modeli [19].

Bu model için sonlu elemanlar analiz yöntemi uygulayarak temas ve eğilme gerilmelerini düz dişlilere göre kıyaslamışlardır. Ayrıca bu geometrik modeli tek kesici ağza sahip bir kesici takımla imal ederek endüstri için yeni bir imal yöntemi sunmuşlardır (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 : Eğrisel dişli imalatı için kesici takım düzeneği [19].

Analiz ve deney sonuçlarına göre;

- MATLAB yazılımı ile geliştirdikleri model sonlu elemanlar analizi için zaman tüketimini azalttığını,
- Eğrisel dişli için eğrilik yarıçapının artışıyla birlikte dişlilerin birbirine olan temas alanında artış olduğunu,
- Eğrisel dişlilerdeki temas ve eğilme gerilmelerinin düz dişliye göre daha az olduğunu,
- Eğrisel dişlilerde eğrilik yarıçapının dişli dayanımıyla ters orantılı olduğunu

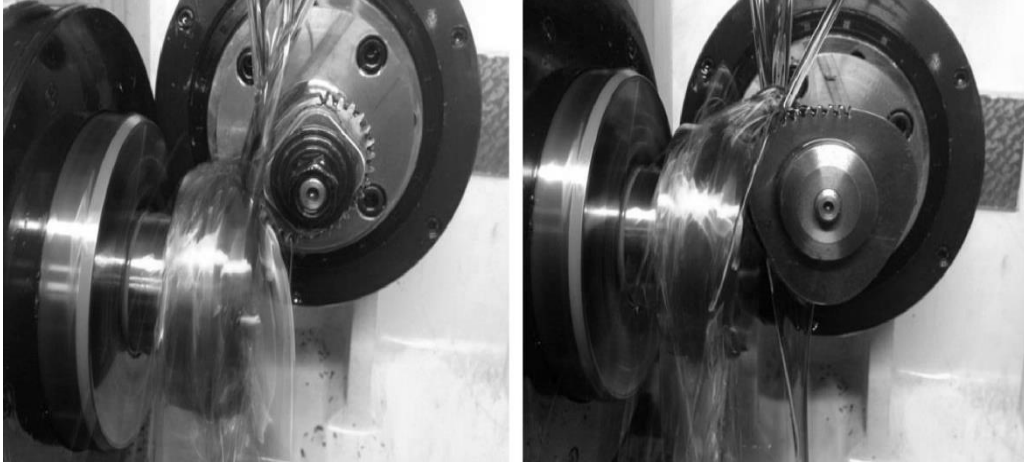
tespit etmişlerdir. Eğrisel dişli çarkların üretim yöntemleri ve üretiminde kullanılan kesici takımlara yönelik çeşitli çalışmalar literatürde bulunmaktadır [20, 21] fakat bu üretim yöntemleri, seri imalat için uygun olmadığından endüstriyel olarak kullanımı pek fazla mümkün olmamıştır. Günümüz teknolojisi ile geleneksel talaşlı imalat yöntemlerinin yerini gelişmiş talaşlı imalat sistemleri almıştır. Bunların başında gelişmiş CNC freze ve azdırma tezgâhları ve 3B baskı yöntemleri gelmektedir.

Uzun ve İnan [22], eğrisel dişli çark diş formuna göre imal edilmiş özel bir HSS kesici takım ile eğrisel dişli çark çiftlerini 5 eksenli CNC freze tezgahında üretmeyi başarmışlardır. Böylece diğer üretim yöntemlerinde karşılaşılan eşit olmayan diş yüksekliği sorununa bu imalat yöntemi ile çözüm önerisi getirmişlerdir (Şekil 2.14).



Şekil 2.14 : PEEK malzemedan üretilen eğrisel dişli çark [22].

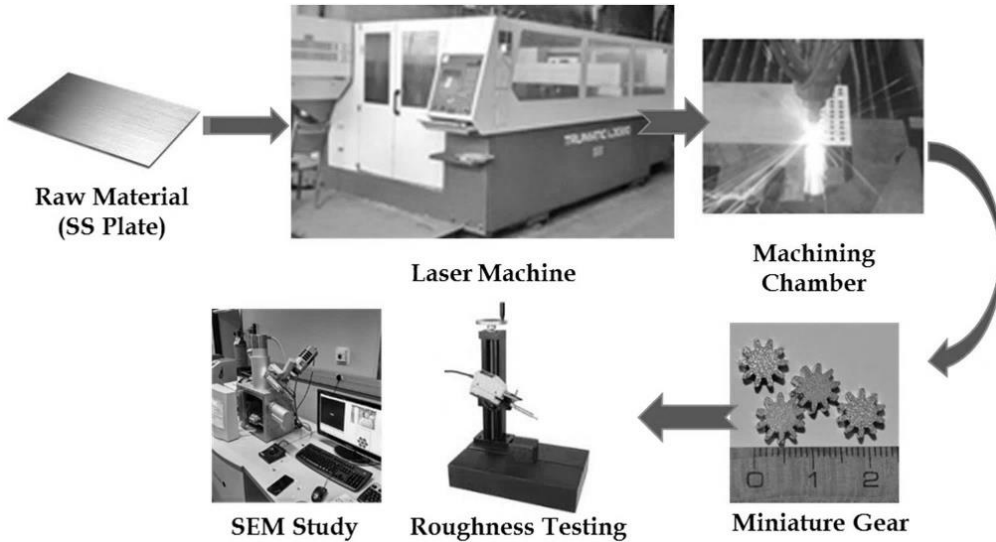
Zheng ve diğ. [23], dairesel olmayan eğrisel yeni bir dişli tipi için tasarım ve üretim yöntemi önermişlerdir (Şekil 2.15).



Şekil 2.15 : Dairesel olmayan eğrisel dişlilerin üretimi [23].

Dairesel olmayan düz dişli ile karşılaştırıldıklarında eğrisel dişlilerin daha yüksek bir temas alanına sahip olduğunu ve dairesel olmayan helis dişli ile karşılaştırıldıklarında daha küçük bir aksenal itme kuvvetine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca yüzey frezeleme yöntemi ile başarılı bir şekilde üretilen bu dişlilerin endüstriyel seri üretim olasılığının olduğunu belirtmişlerdir.

Anghel ve diğ. [24], CO₂ lazer kesim yöntemiyle dişli üretmeyi başarmışlar ve fark kesme parametrelerinin dişlerin yüzey pürüzlülüğüne (R_a) olan etkisini araştırmışlardır (Şekil 2.16).

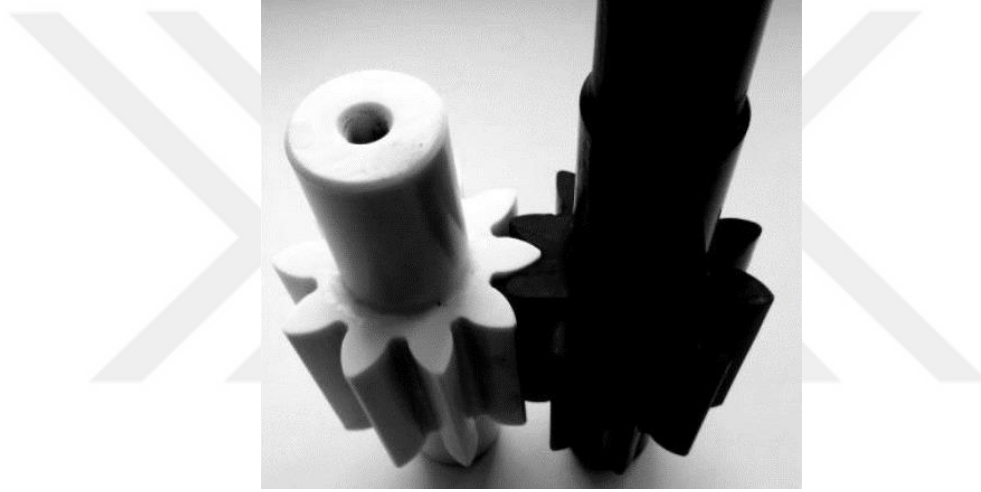


Şekil 2.16 : CO₂ lazer kesim yöntemi ile dişli çark üretim şeması [24].

RSM ile yirmi dokuz deney yaptıkları çalışmada optimum kesme parametrelerini bularak en uygun yüzey morfolojisine sahip dişli çarkları üretmişler ve lazer ışını ile dişli çark imal etme potansiyelini ortaya koymuşlardır.

Günümüzde gelişen teknolojiyle birlikte yüksek teknoloji malzemeler ortaya çıkmıştır. Araştırmacılar geleneksel dişli çark malzemelerine göre nispeten daha hafif olan polimer malzemeler ve kompozit malzemeler gibi çeşitli alternatif malzemeleri, dişli çark malzemesi olarak düşünmeye başlamışlardır.

Rodionov ve diğ. [25], yaptıkları bir araştırmada dişli pompalarda kullanılan dişli çark çiftini polimer malzemedan üretmişlerdir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 : Polimer malzemedan üretilen dişli çark çifti [25].

Böylece dıştan dişli pompa için tahrik eden dişli ve tahrik edilen dişlileri polimer malzemedan yeniden üretilip çelik malzemedan üretilen dişli çifti ile gürültü seviyelerini kıyaslamışlardır. Deneyler esnasında yüksek servis basınç seviyelerinde polimer malzemedan üretilen dişli çark, oluşan kuvvetleri taşıyamadığından muylu kısmından hasar gördüğünü ve bu durumun daha mukavemetli bir polimer malzeme ile çözülebileceğini bildirmişlerdir. Yazarlar, polimer malzemedan yapılan dişli çarklar kullanımının polimer malzemenin esnekliğinden dolayı basınç dalgalanmasını azalttığını, pompa üretim maliyetinin düşmesine ve pompa gürültü düzeyinin de düşmesine neden olduğunu belirtmişlerdir.

Feng ve diğ. [26] dişli pompalarda kullanılan dişli çarkların alt yüzey pürüzlülüğünü, farklı element (itriyum, seryum ve tantal) ilavelerinin kaplamaya olan etkisini, grafit benzeri karbon kaplamaların kalınlık homojenliğini ve bu kaplamaların dişli pompa gürültü seviyesine

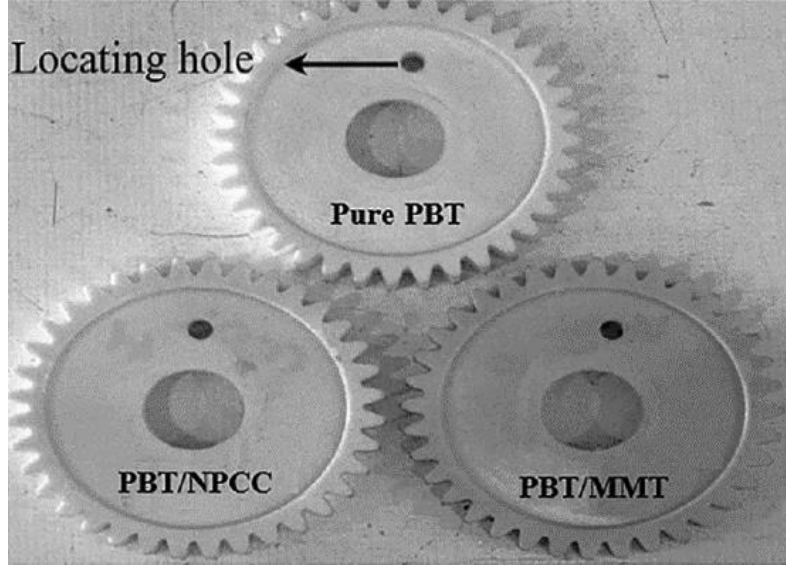
olan etkilerini incelemişlerdir. Araştırma sonuçlarına göre dişli çark alt yüzeyinin yüksek pürüzlülük değerlerinin kaplama kalınlığı homojenliğini olumsuz etkilediğini, tantal element katkısının homojenliği iyileştirdiği, kompleks kaplama modelinin pompa gürültü seviyesini 10 dB kadar azalttığını tespit etmişlerdir.

Dhirendra ve diğ. [27], paslanmaz çelik, kompozit Ti-3Al-8V-6Cr-4Mo-4Zr ve çinko AC41 malzemelerinden oluşturulan 3B model dişli çarkları kullanarak SolidWorks yazılımında şekil değiştirme analizine tabi tutmuşlardır. Analiz sonuçlarına göre kompozit malzemeden üretilen dişli çarkların diğer dişli çarklara göre deformasyona en az uğrayan dişli çark olduğunu ve bu dişli çarkların diğer dişli çarklara göre daha iyi bir alternatif olduğunu tespit etmişlerdir.

Miller ve Hoic [28], dişli çiftlerinin tasarımı ve optimizasyonu üzerine mevcut çalışmaların incelemesini yapmışlardır. Mevcut çalışmalar için optimizasyon adımlarını ayrıntılı ele alarak dişli tasarımı ve optimizasyonu hakkında yönerge sağlamışlardır.

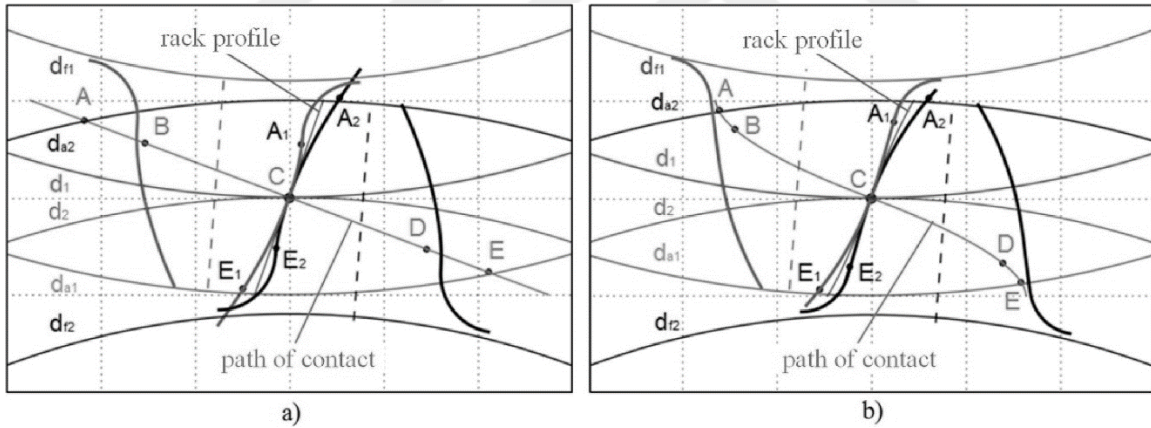
Lu ve diğ. [29], polimer (asetal) malzeme kullanılarak üretilen dişli çarkların mekanik ve yorulma özelliklerini incelemişlerdir. Değiştirilmiş Brown-Miller multi-eksenel yorulma kriteri önerilerek yorulma ömrünün tahmin edilmesi sağlanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda bu dişlilerde sıcaklık artışıyla birlikte, dişli modülünün bozularak temas basıncını azalttığı ve buna bağlı olarak yorulma ömrünü tehlikeye attığı tespit edilmiştir.

Ayrıca PBT polimer ana matrisi ile oluşturulan kompozit malzemelerin dişli çark üzerine uygulamaları da mevcuttur [30-33]. Gerçekleştirilen bu çalışmalar dişli çarkların çalışma esnasında aşınma davranışlarını ve termal davranışları üzerinedir. Çalışma sonuçlarına göre farklı takviye elemanları ile iyileştirilmiş nanokompozit malzemelerden üretilen dişliler daha iyi performans gösterdiği belirtilmiştir.



Şekil 2.18 : PBT ana matrisli polimer kompozit dişli çarklar [31].

Zorko [34], yaptığı bir çalışmada dişli çarklar için evolvent profil ve s profili karşılaştırmıştır (Şekil 2.19).



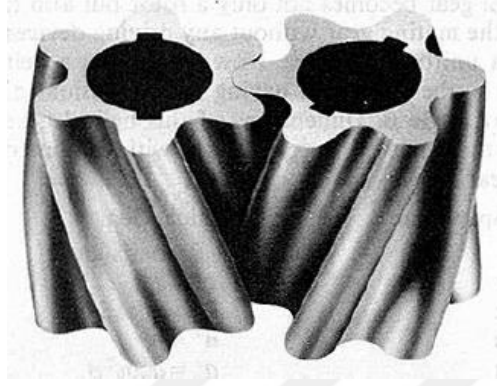
Şekil 2.19 : Diş profilleri (a) evolvent profil (b) s profil [34].

Dişli çark çiftlerinden tahrik eden dişliyi POM malzemeden ve tahrik edilen dişliyi ise PA 66 malzemesinden üretmiştir. Bu dişliler için üç farklı tork seviyesinde (0.6, 0.8 ve 1.0 Nm) diş eğilme yorulmasını araştırmıştır. Araştırma sonuçlarına göre S profile sahip dişli çarkların evolvent profile sahip dişli çarklara göre %100'e kadar daha fazla yorulma ömrü sergilediğini tespit etmiştir.

Yapılan bir çalışmada, dıştan dişli pompaların montajı göz önünde bulundurularak modal analiz yapılmıştır ve pompaların dinamik özellikleri incelenmiştir. Bu çalışmada önerilen farklı modelleme yaklaşımları ile titreşim azaltma stratejileri kısaca tartışılmıştır [35].

2.2 Dıştan Dişli Pompalarda Verimlilik Üzerine Yapılan Çalışmalar

Mitome ve Seki [36], dişli pompalarda kullanılan düz dişli çarklar için yeni bir temas yolu tasarlamışlardır (Şekil 2.20).

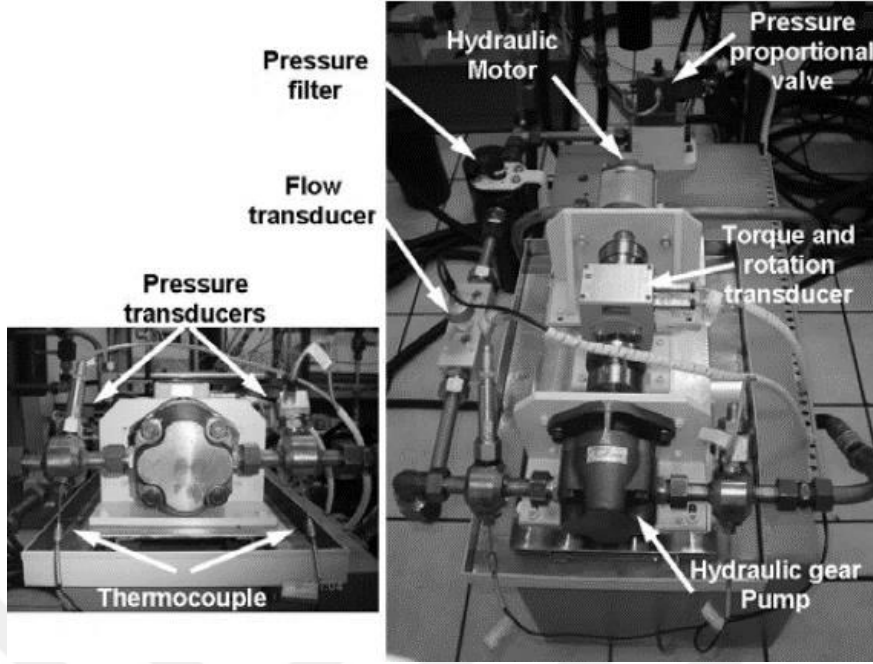


Şekil 2.20 : Tasarlanan helisel dişli çark çifti [36].

Tasarladıkları bu profili aynı zamanda helisel dişli çarklara da uygulayarak dişli pompa üzerinde performans testlerine tabi tutmuşlardır. Sonuç olarak helisel dişli pompanın yüksek verimliliğe sahip olduğunu, yüksek emiş kabiliyetine sahip olduğunu ve gürültü seviyesinin düşük olduğunu tespit etmişlerdir.

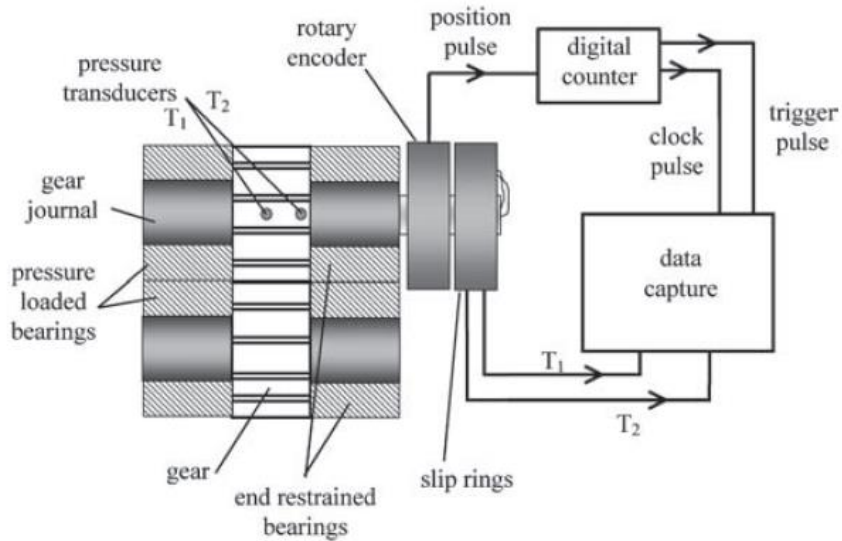
Tessman ve Hong [37], genel olarak ifadeleri ve gerçek test verilerini kullanarak dıştan dişli bir hidrolik pompanın performansını değerlendirmişlerdir. Ayrıca dişli pompa kaçağı için yaygın kullanılan denklemi hız ifadesi içerecek şekilde yeniden sunmuşlardır. Yaptıkları deneysel çalışmalarla dişli çark dönüş hızının pompa performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır.

Lana ve Negri [38], bir dıştan dişli pompada giriş ve çıkış portlarındaki hidrolik yağ sıcaklığının analizine dayalı olarak pompa verimliliğinin tespiti üzerine teorik ve deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Oluşturdukları modelde pompa giriş ve çıkış portlarındaki sıcaklıklarını basınç, tork ve dönem hızı gibi pompanın karakteristik parametreleri ile ilişkilendirmişlerdir. Çalışma sonucunda pompa verimliliğinin belirlenmesinde pompanın yapısal özelliklerinden bağımsız olarak yalnızca akışkan özelliklerini gerektirdiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca bu modelin tüm dıştan dişli pompalar için uygulanabilir olduğunu savunmuşlardır.



Şekil 2.21 : Geliştirilen model için dişli pompa deney düzeneği [38].

Eaton ve diğ. [39], evolvent profilli dişli pompada meydana gelen basınç olaylarının değerlendirilebilmesi için bir model sunmuşlardır. Bu modelde özellikle kavitasyon olayı ile ilgilenmişlerdir. Geliştirdikleri model tahrik eden ve tahrik edilen dişli diş aralarında oluşan akışkan hacmi dikkat alır ve bu akışkan hacmi dikkate alarak süreklilik denklemleri kurar. Modelin dişlilerin birbirine temas ettikleri bölgedeki basınç tahminlerini başarılı bir şekilde gerçekleştirdiğini bildirmişlerdir.

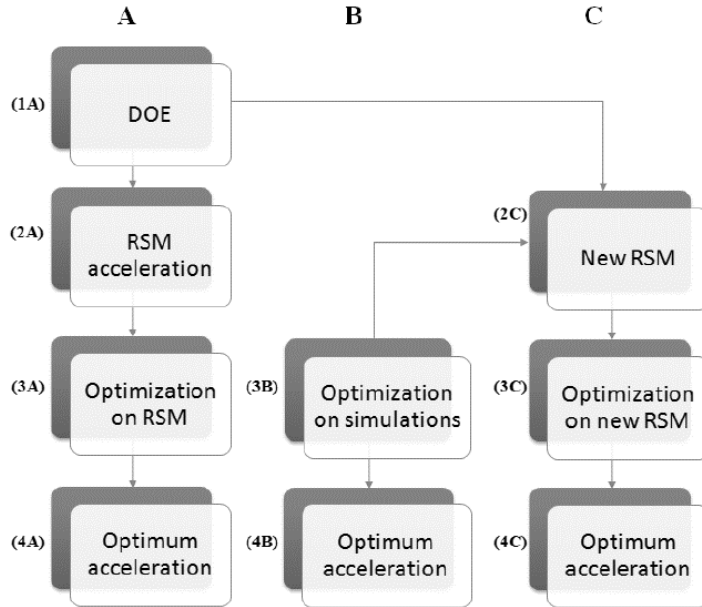


Şekil 2.22 : Dişli pompa test düzeneği şematik görünümü [39].

Casoli ve diğ. [40], dıştan dişli pompa akış simülasyonunu yeni bir sayısal model ile açıklamışlardır. Servis basınç kısmındaki basınç dalgalanmasını doğru bir şekilde tahmin edebilmek için AMESim yazılımını kullanmışlardır. Ticari bir dıştan dişli pompa ile deneysel ölçümler yaparak simülasyon verilerini başarıyla doğrulamışlardır. Maksimum ve minimum basınç tahminlerini, kavitasyon bölgelerini ve gürültü seviyesini düşürmede simülasyon ortamının önemine değinmişlerdir.

Strasser [41], dıştan dişli pompa akışkan analizi için dinamik mesh kullanarak bir çalışma gerçekleştirmiştir. Analizleri ANSYS Fluent ticari yazılımı kullanarak gerçekleştirmiştir. Doğru bir yakınsama için zaman adımı başına 0,0003 devir çözücü hızı ve çözümün yarı kararlı bir yapıya ulaşması için en az 15 tam bir tura ihtiyaç olduğunu belirtmiştir.

Mucci ve diğ. [42], yüksek hız ve düşük devirde çalışan otomotiv endüstrisinde kullanılan dıştan dişli pompalar için pompa titreşim seviyesini azaltmak amacıyla toplu parametre modeline dayanan özgün bir optimizasyon işlemi gerçekleştirmişlerdir. Akışkan yağ viskozitesi, akışkan yağ yığın modülü, burç kanal genişliği ve radyal boşluk bu model için değişken parametreler olarak tanımlamışlardır. Bu optimizasyon işlemi için DOE (design of experiment), RSM (response surface modelling) ve diferansiyel evrim algoritması olmak üzere üç farklı optimizasyon metodolojisi kullanmışlardır (Şekil 2.23).

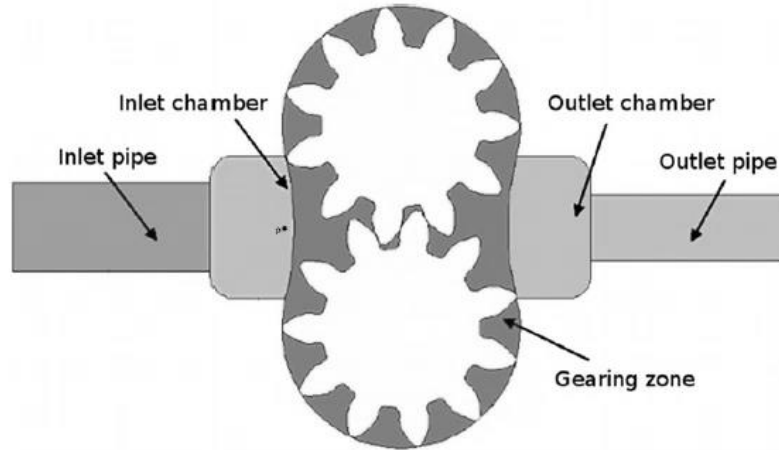


Şekil 2.23 : Optimizasyon metodolojisinin şematik görünümü [42].

Çalışma sonuçları bu üç optimizasyon metodolojisinin kombinasyonunun çok iyi sonuçlar verdiğini ve sıcaklık artışıyla birlikte titreşimin arttığını belirtmişlerdir.

Wang ve diğ. [43], dıştan dişli pomplarda dişli çarkların birbirine geçtiği bölgedeki ani basınç yükselmesi ile ilgili sorunu analiz etmişlerdir. Ani basınç artışlarının gürültü, verimsizlik ve yorulma problemlerini ortaya çıkardığını belirtmişlerdir. Çalışmada aşınma plakaları profillerini ve dişli boşluklarını optimizasyon teoremini kullanarak yeniden tasarlamışlardır. gürültü seviyesinde ve mekanik verimde iyileşme sağlandığını belirtirler de hacimsel verimin düşebileceğini bildirmişlerdir.

Del Campo ve diğ. [44], dıştan dişli pompaların hacimsel verimliliğinde kavitasyonun etkisini incelemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile basitleştirilmiş iki boyutlu bir sayısal yaklaşım geliştirmişlerdir (Şekil 2.24).

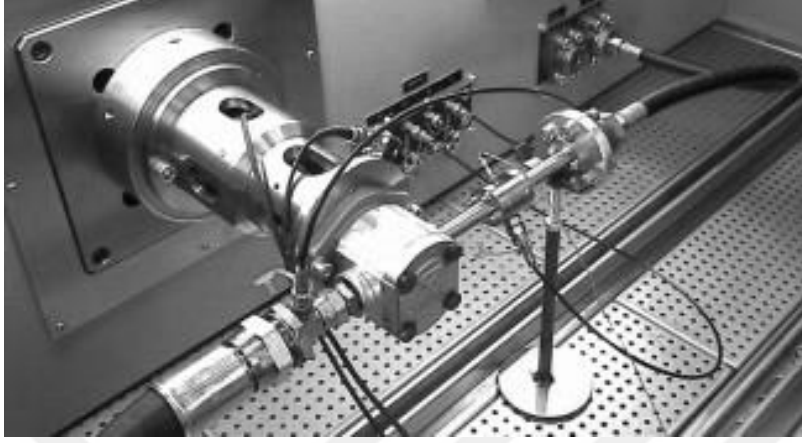


Şekil 2.24 : 2B dıştan dişli HAD analiz modeli [44].

Geliştirdikleri 2B modelin, hacimsel verimin gerçekçi değerlerinin tahmin edilmesini engellediğini fakat kavitasyonun pompa verimi üzerindeki etkisini incelemek için yeterli olduğunu belirtmişlerdir. Akışkan içerisinde bulunan hava hacminin, yüksek dönüş hızlarında daha fazla kararlı hale geldiğinden dolayı akış düzensizliğini azalttığı bildirilmiştir.

Zhou ve diğ. [45], kavitasyon olayının dinamik özelliklerini dikkate alarak akışkan özelliklerini değerlendirmek için bir model sunmuşlardır. Araştırmacılar, sıvı özelliklerini tanımlayan yeni bir model olan Tam Kavitasyon Modeli'nin basitleştirilmiş bir formülasyonunu kullanmışlardır. Yeni akışkan modelinin temel formülasyonu daha önce dişli pompalar için sadece iki diş arası boşluğu için doğrulanmışken bu çalışmada önerilen

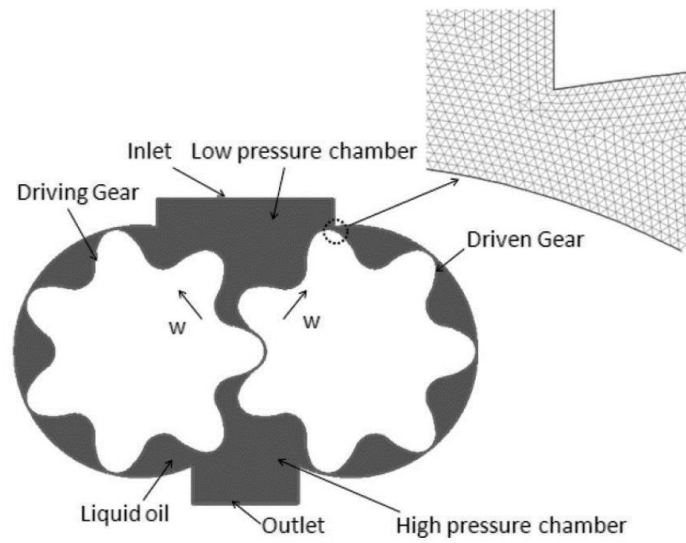
formülasyon bütün sistem için uygulanmıştır. Dıştan dişli pompalar için önerilen bu modelin doğrulanmasının sağlanması için uygun bir deney düzeneği geliştirilmiştir (Şekil 2.25).



Şekil 2.25 : Dıştan dişli pompa için deney düzeneği [45].

Modelleme tahminleri ile deneysel veriler arasındaki karşılaştırmaların yüksek model doğruluğunu gösterdiği tespit edilmiştir. Akışkan özelliklerinin değerlendirilmesine yönelik yeni modelin, toplu parametre modelleri için uygun olduğu belirtilmiştir. Ayrıca önerilen modelleme yaklaşımı kullanılarak kavitasyonla ilişkili emme kapasitesi ve akışkandan kaynaklanan gürültü seviyesi daha detaylı bir şekilde analiz edilebileceği ifade edilmiştir.

Zhou ve diğ. [46], yüksek basınçlarda ve yüksek hızlarda kullanılan dairesel profilli dişli pompaların performanslarını araştırmışlardır (Şekil 2.26).

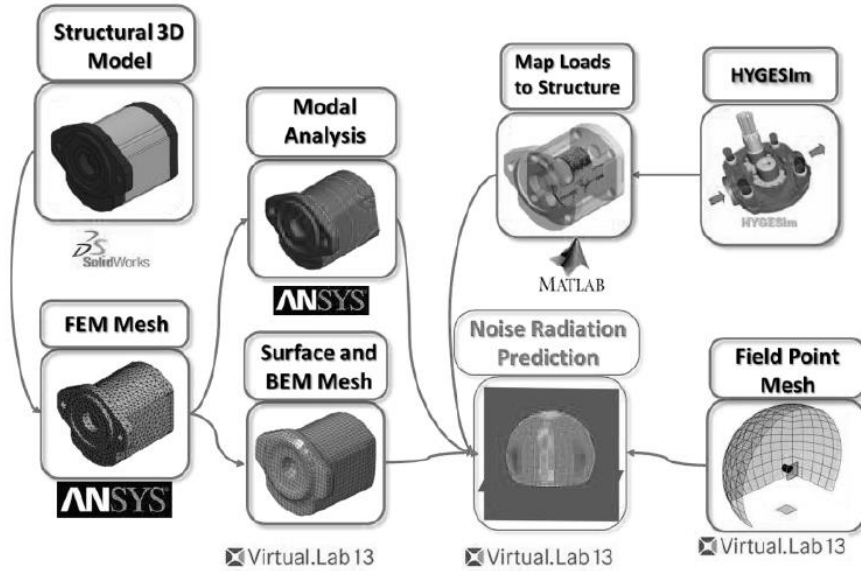


Şekil 2.26 : Daire profilli dişli pompa için akışkan geometrisi [46].

Öncelikle diş profilinin matematiksel modelini oluşturarak dişli çarkları tasarlamışlardır. Daha sonra ANSYS Fluent yazılımında oluşturulan model için farklı servis basınçlarında ve farklı dönme hızlarında HAD analizini gerçekleştirmişlerdir. Araştırma sonuçları, bu tip dişli çarkların kullanımının basınç dalgalanmasını azalttığını göstermiştir. Bu modelin dairesel profilli dişli pompalar için temel bir model olarak ele alınabileceği belirtilmiştir.

Mocilan ve diğ. [47], dıştan dişli pompaların endüstriyel olarak tasarlanması, çözüm ağının oluşturulması ve analiz edilmesine dayanan genel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bunun için pompanın dinamik davranışını tahmin edebilecek bir model sunmuşlardır. Gambit yazılımının parametrik özelliklerinin de kullanıldığı bu model, sonlu hacimler metoduna dayalı bir HAD analizidir. Oluşturulan bu model ile pompa çıkış kısmındaki kavitasyonun azaltıldığı bildirilmiştir.

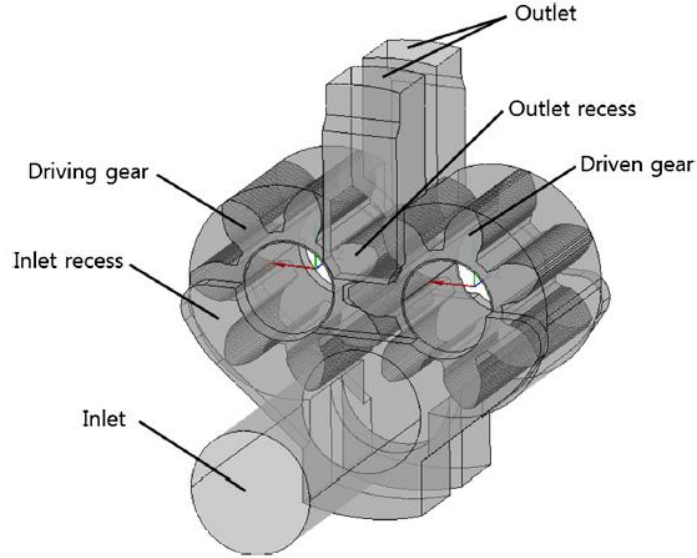
Woo ve diğ. [48], yüksek basınç uygulamaları için dıştan dişli pompaların ürettikleri gürültünün gürültü kaynağı ile arasındaki ilişkinin araştırılmasında faydalı ve etkili olabilecek modelleme teknikleri geliştirme ve sessiz çalışan bir dişli pompa için tasarım kılavuzu oluşturmayı amaçlamışlardır (Şekil 2.27).



Şekil 2.27 : Önerilen model için akış şeması [48].

Farklı çalışma koşulları için ses gücü ve ses basıncını akustik modelin ana sonuçları olarak sunmuşlardır. Ayrıca model ile tahmin ettikleri gürültü seviyesini deneysel ölçümlerle karşılaştırarak doğrulamışlardır.

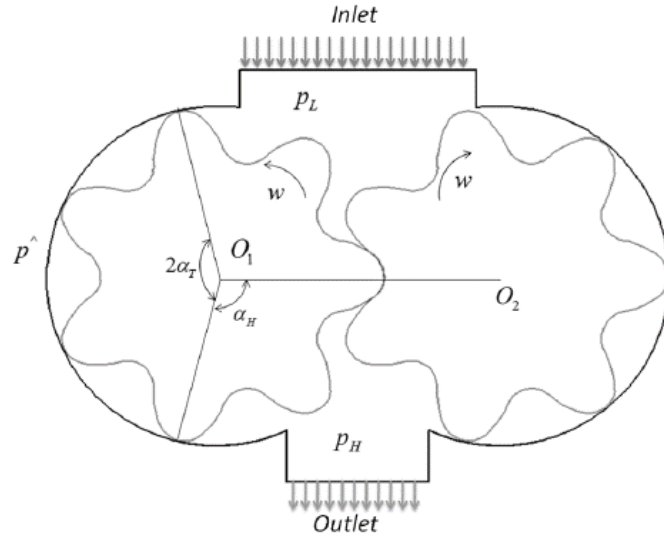
Yoon ve diğ. [49], 3B geometrik tasarım parametrelerinin debi gibi pompa performans özellikleri üzerindeki etkilerini incelemek için bir dıştan dişli pompanın HAD analizlerini yapmışlardır (Şekil 2.28).



Şekil 2.28 : Dıştan dişli pompa hesaplama alanı [49].

Pompa performansını etkileyen en önemli faktörleri HAD analizi aracılığı ile belirlemişlerdir. Parametrik çalışma öncesinde deneysel çalışmalar yaparak simülasyon sonrası elde edilen değerler doğrulanmıştır. ISM yöntemi ile yapılan analizler sonucunda önceki 2B basitleştirilmiş model ile yapılan analizlerin yetersiz kaldığını belirtmişlerdir. Deneyler ve analizler sonucunda radyal ve eksenel boşlukların pompa tasarım parametreleri arasında verimliliğe etki eden en önemli parametreler olduğunu açıklamışlardır.

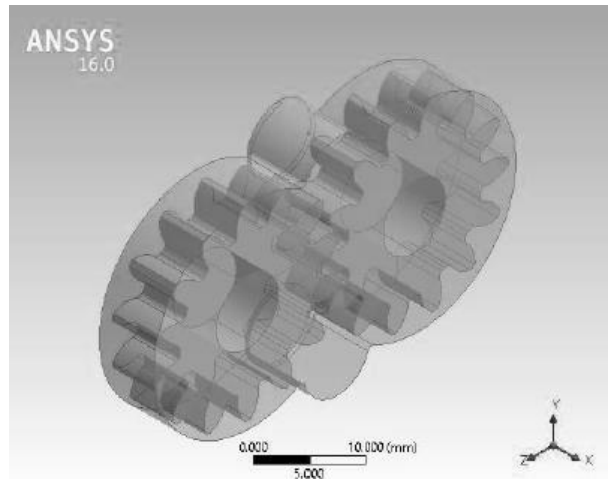
Zhou ve Hao [50], dairesel profilli dişli pompaların debisi ve geri akışları üzerine çalışma yapmışlardır (Şekil 2.29).



Şekil 2.29 : Çalışma için önerilen pompa modeli [50].

Bu amaçla dıştan dişli pompa için aksenal ve radyal geri akış modellerini geliştirmişlerdir. Geri akışlar, farklı çıkış basınçlarında ve farklı dönme hızlarında analiz edilmiştir. Ayrıca eksantrikliğin geri akış üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Buna göre dönme hızının artmasıyla geri akışın azaldığı ve hacimsel verimin arttığı gözlemlenmiştir. Eksantrikliğin ve çıkış basıncının artmasıyla geri akışın arttığı bununla birlikte hacimsel verimin düştüğü belirtilmiştir.

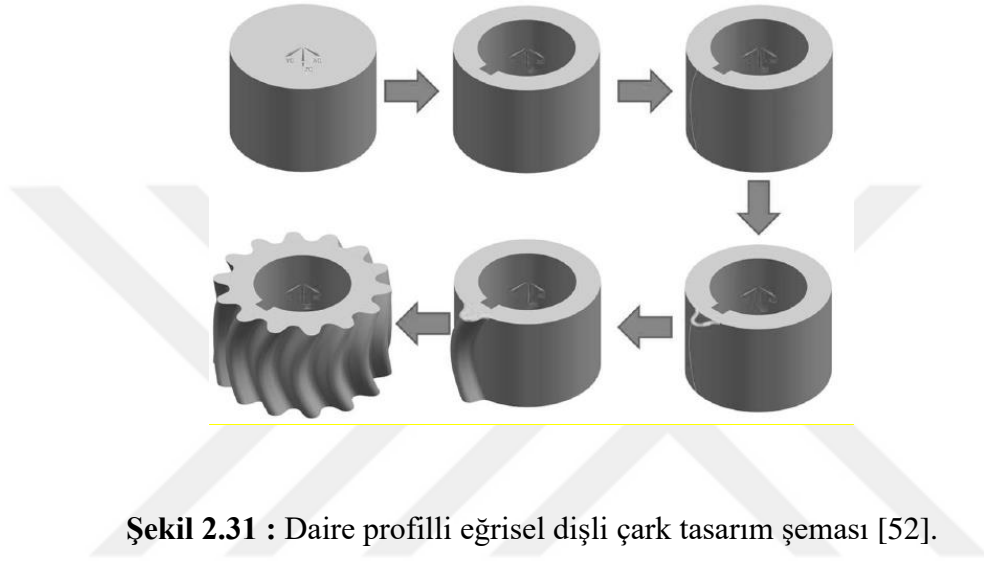
Mali ve diğ. [51], dıştan dişli pompaların çeşitli çalışma şartlarında hızlı bir şekilde verimini tahmin edebilmek için ANSYS CFX yazılımını kullanarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.30).



Şekil 2.30 : ANSYS CFX kullanılarak yapılan simülasyon modeli [51].

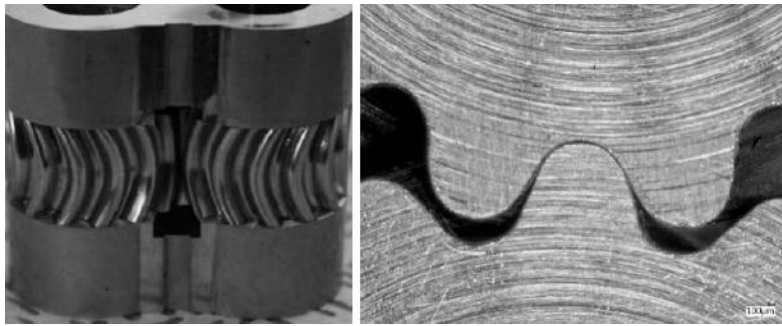
HAD analiz sonuçlarını deneysel sonuçlarla kıyaslayarak istenilen seviyede yakınsama elde ettiklerini belirtmişlerdir. Yapılan çalışmalar neticesinde dişli çarkların üretimi sonrası elde edilen yüzey pürüzlülüğünün önemi vurgulanmıştır.

Williams [52], dıştan dişli pompalarda kullanılan evolvent profilli düz dişli çarkların oluşturduğu gürültü seviyesini azaltmak ve hacimsel verimliliği artırmak amacıyla daire profilli eğrisel dişli çarkları ilk defa tasarlamıştır (Şekil 2.31).



Şekil 2.31 : Daire profilli eğrisel dişli çark tasarım şeması [52].

Düz dişli çarkların üretim kolaylığı gibi birçok avantajının olmasının yanında en büyük dezavantajının gürültü seviyesi olduğunu belirtmiştir. Buna göre pompa elemanlarının imalatını tamamlayıp deneysel çalışmaları gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.32).



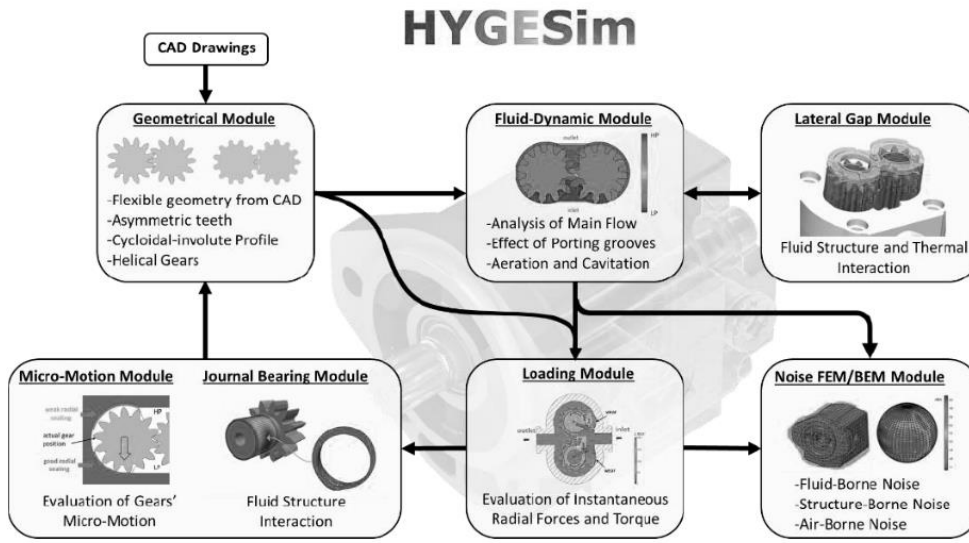
Şekil 2.32 : Daire profilli eğrisel dişli çark çifti [52].

Deneysel çalışma sonuçlarına göre, tasarladığı yeni dişli çarka sahip pompanın hacimsel verimi, düz dişli çarka sahip pompa hacimsel verimine göre %10 daha fazla olduğunu ve yaklaşık 7 dB daha az gürültü seviyesine sahip olduğunu belirtmiştir.

Battara ve Muchi [53], dıştan dişli pompa verimlilik tahmini için toplu parametre modeli kullanarak güven aralıklarına dayalı istatistiksel bir değerlendirme sunmuşlardır. Model doğrulamalarının, benzer pompaların deneysel sonuçlarının istatistiksel bir yaklaşımla değerlendirildikten sonra yapılmasının uygunluğunu ve dişli pompa radyal boşluklarının pompa performansına olan etkisini göstermek istemişlerdir. Yazarlar, radyal boşluklardaki çok küçük değişikliklerin pompa performanslarında büyük değişikliklere yol açtığını ve modellerin doğrulanmasında istatistiksel yöntemin kullanılmasının ihmal edilemez bir rol oynadığını belirtmişlerdir.

Yeni bir dıştan dişli pompa tasarımı, iyi bir pompa verimliliği elde etmek için birçok hususun dikkate alınması gerekmektedir. Bu kapsamda optimum sonuçlara ulaşabilmek için pompanın tasarım aşamasından itibaren tasarım parametrelerinin optimize edilmesi gerekmektedir. Abdellah El-Hadj ve Abd Rahim [54], dıştan dişli pompa tasarımını optimize etmek için ANSYS CFX ticari yazılımı ile parametrik analiz yapmışlardır. Pompa emme hattı giriş çapı ve dişli çark dönme hızı iki farklı parametre olarak kullanılmıştır. RSM yöntemi ile tasarladıkları pompa için 15 mm'lik giriş çapı ve 3500 dev/dk dönme hızının optimum pompa performansını sağladığını bildirmişlerdir. Ayrıca pompa içerisindeki giriş ve çıkışlarda oluşan türbülansların önlenmesi için giriş çıkış delikleri için yuvarlatma önerisi getirmişlerdir.

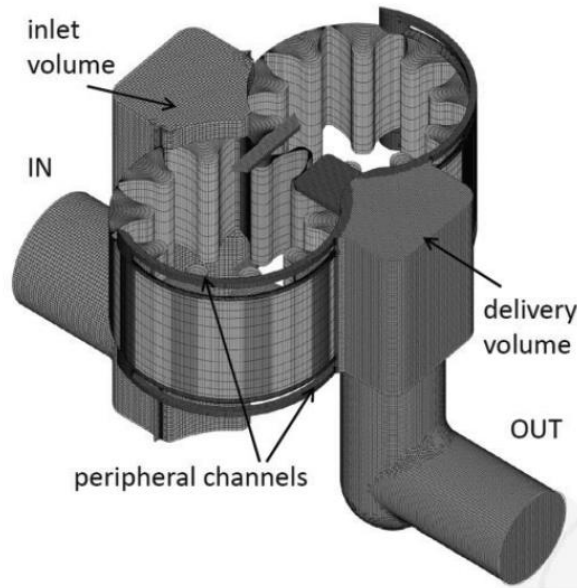
Rituraj ve diğ. [55], dıştan dişli pompalarda kullanılan akışkanların sıcaklık değişimini incelemek için toplu parametre tabanlı bir termal model sunmuşlardır. Model, pompanın çalışması sırasında akışkanın giriş kısmından çıkış kısmına olan taşınımı ile sıcaklığın nasıl değiştiğini ortaya koymaktadır. Bu termal model referans alınan bir dıştan dişli pompa modeli ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Termal modelin analizi daha önce yazarlar tarafından geliştirilen HYGESim yazılımı ile yapılmıştır (Şekil 2.33).



Şekil 2.33 : HYGESim yazılım modülü [55].

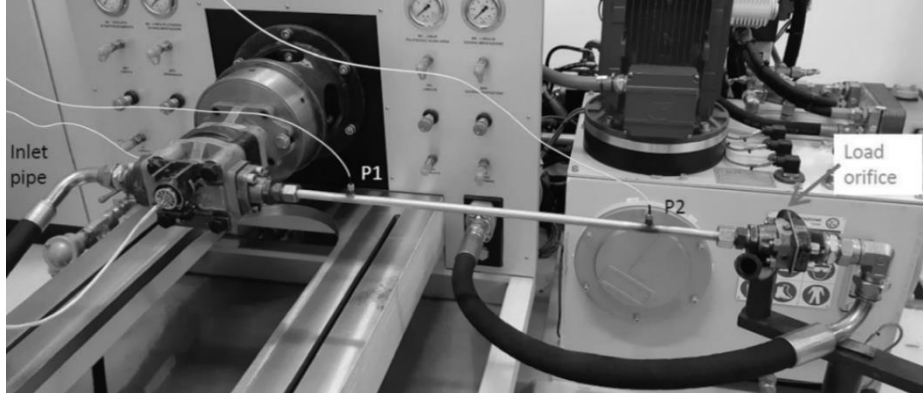
Analiz ve deney sonuçlarına göre geleneksel izotermal modeller, çok yüksek verime sahip olmayan dıştan dişli pompalar için uygun olabilirken yeni termal model, düşük verimli dıştan dişli pompa ve yoğun işletme koşullarına sahip dıştan dişli pompalar için vazgeçilmez olduğunu belirtmişlerdir.

Corvaglia ve diğ. [56] Simerics MP+ de geliştirilen dıştan dişli pompa için CFD model sunmuşlardır (Şekil 2.34).



Şekil 2.34 : Simerics MP+ ' de geliştirilen HAD analiz modeli [56].

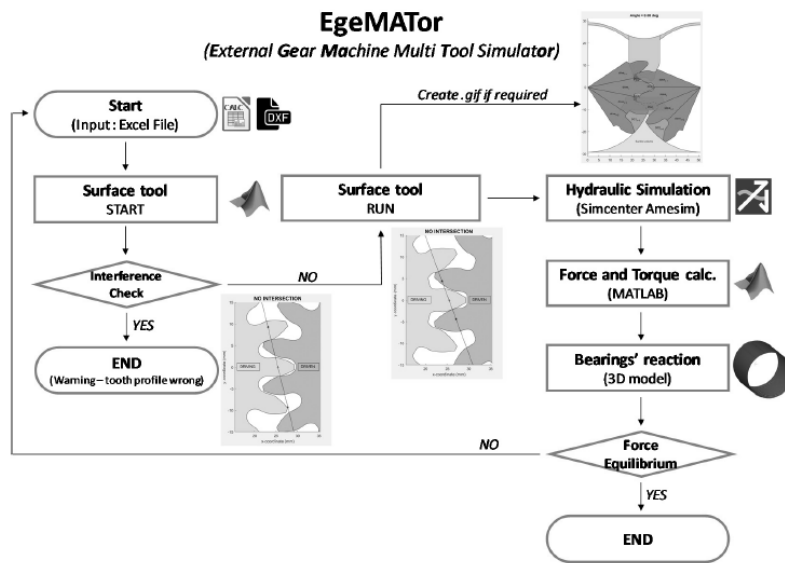
Ayrıca bu modeli deneysel olarak doğrulamak için basitleştirilmiş bir deney seti kurmuşlardır (Şekil 2.35).



Şekil 2.35 : Dıştan dişli pompa için basitleştirilmiş deney seti [56].

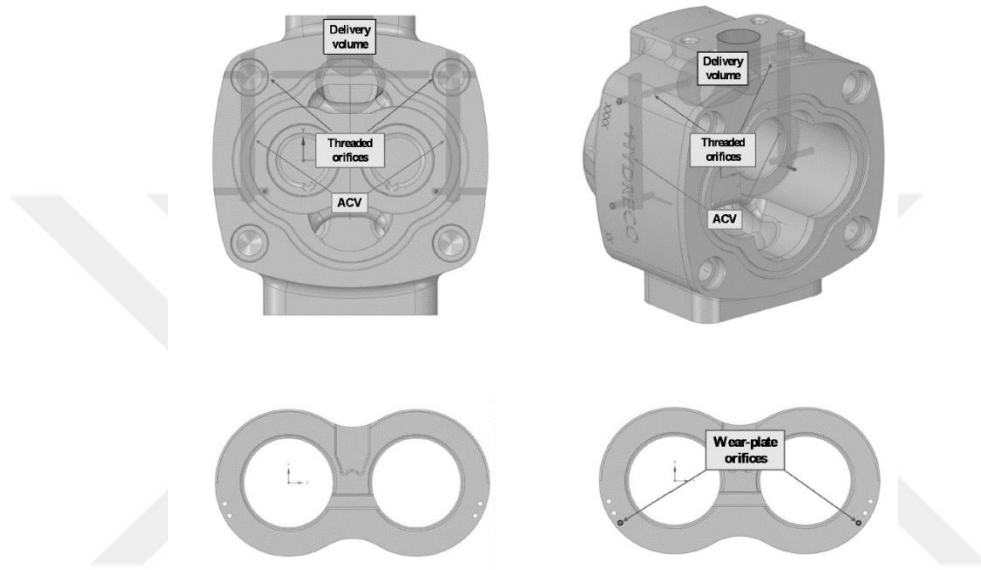
Simetrics MP+ yazılımının bu tür pompa analizleri için oldukça güvenilir bir yazılım olduğunu belirtmişlerdir. Deneysel doğrulama çalışmalarında kullandıkları Flotec cihazının CFD doğrulama araçları için güvenilir olduğunu ve oluşturulan modelin akış dalgalanmasını tahmin etmede başarılı bir model olduğunu belirtmişlerdir.

Marinero ve diğ. [57] prototip dıştan dişli pompada akış dalgalanmasından kaynaklanan gürültü emisyonunu minimum seviyeye indirmek için yenilikçi bir çözüm sunmuşlardır. Öncelikle bu pompa modelini tamamen simüle edebilen EgeMATor yazılımı geliştirilmiştir (Şekil 2.36).



Şekil 2.36 : EgeMATor yazılımının akış şeması [57].

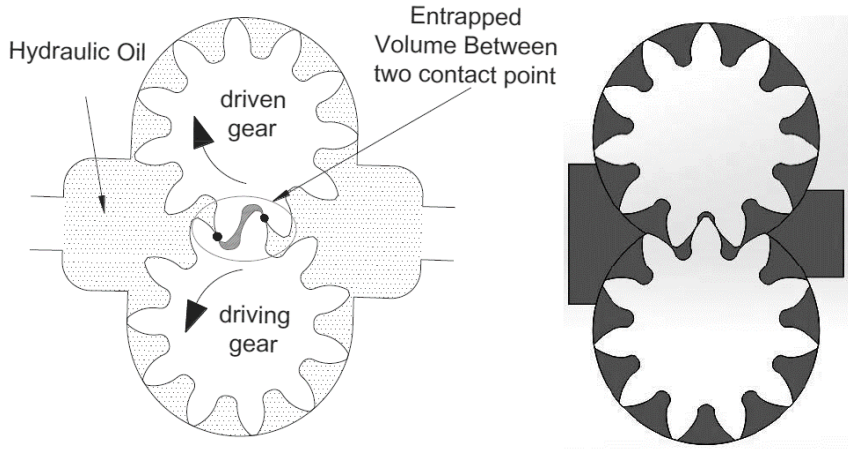
Simülasyon için benimsenen bu model, kontrol hacmi yaklaşımı kullanan toplu parametre yöntemine dayanmaktadır. Sonuçlar halihazırda kullanılan ticari bir yazılım (Simerics MP+) kullanılarak elde edilen HAD analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca akış dalgalanmasını azaltmak amacıyla “Alternative Capacitive Volumes (ACV)” adı verdikleri bir teknoloji geliştirerek geri akışları kontrol altına almayı ve azaltmayı hedeflemişlerdir (Şekil 2.37).



Şekil 2.37 : Önerilen teknolojinin gövde ve burç yüzeylerine uygulanması [57].

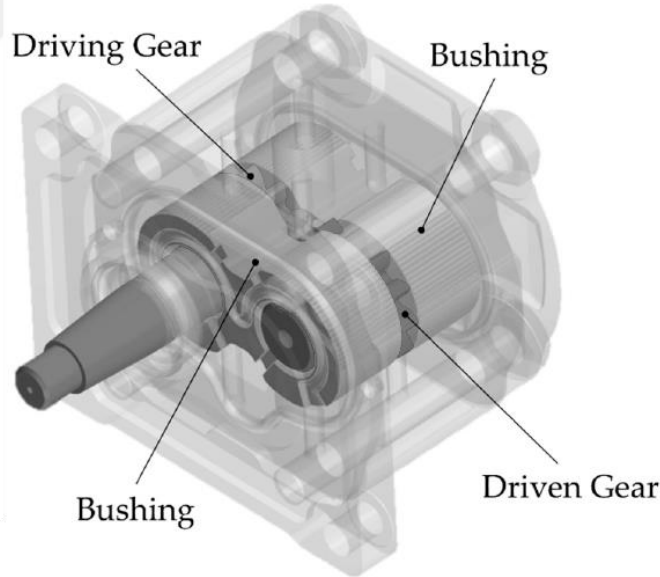
Ticari olarak kullanılan CFD yazılımının EgeMATor yazılımını başarıyla doğruladığını ve geri akış önleme teknolojisinin başarıya ulaştığını rapor etmişlerdir.

Sahoo [58], ANSYS Fluent ile yaptığı bir analizde 2B geometri kullanarak dönüş hızının geri akışlara olan etkisini ve kavitasyon durumunu tahmin etme yöntemini sunmuştur (Şekil 2.38).



Şekil 2.38 : Nümerik analiz için 2B dişli pompa modeli [58].

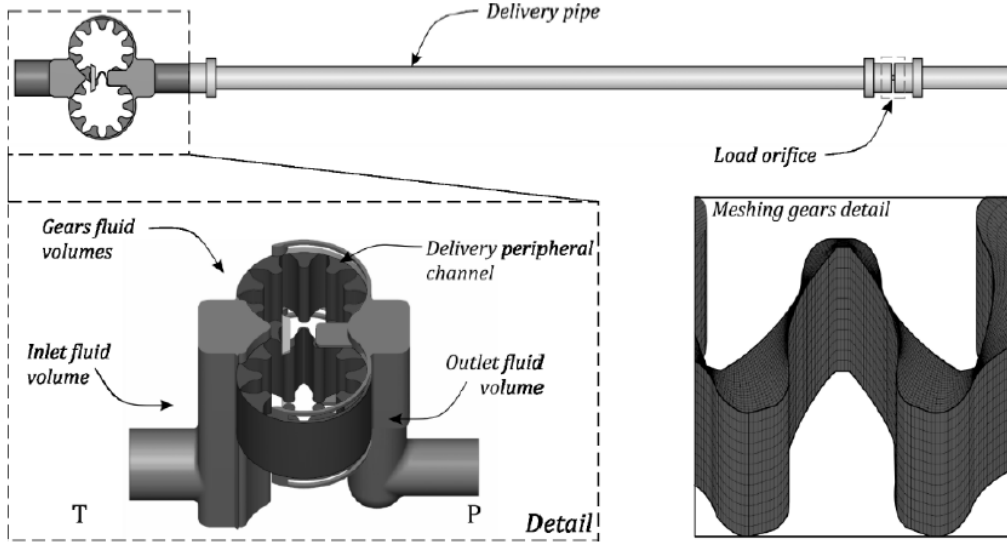
Muzzioli ve diğ. [59], çevre dostu endüstriyel taleplere binaen çevre dostu akışkanların dıştan dişli pompaların termo-akışkan-dinamik performansı üzerine araştırma yapmışlardır. Endüstriyel bir pompanın 3B geometrisinin simülasyonu için overset mesh tekniğine dayalı bir HAD analizi yaklaşımı geliştirmişlerdir (Şekil 2.39).



Şekil 2.39 : Kullanılan endüstriyel pompanın 3B modeli [59].

Endüstriyel olarak kullanılan geleneksel yağ (VG 46 vb.) dışında zeytinyağı ve BIOHYDRAN TMP 46 çevre dostu yağ kullanmışlardır. Kullanılan yağın sıkıştırılabilirliği pompa performansına olan etkisinin çok önemli olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca zeytinyağı ile yapılan deneylerde pompa hacimsel veriminin düşmesiyle birlikte yeterli basınç elde ettiğini ve operasyon sıcaklığının düştüğünü rapor etmişlerdir.

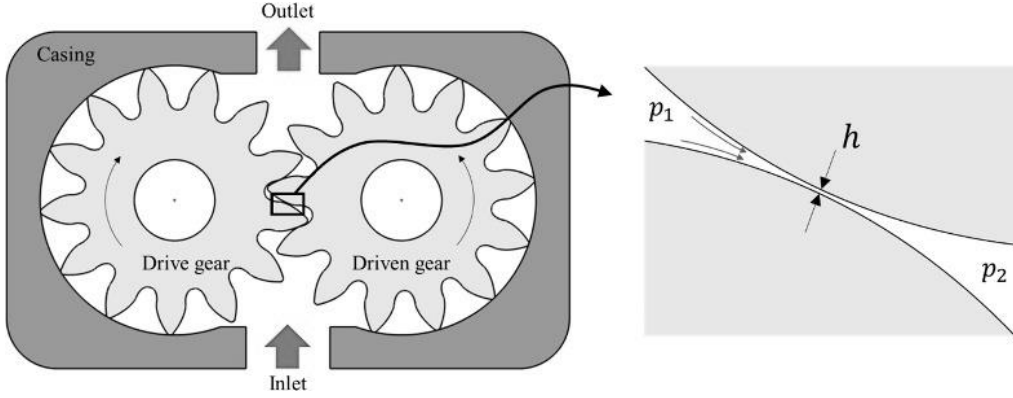
Corvaglia ve diğ. [60], akışkan gücü uygulamaları kapsamında dıştan dişli pompa için HAD analizi simülasyon modeli sunmuşlardır (Şekil 2.40).



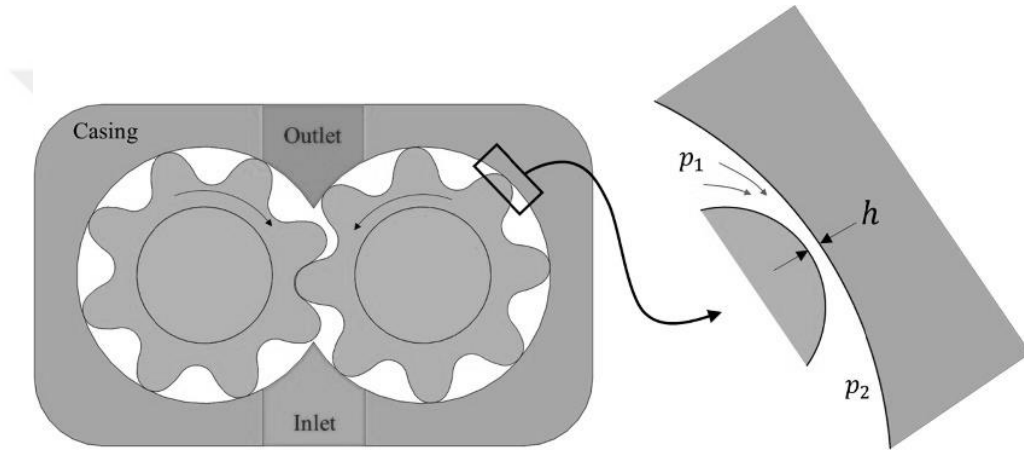
Şekil 2.40 : Simerics MP+ için geliştirilen HAD analiz modeli [60].

Çalışmanın amacını dişli çark dönüşü boyunca diş boşluklarındaki basıncı tahmin etmek ve pompanın tamamen dolu halindeki minimum giriş basıncını tespit etmek olarak açıklamışlardır. Simülasyon modelinin iç kaçak akış durumlarını da hesaba kattığını belirtmişlerdir. Pompa elemanlarının merkezleme oranının yüksek olduğu durumlarda özel bir ayar olmaksızın HAD analizinin diş boşluklarındaki basınç tahmininin çok iyi yapılabildiği aksi takdirde doğru sonuçlar vermediğini belirtmişlerdir. Ayrıca emme hattında maksimum emme basıncı veya maksimum hızı optimize etmek için bu modelin güvenilir bir model olduğu belirtmişlerdir.

Rituraj ve Vacca [61], mevcut simülasyon araçlarının doğruluğunu sınırlayan daraltılmış akış bölgelerini modelleyen çok az teknik olduğunu belirterek dıştan dişli pompalarda kaçak akış ve kavitasyon analizi için yeni bir akış modeli sunmuşlardır (Şekil 2.41 ve Şekil 2.42).



Şekil 2.41 : Düz dişli pompa için kaçak akış yolu [61].



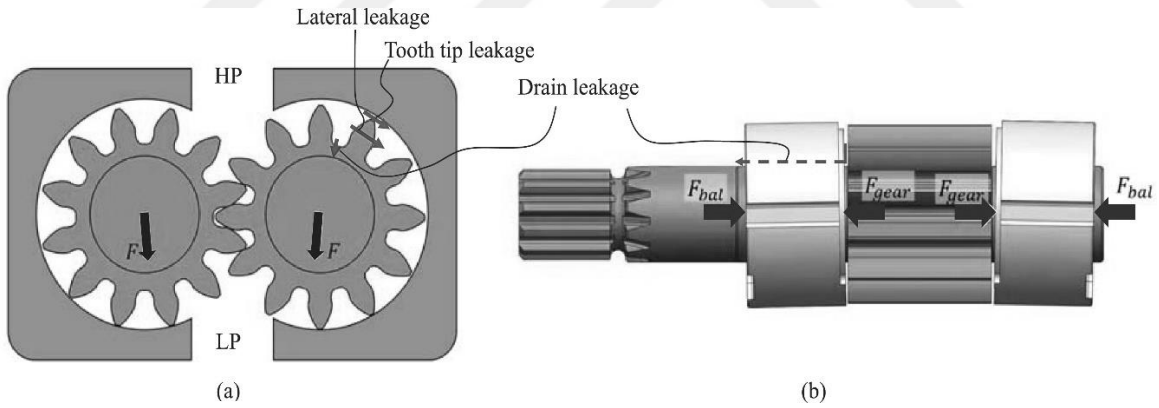
Şekil 2.42 : Sürekli temaslı helisel dişli pompa için kaçak akış yolu [61].

Akış daralma şekline, daralma hızına ve basınç farkına dayalı olarak önerilen modelde boyutsuz bir kavitasyon göstergesinin fonksiyonunu elde etmişlerdir. Boyutsuz parametreleri ANSYS Fluent ve Simerics MP+ HAD yazılımları ile elde etmişlerdir. Ayrıca özel bir dişli pompa test cihazı ile bu modeli doğrulamışlardır. Geliştirdikleri modelin kavitasyon rejimi dahil çok çeşitli akış rejimlerinde uygulanabilir olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca dıştan dişli pompa tasarımında kullanılan temel parametrelerin simülasyonu dahil edilebileceğini ve böylece kaçak akışın minimum düzeyde tutulabileceğini belirtmişlerdir.

Torrent ve diğ. [62], dıştan dişli pompalar için yatak burcunun hareket modellemesini, simülasyonunu ve deneysel çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Başlangıç olarak standart dişli pompa testleriyle pompa parametrelendirilmesini gerçekleştirmişler ve bunu diğer pompa modellerini simüle etmek için kullanmışlardır. Dişli pompa incelemesi için basit ve saha çalışmalarında sondaj makinesi ile deneysel olarak doğrulanmış bir tasarım aracı elde etmişlerdir. Modelin sınırlamalarına ve hipotezine rağmen hem laboratuvar hem de saha

testlerinde pompa hakkında çok önemli sonuçlar çıkarmaya mümkün kıldığını bildirmişlerdir. Ayrıca hacimsel verimliliğin, aynı çalışma koşullarında yatak burcunun farklı pozisyonlarda dengelenmesi ile alakalı olduğunu bildirmişlerdir.

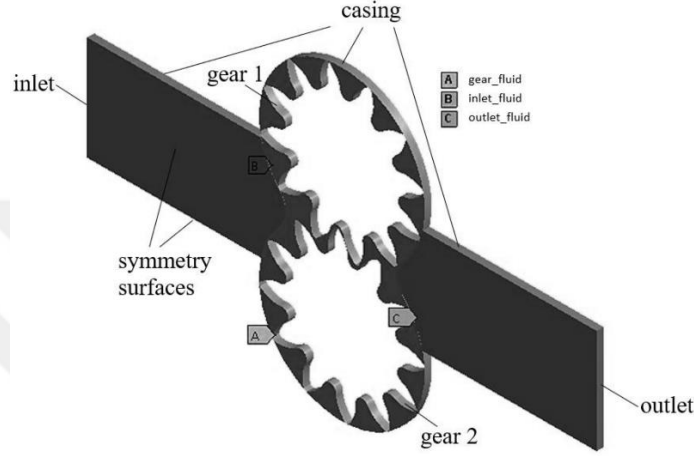
Dıştan dişli pompaların çalışması esnasında pompa iç elemanları arasındaki sürtünme, hidro-mekanik (tork) performansın azalmasına neden olur. Birçok pompa modellenmesi bu kayıplar için önemli sınırlamalara sahiptir. Bununla birlikte dıştan dişli pompalar için hidro-mekanik kayıpları modellemek için yeni bir metodoloji sunulmuştur. Hidro-mekanik kayıpların kaynaklarından olan dişli çarkların diş yüzeyindeki sürtünme, gövde-dişli çark arasındaki sürtünme ve dişli çark muylularındaki sürtünmeler, pompadaki mikro hareketler dikkate alınarak modellenmiştir (Şekil 2.43). Ayrıca elastohidrodinamik yağlamanın etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Sürtünme modellerinin toplu bir parametre simülasyonu aracına entegre ederek dişli pompanın çalışması simüle edilmiştir. Çalışma sonucuna göre tork kayıpları için en önemli nedenin dişli çarklardaki dişlerin birbirine geçme sürtünmesi olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca bu modelden elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyduğunu belirtmişlerdir [63].



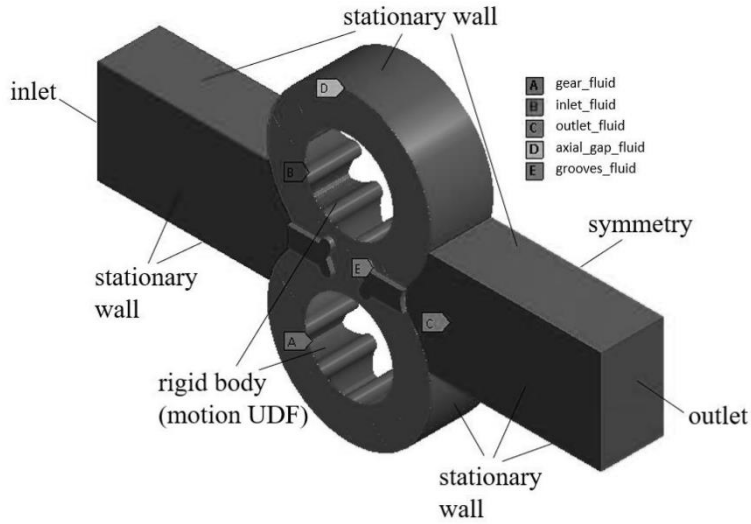
Şekil 2.43 : Dişli pompa üzerindeki kuvvetler ve kaçak akışlar [63].

Torrent ve diğ. [64], dıştan dişli pompanın çalışma aralığı boyunca akışkan dinamiğini tahmin etmek için bir metodoloji sunmuşlardır. Simüle ettikleri bir modeli, saha çalışmalarında sondaj makinesinin ek hareketlerini tahrik etmek için kullanmışlardır. Çalışma sonuçlarına göre düşük hız ve basınçlarda model ile tahmin edilen sonuçları tam olarak takip etmediğini tespit etmişlerdir. Buna neden olarak pompa içerisinde meydana gelen hidrostatik dengedeki belirsizliği öne sürmüşlerdir. Önerdikleri modelin gerçek çalışma koşullarında ise dıştan dişli pompaların çalışmasını karakterize edebilecek seviyede olduğunu belirtmişlerdir.

Dıştan dişli pompalarda tasarım basitliği kadar pompa içindeki akış da o kadar karmaşıktır. Pompa içindeki akış, tüm parametreler göz önünde bulundurulduğu zaman tanımlanması çok büyük bir zordur. Çeşitli çalışma parametreleri, farklı boşluk şekilleri ve aksenel ve radyal boşluklardaki kaçaklar pompa performansını etkiler. Bu durum göz önüne alınarak pompa verimliliğini etkileyen süreçleri araştırmak için 2B ve 3B HAD model sunulmuştur (Şekil 2.44 ve Şekil 2.45).



Şekil 2.44 : Dıştan dişli pompa için 2B HAD pompa modeli [65].

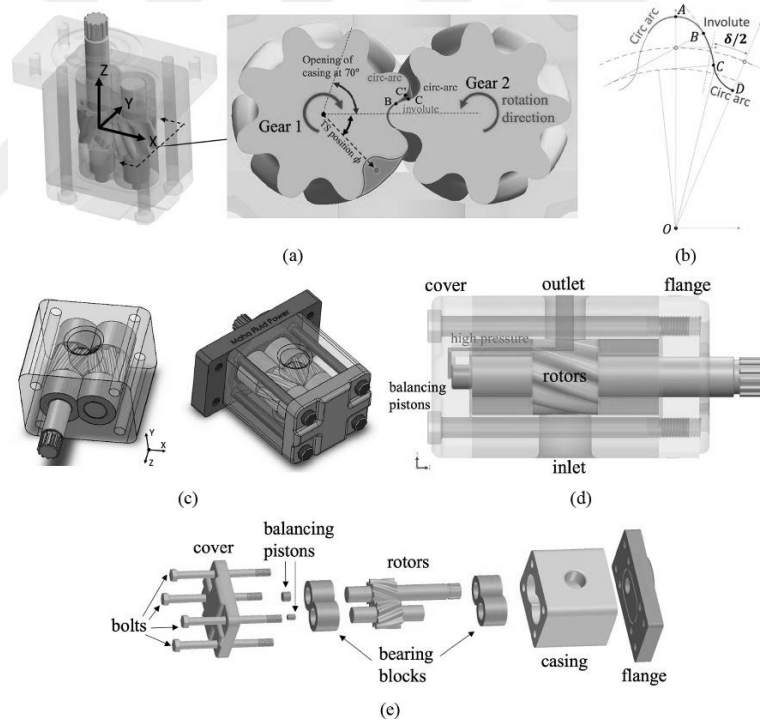


Şekil 2.45 : Dıştan dişli pompa için 2B HAD sınır koşulları [65].

Bu modeller ile radyal-aksenel boşlukların arasındaki ilişkiyi göstermek ve çevre üzerindeki basınç oluşumunu analiz etmek için sayısal analiz yapılmıştır. Sayısal analizler deneysel ölçümlerle desteklenerek CFD model için doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Beklendiği üzere artan kaçak boşlukları ile hacimsel verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca

HAD analizleri elde edilen sonuçlar ile deneysel ölçüm ile elde edilen sonuçlar arasındaki farkın da %3'ü geçmediği tespit edilmiştir. Çalışma sonuçları 3 boyutlu akışkan modelinin pompa içerisindeki akışı hesaplamasının daha güvenli evrensel bir araç olduğunu göstermiştir [65].

Sürekli temaslı helisel dişli çarkların kullanıldığı bir dıştan dişli pompa çalışmasında, hidrostatik dengeyi sağlayarak akış dalgalanmasının en aza indirmek için çok alanlı bir dinamik simülasyon modeli sunulmuştur (Şekil 2.46). Modelin geçerliliği sayısal analiz ve deneysel ölçümlerle kanıtlanmıştır. Ayrıca model sadece tahmine dayalı bir model olmayıp gelecekte pompa tasarımları için bir optimizasyon aracı olarak da kullanılabilceği belirtilmiştir. Pompa bileşenlerinin aksel dengelenmesinin sadece hacimsel ve mekanik verimliliğin iyileştirilmesinde değil gürültü emisyonunun da azaltılmasında önemli rol oynadığı tespit edilmiştir. Ayrıca modelin gelecekte hidrolik pompa endüstrisinde hızlı tasarım ve optimizasyonların yolunu açacağı öngörülmüştür [66].



Şekil 2.46 : Önerilen dıştan dişli pompa modeli [66].

Yapılan literatür incelemesi neticesinde düz dişli çarklar, helisel dişli çarklar, eğrisel dişli çarklar için birçok çalışma gerçekleştirildiği görülmüştür. Daire profilli eğrisel dişli çarklar kullanılarak dişli pompa imalatı gerçekleştirilmişse de bu çalışmada herhangi bir HAD yazılımı ya da herhangi bir optimizasyon aracı kullanılmamıştır [52]. Ayrıca farklı çalışmalarda da farklı

profillere ait eğrisel dişli çarklar, dıştan dişli pompalar için HAD analizi ile incelenmemiştir. Bu tez çalışmasında, ilk defa eğrisel dişli çarklar için HAD analiz modeli oluşturulacak ve ilk defa eğrisel evolvent profilli dişli çarklar tasarlanarak dıştan dişli pompalardaki avantaj ve dezavantajları incelenmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde referans pompanın seçimi ve katı modelinin oluşturulması, yeni tip dişlinin katı modelinin oluşturulması, dişli pompa akış analizi, pompa malzemelerinin belirlenmesi, deneysel testlerin gerçekleştirilmesi ve dişli çark malzemesinin işlenebilirliği hakkında bilgi verilecektir.

3.1 Pompa Elemanlarının 3B Modellenmesi

3.1.1 Referans ticari pompa ve katı modeli

Tez çalışmasında temel amaç, çalışma kapsamında modellenmiş özgün eğrisel evolvent dişli çarkların dıştan dişli pompalardaki kullanımının avantaj ve dezavantajlarını ortaya çıkarmaktır. Bu kapsamda tasarlanan dişli çark çiftine sahip dıştan dişli pompa, hali hazırda endüstriyel olarak kullanılan geleneksel (düz dişli) dişli çark çiftine sahip pompa ile performans kıyaslaması yapılmıştır. Bu amaçla geliştirilen dişli çarkların geleneksel dişli çarklar ile kıyaslanabilmesi amacıyla, endüstride sıklıkla kullanılan ticari bir dıştan dişli pompanın referans pompa olarak kullanılmasına karar verilmiştir. Bu metotta ana amaç daha az maliyet ile dıştan dişli pompayı oluşturan (dişli çarklar hariç) pompa elemanlarının (dişli çark yatakları, pompa gövdesi ve ön-arka kapaklar gibi) tasarımında değişikliğe gitmeden dişli çarkların kıyaslanmasına olanak sağlamaktır. Böylelikle bu ticari pompanın tasarımı baz alınarak yeni tasarlanan dişli çark çiftine sahip pompa için sayısal analizler ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Referans olarak alınan ticari dişli pompa, ASC Endüstri firmasına ait alüminyum gövdeli dıştan dişli pompa grubundan AP20-160 tipi dişli pompa grubundandır. Seçilen pompanın katı modeli şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1 : Referans alınan dıştan dişli pompaya ait 3B katı model [5].

Seçilen bu pompanın katalog değerlerinde iletim hacminin $16 \text{ cm}^3/\text{dev}$, maksimum basınç değerinin 250 bar ve maksimum dönme hızının 3000 dev/dk olduğu belirtilmiştir. Tasarlanan yeni tip dıştan dişli pompalar için literatürde var olan hacim çıkarma yöntemi ile iletim hacmi bulunmuştur [67]. Belirtilen bu değer baz alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Dıştan dişli pompaya ait diğer katalog değerleri şekil 3.2’de verilmiştir.

Pompa Tipi Pump Type	İletim Hacmi Displacement $\text{cm}^3/\text{dev}(\text{cm}^3/\text{rev})$	Maks. Basınç Max. Pressure (bar)	Maks. Hız Max. Speed d/d (rpm)	A $\pm 0,4$	B	Giriş – Inlet			Çıkış - Outlet					
						C	D	E	c	d	e			
AP20.040.A/CAB02SN	3,9	250	3500	42,2	85,3	12	30,2	M6	12	30,2	M6			
AP20.060.A/CAB02SN	5,9			43,8	88,4	13,5								
AP20.080.A/CAB02SN	8,0			45,4	91,6									
AP20.095.A/CAB02SN	9,4			46,5	93,9									
AP20.115.A/CAB02SN	11,4		3000	48,2	97,0	20	40	M8	13,5					
AP20.140.A/CAB02SN	13,9			50,0	101,0									
AP20.160.A/CAB02SN	16,0			51,7	104,1									
AP20.190.A/CAB02SN	19,2			60,2	121,1									
AP20.220.A/CAB02SN	21,9	210	2500	62,3	125,5				20	40	M8	13,5		
AP20.250.A/CAB02SN	24,8	190		64,8	130,4									
AP20.280.A/CAB02SN	27,9	170	2000	67,0	134,9							20	40	M8
AP20.320.A/CAB02SN	32,0	160		70,0	141,0									
AP20.340.A/CAB02SN	34,0	150	71,5	144,5										
AP20.380.A/CAB02SN	38,0	140	1750	74,8	150,5									
AP20.400.A/CAB02SN	40,0	130		76,5	154,0									

Şekil 3.2 : Referans alınan dıştan dişli pompa için katalog değerleri [5].

Bu dişli pompanın seçilmesindeki ana etkenlerden bazıları temin etme maliyeti, endüstride ticari olarak çok yaygın kullanılması ve kolay ulaşılabilir olmasıdır. Endüstriyel olarak kullanılan dıştan dişli pompa referans olarak kullanılma amacıyla temin edilmiştir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 : Referans alınan dıştan dişli pompa ve pompa elemanları.

3.1.2 Dişli ana kanunu ve evolvent profil

Karşılıklı iki dişli çarkın birbiri ile uyumlu çalışabilmeleri için eş çalışan yüzeylerin temas anındaki ortak normalleri yuvarlanma noktasından geçmesi gerekir. Kısacası profillerinin birbirine uygun olması ve sürekli temas halinde olması gerekmektedir. Dişli çark çiftinin dönme hareketinin hızlarının oranına çevrim oranı adı verilir ve “i” ile ifade edilir. Bu ifade Denklem (3.1)’de gösterilmiştir.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.1)$$

Burada;

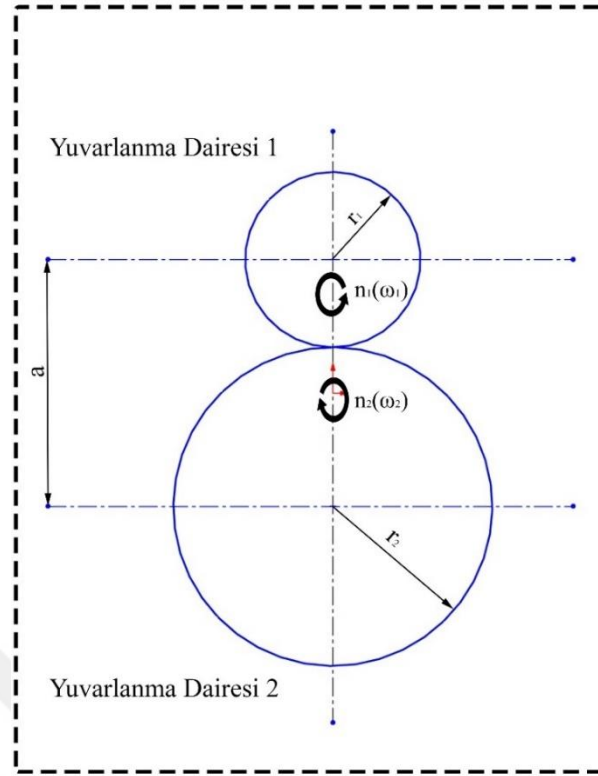
n_1 : Tahrik eden dişli devir sayısı

ω_1 : Tahrik eden dişli açısal hızı

n_2 : Tahrik eden dişli devir sayısı

ω_2 : Tahrik eden dişli açısal hız

Belirli bir dönme hızında çalışan dişli çark ikilisinin açısal hız oranının sabit olması ve hareketin sürekli olması ana istektir. Dişli çarklarda eş çalışan yüzeylerin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer (Şekil 3.4). Dişli çark sistemleri, bir dişli diğer dişliye sabit çevrim oranıyla sürekli hareket aktaran sistemlerdir. Dişli çark sistemleri bu kurala uymak zorundadırlar.

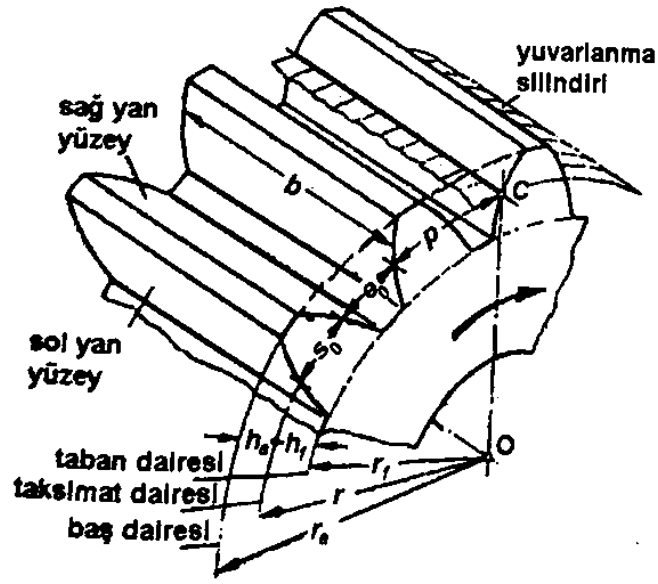


Şekil 3.4 : Dişli çarklara ait yuvarlanma daireleri.

Referans alınarak modellenen dişli çarklar ve oluşturulan yeni tip eğrisel dişliler için evolvent profil tercih edilmiştir. Sabit çaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğrunun bir noktasının çizdiği eğri evolvent eğri olarak adlandırılır. Buradaki daire ve doğru temel daire ve temel doğru olarak adlandırılır. Evolvent profilli dişli çarklara ait ana boyutlar şekil 3.5’te verilmiştir. Burada evolvent dişli çarkı belirleyen ana kavramlar aşağıda verilmiştir.

- Taksimat dairesi çapı (d)
- Taksimat (p)
- Diş sayısı (z)
- Modül (m)
- Kavrama açısı (α)

Diğer dişli çark boyutları ise verilen bu boyutlara bağlı olarak belirlenir [68].



Şekil 3.5 : Dişli çark ana boyutları [68].

Şekil 3.6'ya göre temel daire çapı (3.2), taksimât (3.3), diş sayısı (3.4), modül (3.5), baş yüksekliği (3.6), diş başı dairesi çapı (3.7), taban yüksekliği (3.8), diş başı boşluğu (3.9), taban dairesi çapı (3.10), diş kalınlığı (3.11) ve diş aralığı (3.12) sırasıyla formüle edilebilir:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (3.2)$$

$$p = \pi \cdot m \quad (3.3)$$

$$z = \frac{\pi \cdot d}{p} \quad (3.4)$$

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (3.5)$$

$$h_a = m \quad (3.6)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m \quad (3.7)$$

$$h_f \approx 1,2 \cdot m \quad (3.8)$$

$$s \approx 0,2 \cdot m \quad (3.9)$$

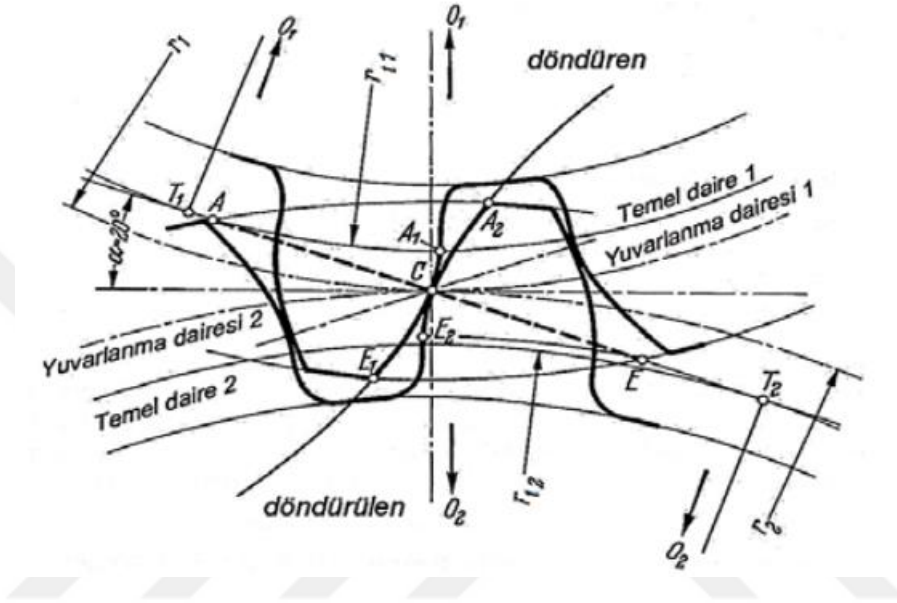
$$d_f = d - 2 \cdot h_f \approx d - 2,4 \cdot m \quad (3.10)$$

$$s_0 = \frac{p}{2} \quad (3.11)$$

$$e_0 = \frac{p}{2} \quad (3.12)$$

Dişli çarklar için kavrama oranı (e), dikkat edilmesi gereken husustur. Kavrama oranı, dişlilerin birbirine temas ettiği noktadan başlayan ve ayrıldıkları noktaya kadar süren temas noktalarının oluşturduğu eğrinin uzunluğu (\overline{AE}) ile ilgili oran denklem (3.13) ile ifade edilebilir (Şekil 3.6) [68].

$$e = \frac{\overline{AE}}{p \cdot \cos \alpha} \quad (3.13)$$



Şekil 3.6 : Evolvent profilli dişli çark kavrama olayı [68].

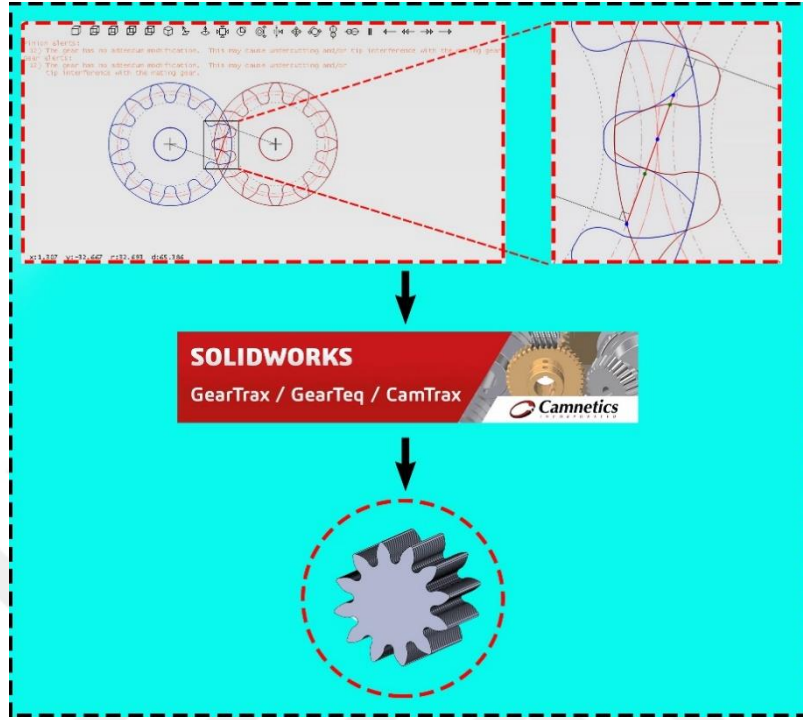
Evolvent profil;

- Kolay imal edilebilmesi,
- Dişli normal kuvvetinin yönü ve büyüklüğü, her temas konumunda aynı olması,
- Endüstride sıklıkla kullanılması gibi sebeplerden ötürü tercih edilmiştir.

3.1.3 Dişli çarkların CAD modelinin oluşturulması

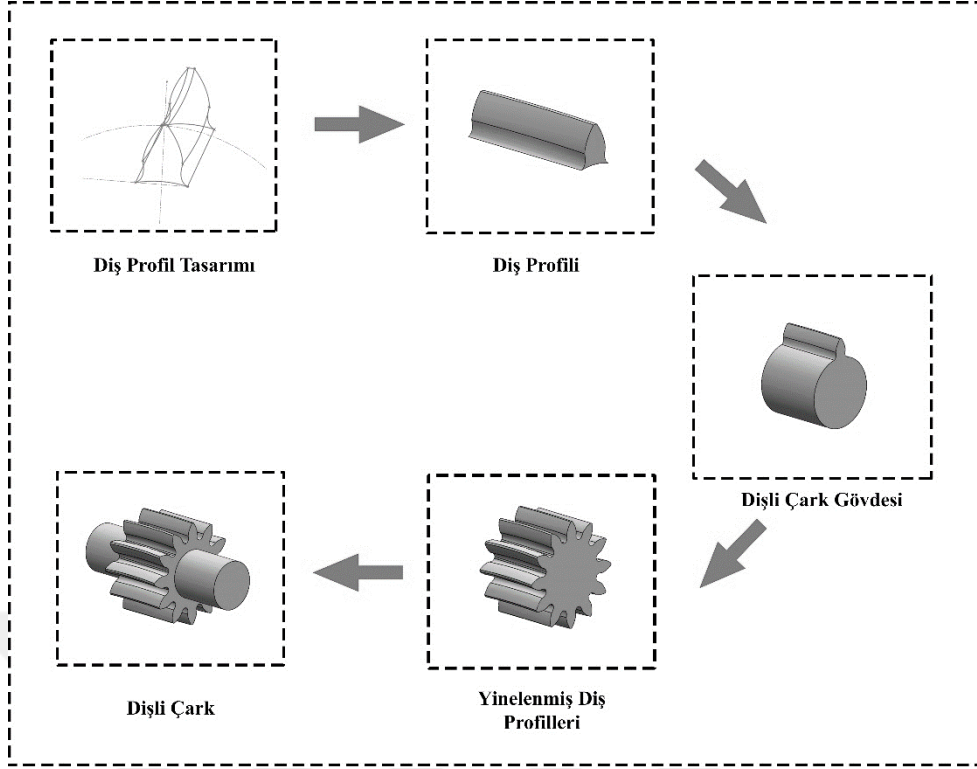
Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte dişli çark sistemlerinin tasarımları için bu kadar matematiksel hesap-çizimlerin yapılması zor ve zaman alıcıdır. Bu durum hesap ve çizimleri formülleştirerek dişli tasarımı için özelleşmiş yazılımların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Böylelikle geleneksel dişli çark tasarım devri geride kalarak dişli çark tasarım yazılımları popüler hale gelmiştir. GearTrax ve Kisssoft bu yazılımlara örnek verilebilir. Bu tez çalışmasında da referans pompa dişli çarkları GearTrax programı yardımıyla SolidWorks

2020 yazılımı ile tasarlanmıştır. Şekil 3.7’de dişli tasarım denemesine ait bir örnek verilmiştir.

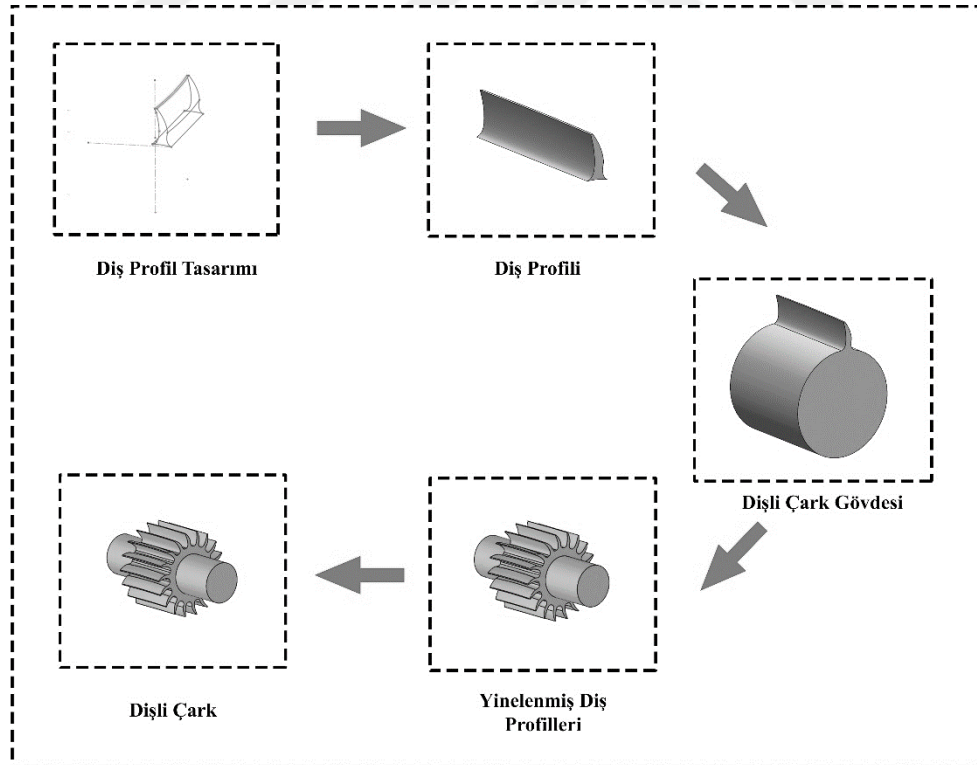


Şekil 3.7 : Deneme dişli çark tasarımı.

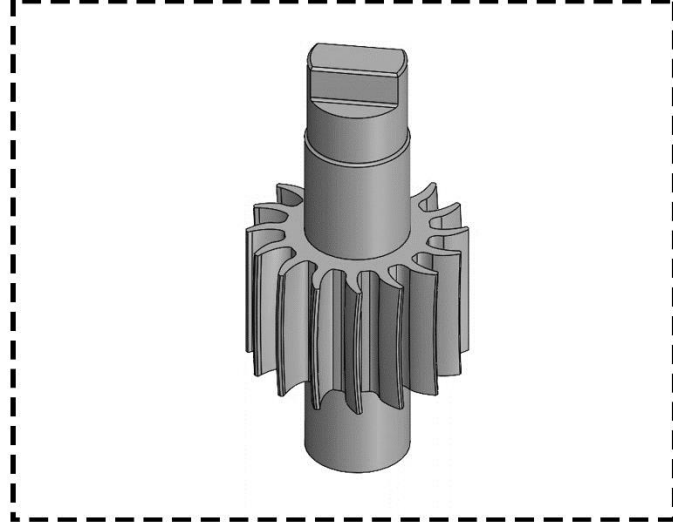
Tersine mühendislik yöntemiyle elde edilen bilgilerle birlikte referans dişli çark tasarımı SolidWorks 2020 yazılımı ile 3B olarak elde edilmiştir. Bu dişli çark baz alınarak, eğrisel evolvent dişli çark ve asimetrik eğrisel evolvent dişli çark oluşturulmuştur (Şekil 3.8 ve Şekil 3.9). Tasarım esnasında eğrisel dişli çarkların eğrilik yarıçapı 180 mm olarak belirlenmiştir. Evolvent profil dişli çizildikten sonra simetri kısmı temizlenerek eğri profil ile diş profili tamamlanmıştır. Dişli profili ilgili programın “Loft” komutu ile dişli çark gövdesi tasarlanmıştır. Daha sonra diş dibi yarıçapı verisi ile dişli çarkın gövdesi oluşturulmuştur. Gövde üzerinde dairesel çoğaltma komutu ile eğrisel evolvent dişli çark için 12 diş profiline ve asimetrik eğrisel evolvent dişli çark için 18 diş profiline çoğaltılmıştır. Son olarak dişli çark muyluları tasarlanmıştır. Tahrik eden dişli, kesik tip şaft olarak tasarlanmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.8 : Eğrisel evolvent dişli çark tasarım şeması.



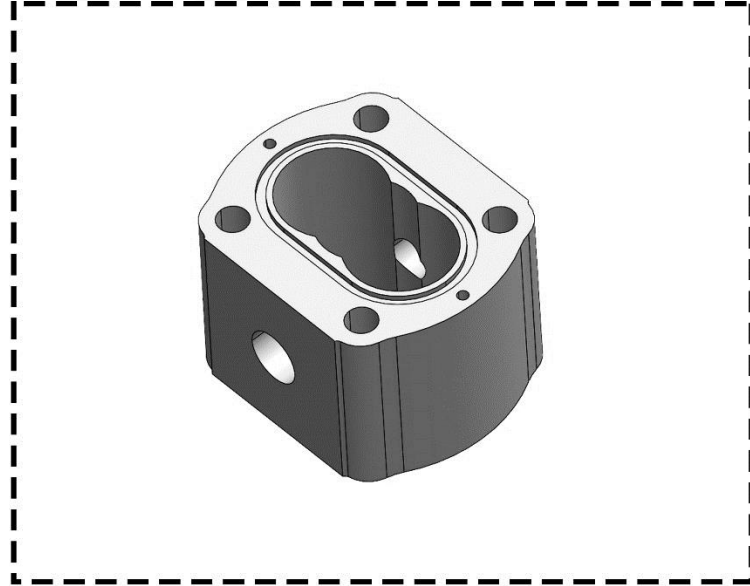
Şekil 3.9 : Asimetrik eğrisel evolvent dişli çark tasarım süreci.



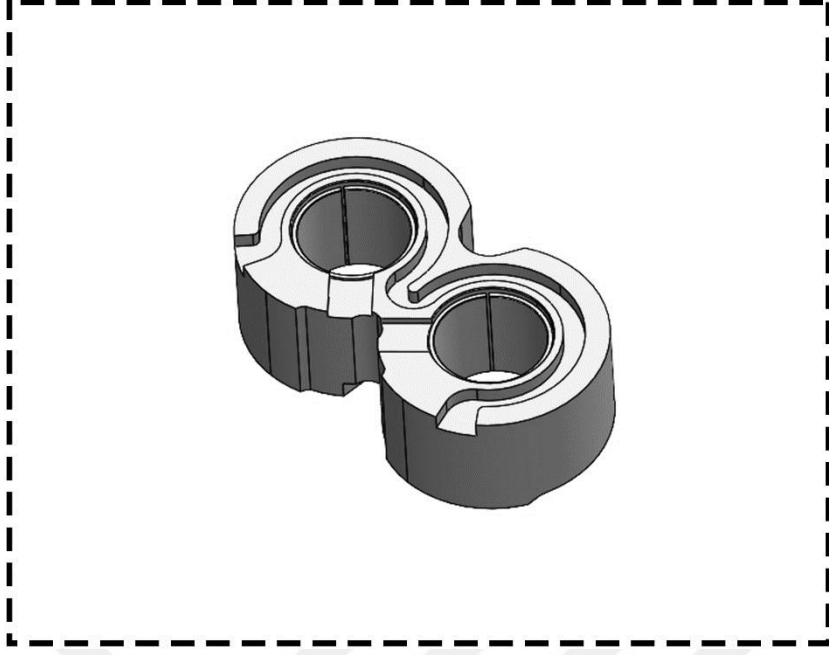
Şekil 3.10 : Tahrik eden dişli (kesik şaft tipi).

3.1.4 Diğer pompa elemanlarının CAD modelinin oluşturulması

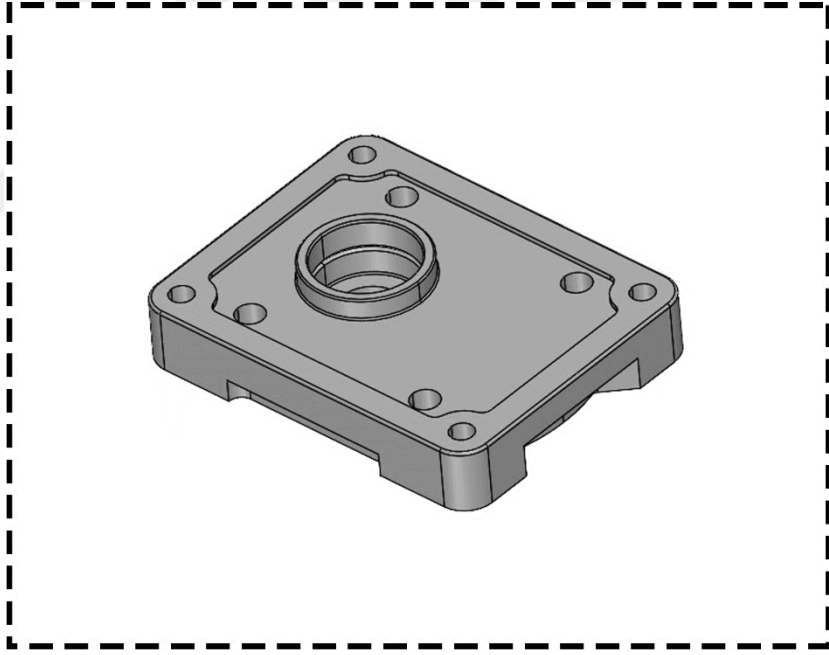
Dişli çarkların modellenmesiyle birlikte dişli pompa gövdesi, dişli muylu yatakları (burç), ön kapak ve arka kapak SolidWorks 2020 yazılımı ile “ekstrüzyon ile katı oluşturma” ve “ekstrüzyon ile kesme” temel komutları kullanılarak 3B modellenmiştir. Modellenen pompa elemanlarının resimleri şekil 11-14’de verilmiştir.



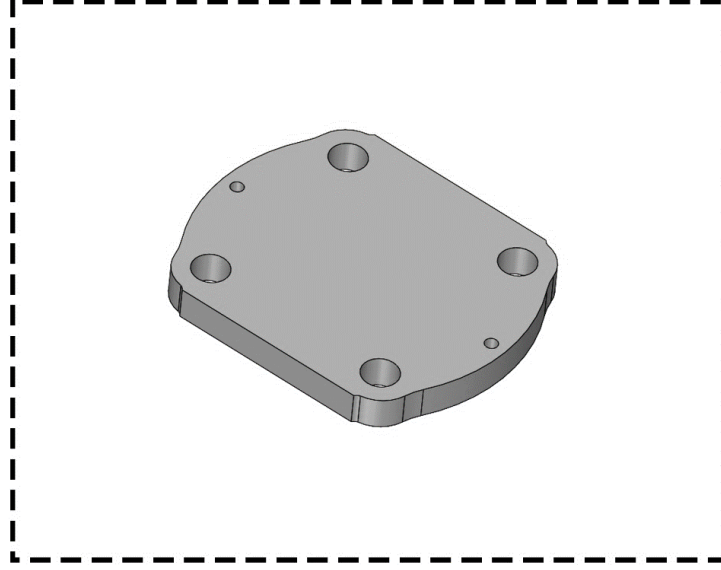
Şekil 3.11 : Pompa gövdesinin 3B katı modeli.



Şekil 3.12 : Dişli muylu yatağının 3B katı modeli.



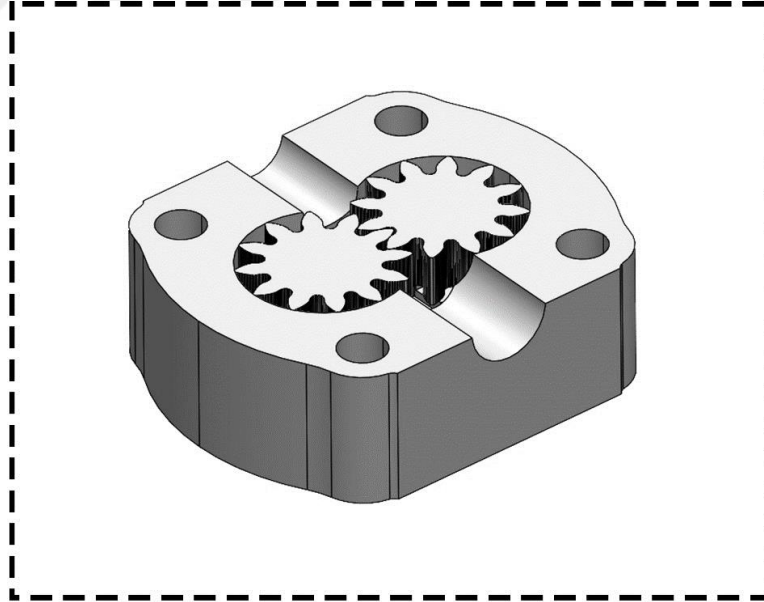
Şekil 3.13 : Pompa ön kapağının 3B katı modeli.



Şekil 3.14 : Pompa arka kapağının 3B katı modeli.

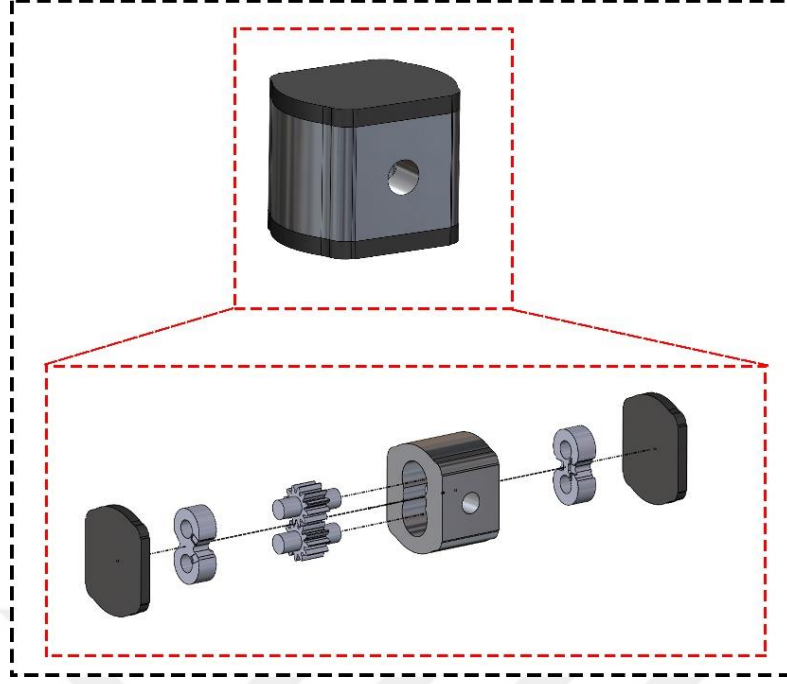
3.1.5 Pompa montaj CAD modelinin oluşturulması

Tersine mühendislik yöntemiyle pompa elemanlarının modellenmesinden sonra, pompa elemanlarının SolidWorks 2020 yazılımı ile montajı 3B katı model olarak montajı oluşturulmuştur. Şekil 15'te evolvent dişli pompa için montaj kesit görünümü verilmiştir.



Şekil 3.15 : Pompa montajının kesit görünümü.

Pompa elemanları modellenip montajı oluşturulduktan sonra, SolidWorks CAD programında basitleştirme işlemleri (geometri temizleme) uygulanmıştır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16 : Basitleştirilmiş tasarıma sahip dişli pompa CAD modeli.

Geometrinin temizlenmesindeki temel amaç sayısal analiz için çözüme etkisi olmayan gereksiz detaylardan kurtularak daha kolay akış hacmi elde edebilmektir. Ayrıca sayısal çözüm için gerekli olan çözüm ağı da daha kolay bir şekilde elde edilebilecektir.

3.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

3.2.1 HAD analizi ile ilgili genel bilgiler

Deneysel çalışmalar ve sayısal analizler, akışın olduğu mühendislik problemlerinin olduğu yerde iki temel yaklaşım olarak kullanılır. Günümüzde bu iki yöntem uygulanır ve bu iki yöntem birbirini tamamlarlar. Basınç düşüşü, güç, verim, direnç gibi genel özellikler deneysel çalışmalarla hesaplanabilirken akış hızının karakteristikleri, basınç dağılımı, kayma gerilmeleri ve akış alanı hakkında geniş bilgiler elde edebilmek için HAD analizlerine ihtiyaç vardır. Ayrıca HAD analizleri ile elde edilen genel özellikleri doğrulamak amacıyla çoğunlukla deneysel çalışmalar yapılır. HAD analizleri, deneysel doğrulamadan sonra yapılan parametrik incelemeler sonucunda gerekli test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltır ve böylece problemin çözüm maliyetini düşürür [69].

Son yıllarda endüstriyel problemlerin çözümünde ve akademik çalışmalarda HAD analizleri önemli bir yer tutmaktadır. Bu yöntem başlangıçta uzay ve havacılık ile ilgili

yüksek teknoloji içeren mühendislik çalışmalarında kullanılsa da artık günümüzde karmaşık problemlerin çözümü için yaygın olarak kullanılan bir yöntem olmuştur. HAD analizleri;

- Otomotiv
- Uzay-Havacılık
- Biyomedikal
- Enerji
- İnşaat
- Kimya

endüstrilerinde sıklıkla kullanılan bir yöntemdir [70].

Günümüzde HAD analizleri ile laminer akış problemleri kolaylıkla çözümlenebilirken türbülanslı akışları, türbülans modelleri kullanmadan çözmek imkansızdır. Ayrıca türbülanslı akışa ait bir HAD analizi, yalnızca türbülans modelinin doğruluğu kadar doğru sonuçlar verir. Genel bir türbülans modeli olmamakla birlikte problem türüne göre birçok mühendislik uygulaması için kabul edilebilir türbülans modelleri (k-ε modeli, k-ω modeli ve LES modeli) seçilebilir. Bir akışın türbülanslı ve laminer olup olmadığı denklem 3.14'te verilen Reynolds sayısı ile tespit edilebilir. Bu denklemde μ : kinematik viskozite, ρ : yoğunluk, D: boru çapı, V: akışkan hızı olarak tanımlanır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.14)$$

Eğer Reynolds sayısı;

- $Re < 2000$ ise akış, laminer akış
- $2000 < Re < 4000$ ise akış geçiş akışı
- $Re > 4000$ ise akış, türbülanslı akış

olarak tespit edilir [69, 70].

HAD analizlerinde akışa ait çözülmesi gereken bir takım diferansiyel denklemler vardır. HAD analizleri, fizikteki korunum yasalarının (Akışkan kütlelerinin korunumu, Newton'un ikinci yasası ve Termodinamiğin birinci yasası) matematiksel olarak ifade etmekle birlikte akışkanlar mekaniğindeki temel denklemlere dayanır. Daimi, sıkıştırılmaz

ve türbülanslı bir akış için iki farklı temel denklemden (süreklilik denklemi, Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemi) bahsetmek mümkündür [70].

Süreklilik denklemi;

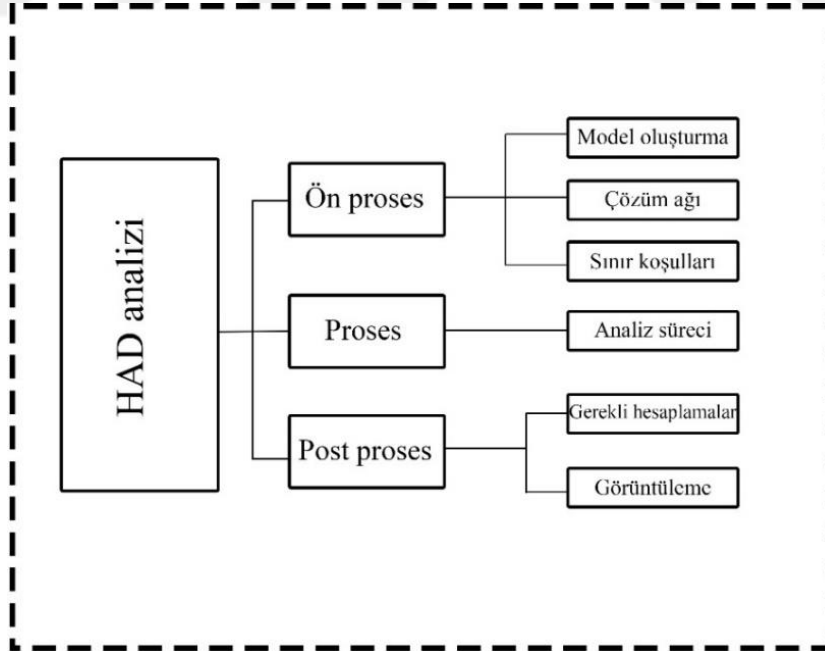
$$\frac{\partial}{\partial x}(\bar{u} + u^t) + \frac{\partial}{\partial y}(\bar{v} + v^t) + \frac{\partial}{\partial z}(\bar{w} + w^t) = 0 \quad (3.15)$$

Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes denklemi;

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \text{grad } \vec{V} = - \frac{1}{\rho} \text{grad } P + \vec{f} + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.16)$$

Denklem 3.15'te \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} : x, y, ve z yönündeki zaman ortalamalı hızları, u^t , v^t , w^t ise türbülans çalkantı hızlarını, vektörel formda verilen denklem 3.16'da ρ , akışkanın özgül kütlesi, P, basınç ve ν , kinematik viskozitedir.

Genel olarak bir HAD analizinde yapılan simülasyonlar genel olarak üç aşamadan oluşur (Şekil 3-17). İlk aşama akışkan modelinin oluşturulması, çözüm ağının oluşturulması ve sınır şartlarının belirlenmesini içerir. İkinci aşama problem tipine uygun sayısal yöntem ve türbülans modeli ile analizlerin yürütülmesini içerir. Üçüncü aşama ise analiz sonuçlarının elde edilmesini ve bu sonuçların görüntülenmesini içerir [71].



Şekil 3.17 : HAD yöntemi ile analiz adımları [71].

3.2.2 HAD analizi için kullanılan yazılım ve akışkan geometrisi

Bu tez çalışmasında tasarımı yapılan farklı dişli çarklara sahip dıştan dişli pompaların üretilmeden önce hidrolik performansları hakkında bilgi edinilmesi amacıyla HAD analizi yöntemi kullanılmıştır. Dıştan dişli pompaların HAD analizlerini gerçekleştirmek için ANSYS Fluent [72], ANSYS CFX [49], OpenFOAM [73], Simerics MP+ [61] gibi çeşitli yazılımların kullanıldığı araştırmacılar tarafından bildirilmiştir. Bu tez çalışmasında HAD analizlerinin gerçekleştirilmesinde;

- Dıştan dişli pompalar için özelleştirilmiş pompa şablonuna sahip olan,
- Yüksek kalitede daha kolay bir şekilde çözüm ağı (mesh) sağlayabilen,
- Yüksek doğrulukta çözüm sağlayabilen,
- Endüstriyel pompa üreticileri tarafından tercih edilen ve

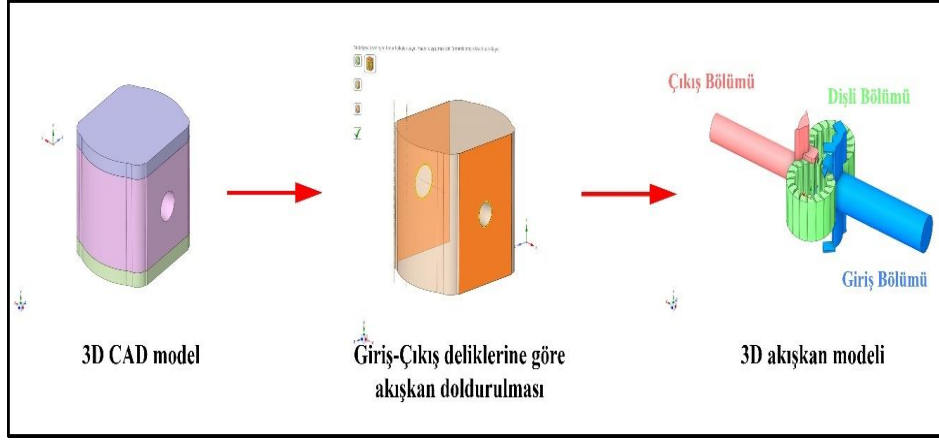
literatürde bir çok araştırmacı tarafından başarıyla kullanılmış olan Simerics MP+ v5.2.15 yazılımı tercih edilmiştir [74-79]. Yazılım, sonlu hacimler yöntemini kullanarak kütle (denklem 3.17) ve korunum (denklem 3.18) denklemlerini ayırklaştırır. Sonlu hacimler yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemler ile çözülmesine dayanan bir yöntemdir. HAD analizlerinde sıklıkla kullanılan bir yöntemdir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \oint_S \rho(u - u_g) \cdot ds = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u dv + \oint_S \rho u(u - u_g) \cdot ds = \oint_S \tau \cdot ds - \oint_S P ds \quad (3.18)$$

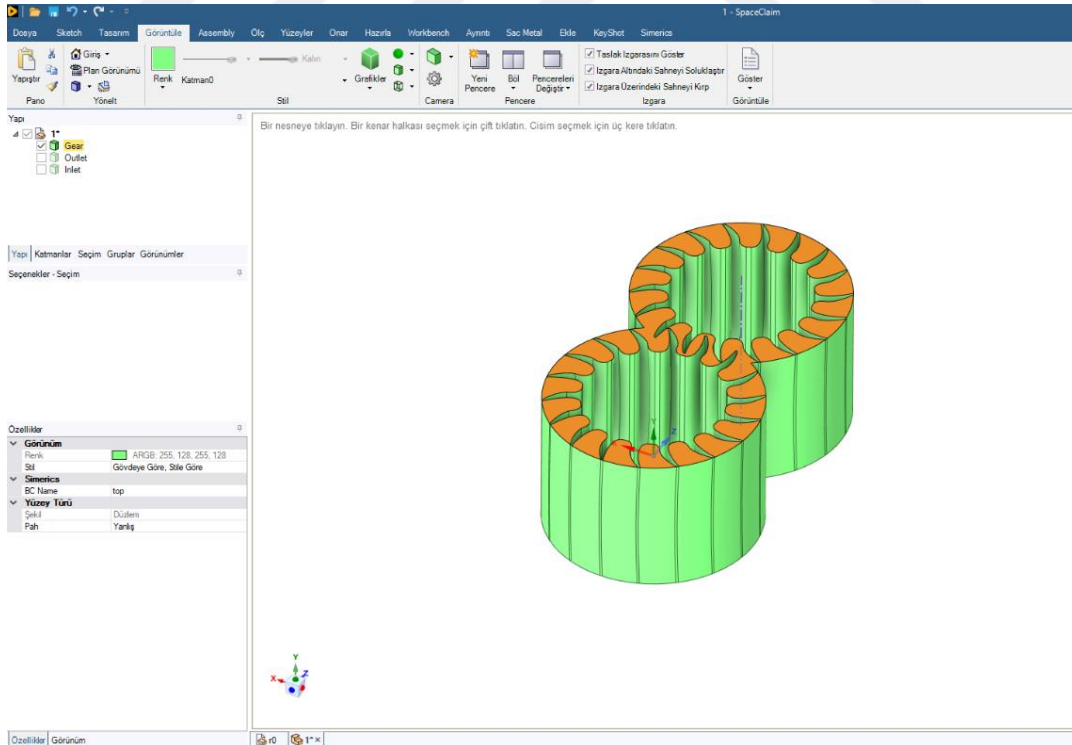
Bu denklemlerde: u_g : hareketli çözüm ağı hızını, V: kontrol hacmini, S: kontrol hacmini çevreleyen yüzeyi, τ : viskoz kuvvetler ve P: basıncı temsil etmektedir.

Simerics MP+ yazılımında dıştan dişli pompalar için özel olarak tasarlanmış bir arayüz bulundurulur. Bu arayüz sayesinde CAD yazılımı ile elde edilmiş 3B akışkan modeli ile doğrudan çalışabilir. Farklı dişli çarklara sahip dıştan dişli pompalar SolidWorks CAD programında montajı oluşturulduktan sonra SpaceClaim yazılımı ile akışkan hacimleri elde edilmiştir (Şekil 3.18).



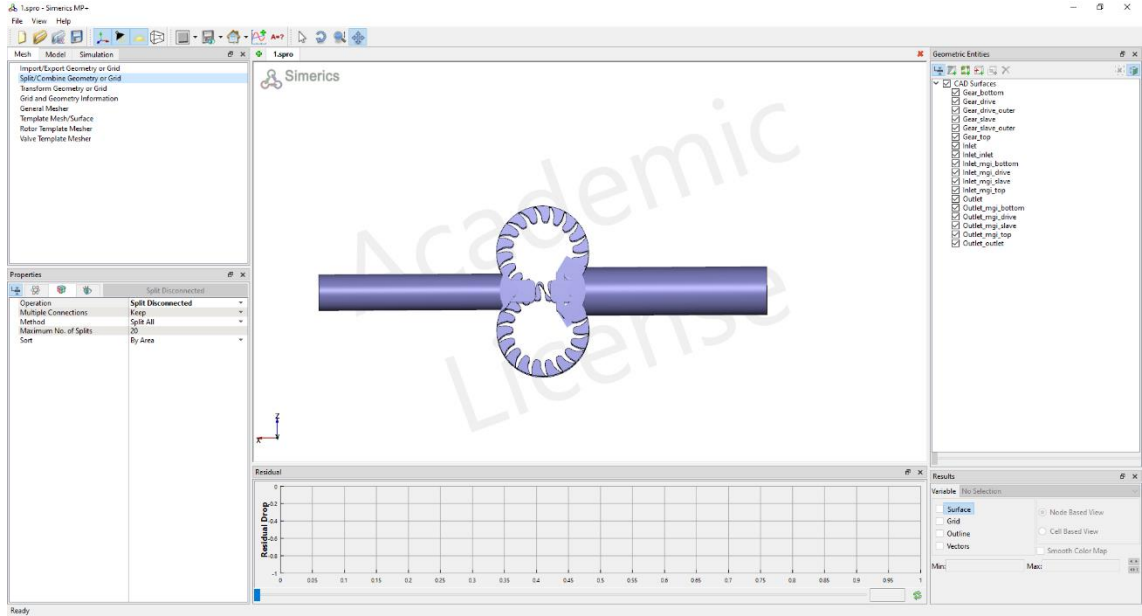
Şekil 3.18 : SpaceClaim yazılımı ile akışkan modelinin elde edilmesi.

Akışkan modeli çıkarıldıktan sonra model, üç ana parçaya (giriş bölümü, dişli bölümü ve çıkış bölümü) ayrılmıştır. Simerics MP+ yazılımında analiz kurulumu için yüzeylerin birbirleriyle bağlantısının doğru verilmesi ve bunun için yüzeylerin isimlendirilmesi gerekmektedir. HAD analizi için kullanılan Simerics MP+ yazılımının özel bir arayüzü sayesinde SpaceClaim yazılımı içerisinde akışkan modelinin yüzeyleri isimlendirilmiştir (Şekil 3.19).

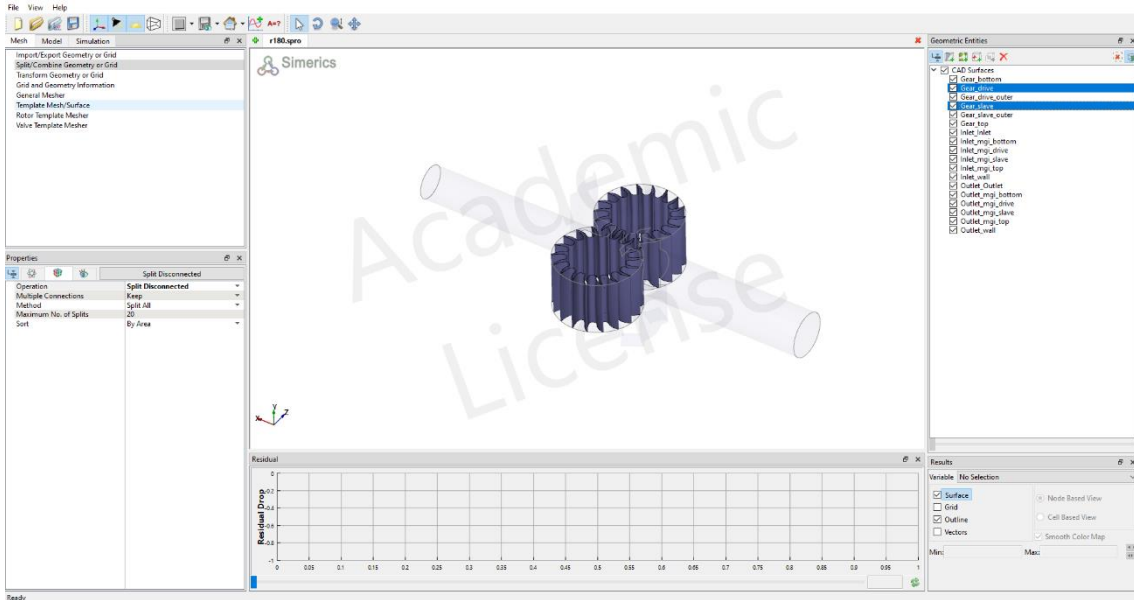


Şekil 3.19 : SpaceClaim yazılımı ile yüzey isimlendirilmesi.

Akışkan modelin yüzey isimlendirilmesi tamamlandıktan sonra yukarıda bahsedilen özel bir ara yüz sayesinde model .stl formatında Simerics MP+ yazılımına aktarılmıştır (Şekil 3.20). CAD programında birleşik bir yapıda gelen dişli çarklar, tahrik eden (drive) ve tahrik edilen (slave) dişli olmak üzere yazılımda bulunan “split disconnected” komutu ile ayrıştırılarak çözüm ağının (mesh) oluşturulmasına hazır hale getirilmiştir (Şekil 3.21).



Şekil 3.20 : Simerics MP+ yazılımına aktarılan akışkan modeli.



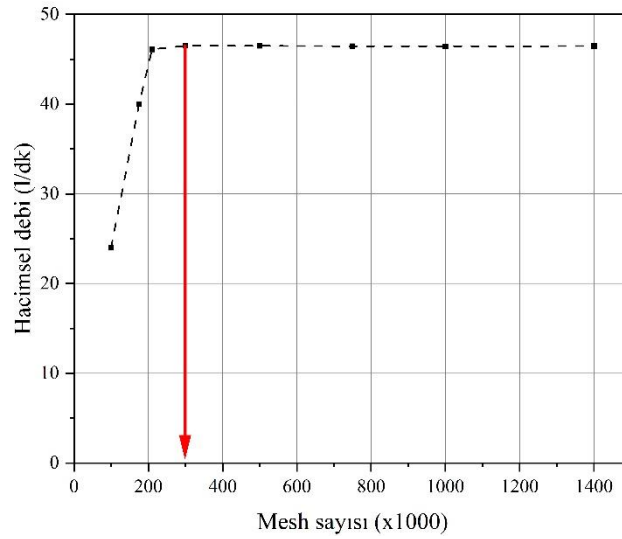
Şekil 3.21 : Dişli çarkların ayrıştırılması.

3.2.3 Çözüm ağının (mesh) oluşturulması ve sınır koşullarının belirlenmesi

Dıştan dişli pompa akışkan geometrisinin oluşturulup ilgili problemin çözümü önceki bölümlerde bahsedilen birtakım denklemlerin çözümüne bağlıdır. Bu denklemlerin çözülüp sonuçların ortaya çıkabilmesi için akışkan hacminin küçük elemanlara bölünmesi gerekmektedir.

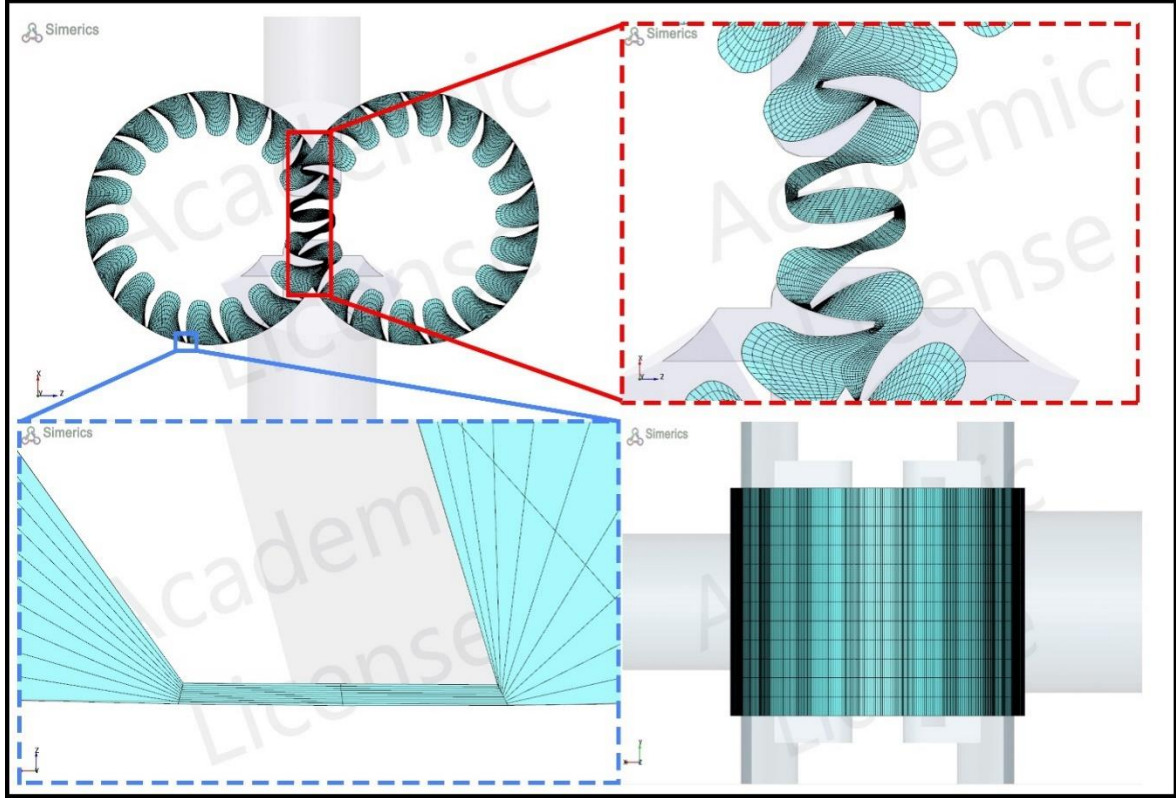
Pozitif deplasmanlı pompalarda hareketli hacimlerin çözüm ağı oluşturulurken kayma metodolojisi (dynamic mesh) kullanmak gereklidir [80]. Fakat kayma metodolojisine göre istenilen kalitede çözüm ağı oluşturmak her zaman mümkün olmayabilir.

Bu çalışmada çözüm ağı pompanın üç ana parçası (akışkan giriş bölümü-dişli çark bölümü-akışkan çıkış bölümü) oluşturulmuştur. Akışkan hacmi dişli çark bölgesi için Simerics MP+ yazılımı ile otomatik ağ oluşturma (Binary Tree Mesh) aracıyla hızlı ve etkili bir çözüm ağı üretilmiştir. Sayısal sonuçların çözüm ağı eleman sayısından bağımsız olduğunu tespit etmek amacıyla mesh bağımsızlık testleri yapılmıştır (Şekil 3.22). Mesh bağımsızlık testleri referans pompa akış hacmi dikkate alınarak endüstriyel çalışma koşulları için yapılmıştır (0,75 bar giriş basıncı, 250 bar çıkış basıncı ve 3000 dev/dk dönme hızı). Sayısal sonuçlar içerisinde hacimsel debi dikkate alınmıştır. Gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre yaklaşık 210000 mesh eleman sayısından sonra hacimsel debinin değişmediği tespit edilmiştir. Buna göre 300000 mesh eleman sayısı, dişli pompa akışkan hacimleri için baz alınmıştır. Yapılan çalışmalarda artan mesh sayısının analiz maliyetini çok fazla artırdığından dolayı sonuçların sabitlendiği en düşük mesh sayısının alınması gerektiği bildirilmiştir [56, 60, 81].



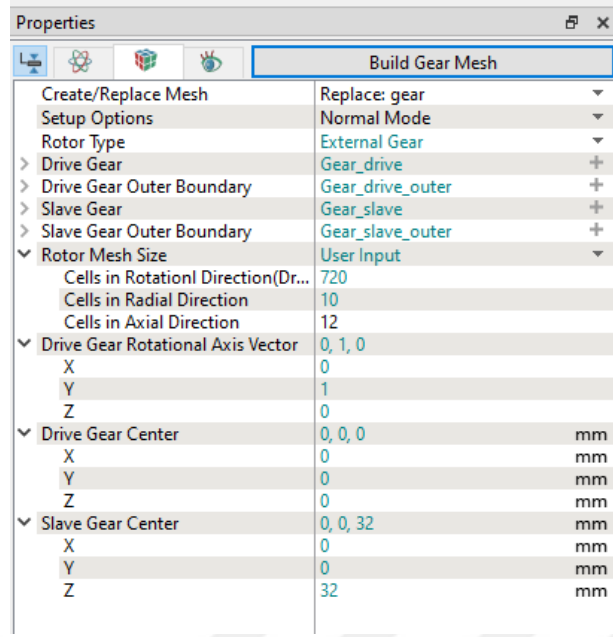
Şekil 3.22 : Mesh sayısı-hacimsel debi grafiği.

Dişli çark bölgesi için “Simerics External Gear Template Mesher” kullanılarak “hexahedron (hex-only)” yapıya sahip çözüm ağı oluşturulmuştur (Şekil 3.23). Bu çözüm ağı tipinin sayısal hataların etkisini azaltarak hızı ve doğruluğu arttırdığı bildirilmiştir. Ayrıca bu yöntemin hatalı CAD yüzeylerini tolere edebildiği ve sınır tabaka geometrisinin karmaşıklığını da hesaba katabilen bir yöntem olduğu belirtilmiştir [80].



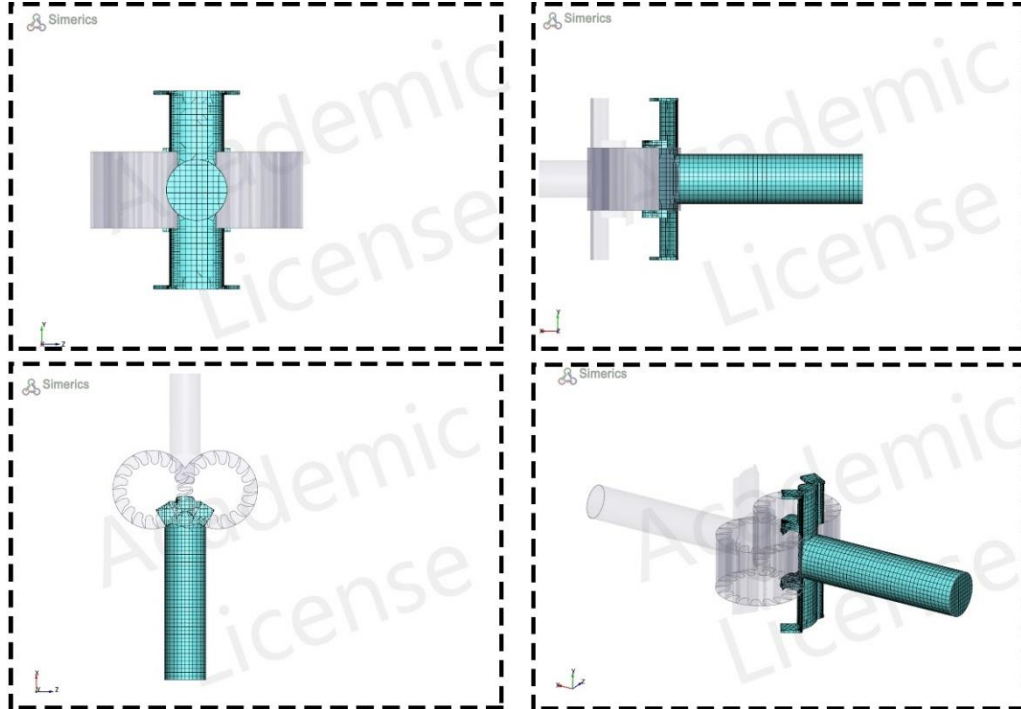
Şekil 3.23 : Dişli çarkları için uygulanan çözüm ağı.

Dişli çarklar için çözüm ağı türetilirken dişli pompada tahrik eden dişlinin konumu merkez olarak kabul edilmiştir. Bu merkez noktaya göre tahrik edilen dişlinin konumu tanımlanmıştır. Dişli çarklar için oluşturulan çözüm ağının çevresel-eksenel-radyal yöndeki hücre sayıları, dişli çarklar arasındaki merkez uzaklık ve dönme vektörü şekil 3.24’te verilmiştir.

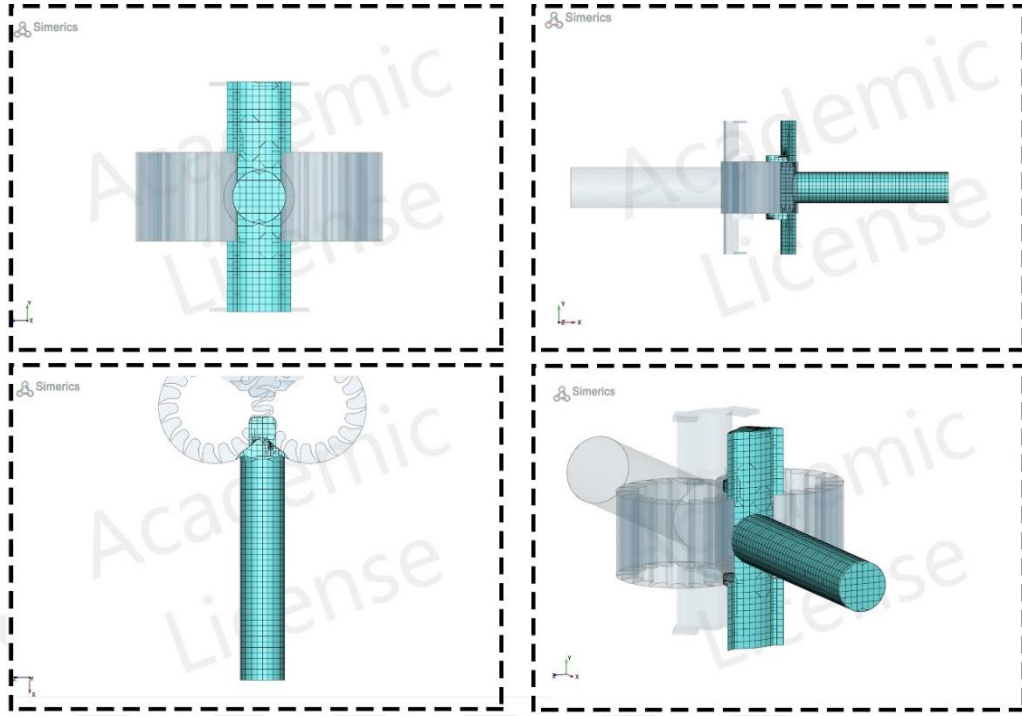


Şekil 3.24 : Dişli çarkları için uygulanan çözüm ağının özellikleri.

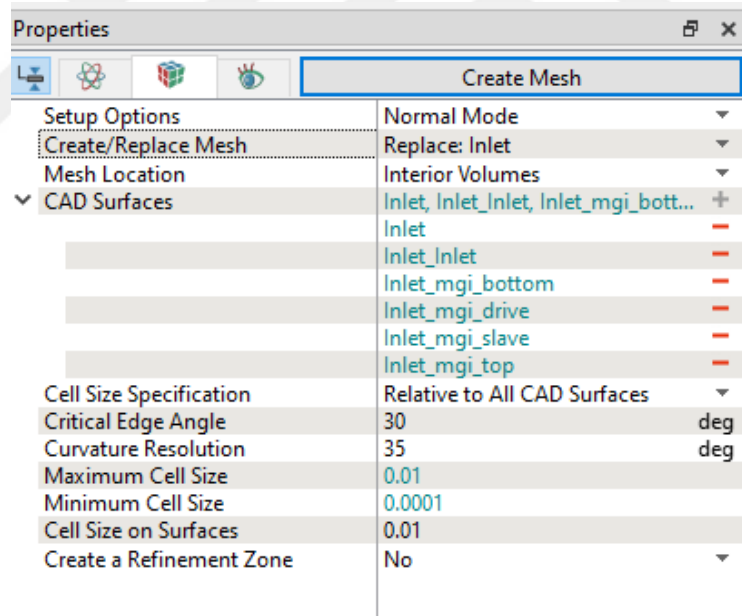
Dişli pompa akışkan giriş-çıkış bölgeleri için “Simerics General Mesher” kullanılarak “hexahedron” yapıya sahip çözüm ağı oluşturulmuştur. Şekil 3.25 ve şekil 3.26, giriş ve çıkış bölümleri için oluşturulan çözüm ağlarını göstermektedir. Akışkan giriş ve çıkış bölgeleri için çözüm ağı oluşturulurken minimum hücre boyutu 0,0001 mm ve maksimum hücre boyutu 0,01 mm olarak sınırlandırılmıştır (Şekil 3.27).



Şekil 3.25 : Dişli pompa akışkan giriş bölümü için oluşturulan çözüm ağı.



Şekil 3.26 : Dişli pompa akışkan çıkış bölümü için oluşturulan çözüm ağı.



Şekil 3.27 : Akışkan giriş-çıkış bölümleri için uygulanan çözüm ağının özellikleri.

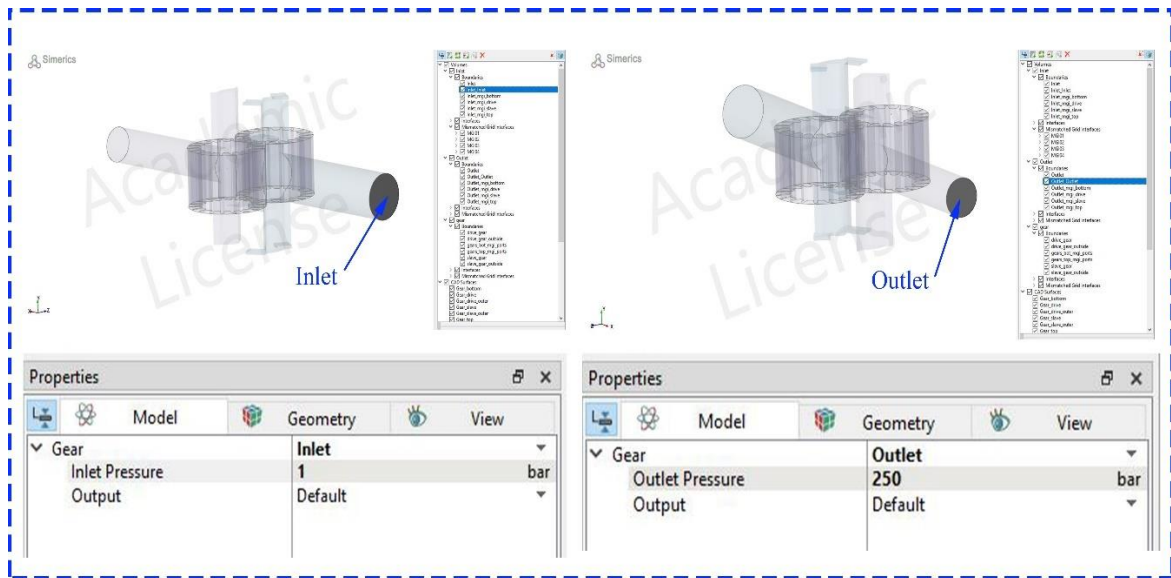
Birbiri arasında herhangi bir bağlantı olmayan ve çözüm ağı oluşturulan farklı akışkan modellerinin, analiz sürecinde çözümü birbirine aktarabilmeleri amacıyla mismatched grid interface (MGI) arabirimiyle birbirine bağlanmıştır (Şekil 3.28).



Şekil 3.28 : Farklı yüzeylerin MGI arabirimi ile birbirine bağlanması.

Akışkan giriş-çıkış bölümü ve dişli çark bölümü için dört farklı MGI algoritması dıştan dişli pompa akışkan modelleri için uygulanmıştır. Her MGI, analiz boyunca her zaman adımında güncellenmektedir.

Dişli pompa HAD analizinin doğru bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için giriş-çıkış sınır şartları endüstriyel olarak kullanılan referans dişli pompa çalışma şartlarına göre belirlenmiştir. Dişli çarklar için dönme hızı 1000-1500-2000-3000 dev/dk olarak belirlenmiştir. Akışkan giriş bölümü için (Inlet Pressure) 0,75-2,5 bar ve akışkan çıkış bölümü için sınır şartı (Outlet Pressure) maksimum çalışma basıncı olan 50-100-200-250 bar olarak belirlenmiştir (Şekil 3.29). Pompa için giriş basıncı 0,5-4 bar arasında değişebileceği bildirilmiştir [5, 82-84].



Şekil 3.29 : Akışkan giriş ve çıkış bölümleri için sınır koşulları.

3.2.4 HAD analiz modelinin kurulumu ve deneysel doğrulama

Dişli pompa akışkan hacmi için çözüm ağı ve gerekli bağlantıların ardından analiz süreci için akışkan özellikleri, kavitasyon ve türbülans olayları, yakınsama kriterleri ve görüntüleme özellikleri HAD analizi için büyük önem arz eder. Referans pompa operasyon akışkanı ISO VG46 hidrolik yağı kullanıldığından dolayı HAD analizi için de ISO VG46 hidrolik yağının özellikleri yazılama tanımlanmıştır. Pompa operasyon sıcaklığı 40 °C olarak belirlenmiştir. Belirlenen sıcaklığa göre ISO VG46 hidrolik yağına ait özellikler çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : 40 °C’deki ISO VG46 hidrolik yağına ait akışkan özellikleri.

Özellik	Değer
Yoğunluk	844 kg/m ³
Dinamik viskozite	0,0388 Pa.s
Sıvı elastisite modülü	16350 bar
Buhar basıncı	0,0001 bar

Tez çalışmasının amaçlarından biri; kavitasyonu azaltma yeteneğinin azaltılması olduğundan kavitasyon olgusunun hesaba katılması için Simerics MP+ yazılımında yüksek doğrulukta kavitasyon koşullarını tahmin edebilen [80] kavitasyon modeli (Equilibrium Dissolved Gas Model – EDGM) aktif edilmiştir. Yazılım, Singhal ve diğ. tarafından geliştirilen tam kavitasyon modeline dayalı bir kavitasyon modeli içerir [85]. Bu modelde kavitasyonlu akışlardaki çalışma sıvısının her zaman sıvı, buhar ve bazı yoğunlaşmayan gazların (Non-condensable gases – NCG) bir karışımı olduğu varsayılır. NCG etkilerinin modellenmesi yazılımda bulunan denge çözülmüş gaz modeli (EDGM) ile yapılır. Bu modelde, toplam yoğunlaşmayan gazın kütle oranı sabit kalır ancak yerel denge koşulunu anında sağlamak için bir kısmı sıvı içinde çözülür. Çözülmüş ve çözünmemiş gaz oranı Henry kanunu ile belirlenir [60]. Yapılan çalışmalarda %2 değeri iyi sonuçlar verdiği için dolayı toplam gaz hacmi %2 olarak belirlenmiştir [60, 86]. HAD analizinde kavitasyon için kullanılan buhar kütle oranı (f_v), buharlaşma (R_e), yoğunlaşma (R_c), çözünmemiş gaz kütle oranı (f_g) ve karışım yoğunluğu (ρ) denklemleri (3.19-3.23) sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho f_v dv + \oint_s \rho f_v (u - u_g) \cdot ds = \oint_s D_v \nabla f_v \cdot ds - \int_v R_e - R_c dv \quad (3.19)$$

$$P_v > P \text{ için; } R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma_t} \rho_t \rho_v \left[\frac{2 P_v - P}{3 \rho_t} \right]^{0,5} (1 - f_v - f_g) \quad (3.20)$$

$$P > P_v \text{ için; } R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma_t} \rho_t \rho_v \left[\frac{2 P_v - P}{3 \rho_t} \right]^{0,5} (f_v) \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_v \rho f_g dv + \oint_s \rho f_g (u - u_g) \cdot ds = \oint_s D_s \nabla f_g \cdot ds \quad (3.22)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f_v}{\rho_v} + \frac{f_g}{\rho_g} + \frac{1-f_v-f_g}{\rho_t} \quad (3.23)$$

Türbülanslı akışları çözmek için yazılım içerisinde standart k-ε türbülans modeli aktif hale getirilmiştir. Bu modelin benzer akışkan problemlerinin çözümünde etkili sonuçlar verdiği görülmüştür. Bilindiği üzere literatürde standart k-ε türbülans modelinden farklı türbülans modelleri de bulunmaktadır. Fakat viskoz gerilmelerden kaynaklı kayıplar, basınç kuvvetlerine göre ihmal edilebilir olduğundan sayısal olarak verimli ve iyi bir doğruluk sağladığı için bu türbülans modeli seçilebilir [80]. Ayrıca daha yüksek bir mertebeden (DNS RNG ve LES) türbülans modelinin benimsenmesi durumunda sonuçlarda herhangi bir iyileştirme olmaksızın hesaplama süresinin artacağı bildirilmiştir [45, 80, 87-93]. Modele ait denklemler (3.24-3.26) aşağıda verilmiştir;

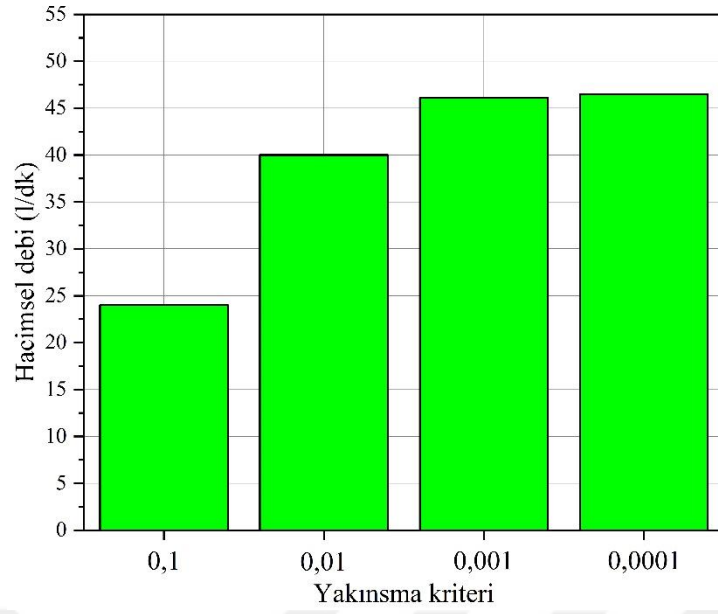
$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_k}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_k (E_{ij} \cdot E_{ij}) - \rho \varepsilon \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon u) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t (E_{ij} \cdot E_{ij}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.24)$$

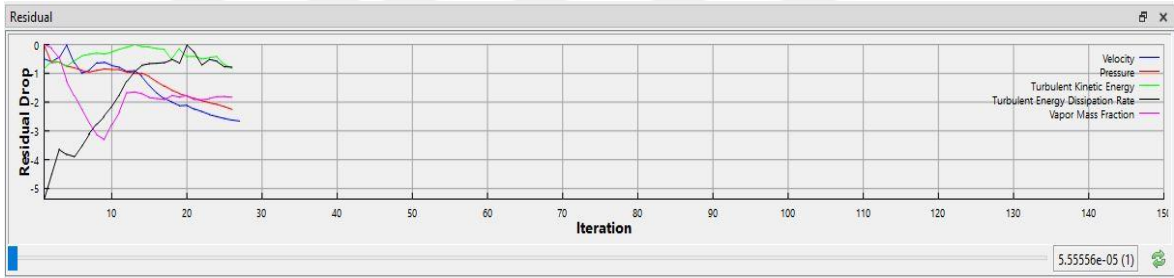
$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.25)$$

Burada; k: türbülans kinetik enerjisini, ε: dissipasyon oranını, E_{ij}: deformasyon hızının bileşenini ve μ_t: türbülans viskozitesini temsil eder. Ayrıca; C_μ:0,09, C_{1ε}: 1,44, σ_k: 1, σ_ε: 1,30, C_{2ε}: 1,92 olarak sabit ifadelerdir.

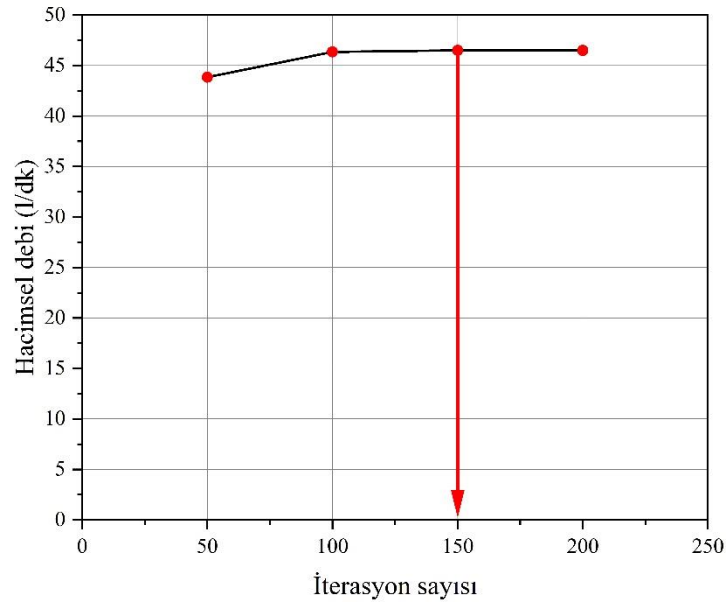
Gerçekleştirilen HAD analizleri için en iyi doğruluğu elde etmek için yakınsama kriteri ve iterasyon sayısı için analizler yapılmıştır (0,75 bar giriş basıncı, 250 bar çıkış basıncı ve 3000 dev/dk dönme hızı). Bu konu ile ilgili araştırmalarda 0,01 yakınsama kriteri ve 50 iterasyon sayısının yeterli olacağı bildirilmiştir [60, 80]. Bu tez çalışmasında yapılan analizler sonucu en uygun yakınsama kriteri 10⁻³ olarak tespit edilmiştir (Şekil 3.30). Bu kriter basınç, hız, türbülans kinetik enerjisi, dissipasyon oranı ve buhar kütle oranı için uygulanmıştır (Şekil 3.31). Yakınsama kriteri tespiti yapıldıktan sonra her bir zaman adımı yapılan iterasyon sayısı da 150 olarak belirlenmiştir (Şekil 3.32).



Şekil 3.30 : Yakınsama kriteri-hacimsel debi grafiği.

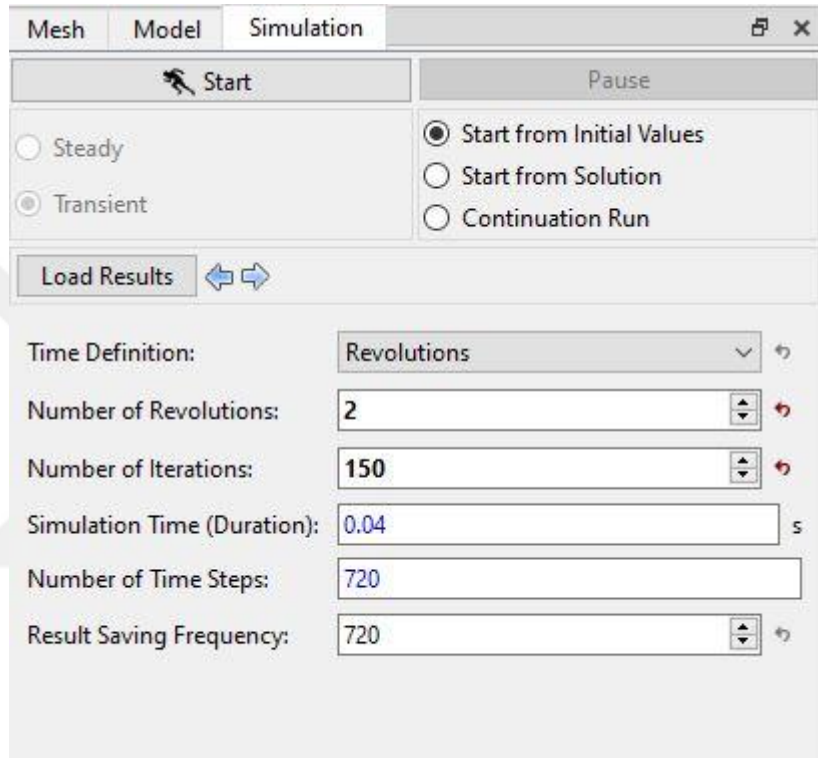


Şekil 3.31 : HAD analizi için belirlenen yakınsama kriteri.



Şekil 3.32 : İterasyon sayısı-hacimsel debi grafiği.

HAD analizi simülasyonları, 1 derecelik bir açısal adımda çalıştırılmıştır ve ayrıca artık hata düşüş (residual drop) üssünün -3 'e eşit olduğu veya 150 iterasyona ulaştığından yakınsamanın sağlandığı kabul edilmiştir. Analiz esnasında ısı transferi modellemeye dahi edilmemiştir ve çalışma sıcaklığı sadece akışkan viskozitesini ve yoğunluğunu etkilemiştir. Dişli ucu ve pompa gövdesi arasında 20 μm radyal boşluk bulunan model, Intel (R) Xeon (R) 4114 CPU @ 2,20 GHz (iki işlemci) özelliklerine sahip iş istasyonunda toplam iki tam pompa devri için 12 saat bir hesaplama süresi gerektirmiştir (Şekil 3.33).



Şekil 3.33 : Simülasyon başlangıç ayarları.

Analizler sonrası doğrulama deneyleri 0,001 hassasiyete sahip basınç, debi, hız ve sıcaklık sensörlerine sahip endüstriyel olarak kullanılan bir dişli pompa test cihazında yapılmıştır. Doğrulama deneyleri Konya'da faaliyet gösteren ASC Hidrolik A.Ş. firmasında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonrası çıkış debisi, güç ve çıkış basıncı verileri elde edilmiştir (Şekil 3.34)



Şekil 3.34 : Dıştan dişli pompanın deneysel doğrulanması.

HAD analizleri ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler ile dişli pompaların hidrolik performansları (sırasıyla debi, güç ve döndürme torku) hakkında aşağıda verilen denklemler (3.26-3.28) kullanılarak tahminde bulunulmuştur;

$$Q = \frac{V \cdot n}{1000} \cdot \eta_v \quad (3.26)$$

$$N = \frac{Q \cdot P}{600 \cdot \eta_t} \quad (3.27)$$

$$M = \frac{1,59 \cdot V \cdot P}{\eta_m} \quad (3.28)$$

Bu denklemlerde; V: iletim hacmi(cm^3/dev), Q: debi(lt/dk), P: basınç(bar), M: döndürme torku(N.m), n: dönme hızı(dev/dk), N: güç(kW), η_v : hacimsel verim(%), η_m : mekanik verim(%) ve η_t : toplam verim(%) olarak gösterilmiştir.

3.3 Pompa Elemanlarının Üretimi ve İşlenebilirlik Deneyleri

3.3.1 Ön kapak, arka kapak, pompa gövdesi ve dişli yatakların üretimi

HAD analizlerinin gerçekleştirilip analiz sonuçlarının elde edilmesinden sonra dıştan dişli pompa için pompa elemanlarının üretimi gerçekleştirilmiştir. İmalat esnasında üç eksenli (X-Y-Z) CNC işleme merkezi ve iki eksenli (X-Z) CNC torna tezgâhları kullanılmıştır.

Pompa ön ve arka kapaklarının üretimi için kapaklara özel döküm kalıbı gerektirdiğinden dolayı pompa gövdesinin, pompa kapaklarıyla ilişkili ölçüleri referans pompa ile aynı tutulmuştur. Bu sayede yeni bir ön kapak (şekil 3.35) ve arka kapak (şekil 3.36) üretimi yapılmamıştır.

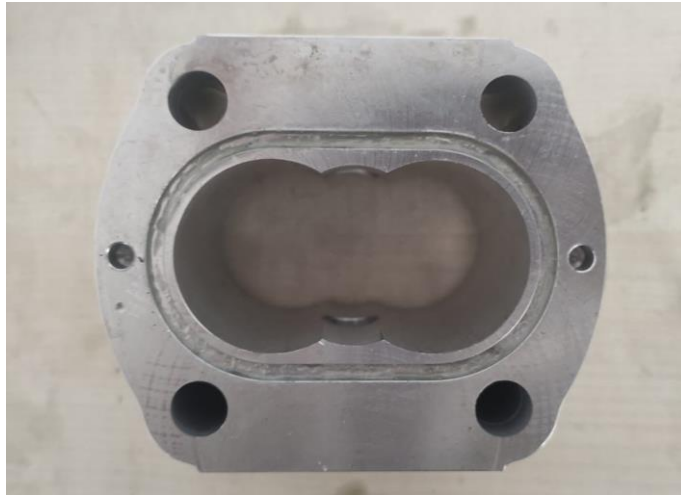


Şekil 3.35 : Dıştan dişli pompa için kullanılan ön kapak.



Şekil 3.36 : Dıştan dişli pompa için kullanılan arka kapak.

Pompa elemanlarında pompa gövdesi ve dişli yatakları (burç), alüminyum kütük malzeme kullanılarak 3B CAD tasarımına göre oluşturulmuştur. Tasarım sonrası elde edilen CAD dataları Siemens NX CAM programına aktarılarak burada CNC işleme merkezleri için üretim kodları (g-code) elde edilmiştir. Genel olarak her iki pompa elemanı için başlıca “kaba boşaltma”, “yüzey frezeleme”, “delik delme” operasyonları gerçekleştirilmiştir. Üretim sonrası elde edilen ürünler şekil 3.37 ve şekil 3.38’de ve hazır olarak kullanılan malzemeler şekil 3.39’da verilmiştir.



Şekil 3.37 : Dıştan dişli pompa için kullanılan pompa gövdesi.



Şekil 3.38 : Dıştan dişli pompa için kullanılan dişli yatağı.

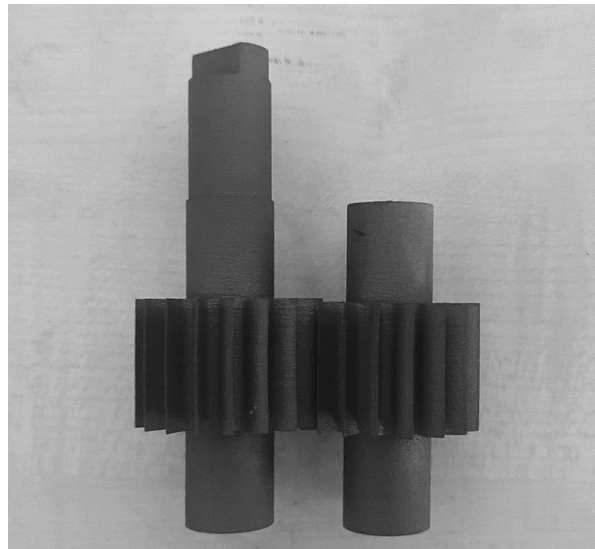


Şekil 3.39 : Dıştan dişli pompa için kullanılan hazır malzemeler.

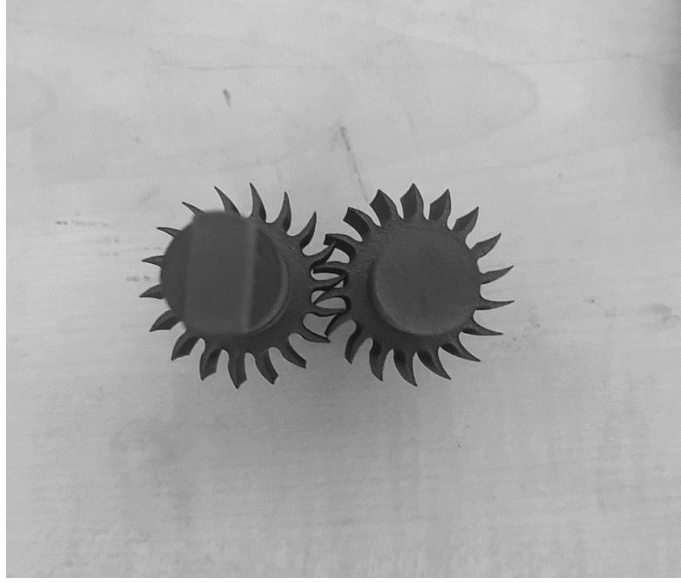
3.3.2 Dişli çarkların üretimi

Dıştan dişli pompalarda dişli çarklar, pompa sisteminin en önemli parçalarıdır. Genel olarak bu parçaların tasarımı, üretimi ve üretim kalitesi pompa performansını önemli derecede etkiler. Özellikle diş profillerinin hassas üretimi ve yüzey kalitesi dikkat edilmesi gereken en önemli üretim aşamalarındandır. Dişli pompalarda kullanılan geleneksel profiller için birçok üretim yöntemi vardır. Bunlardan biri de çoklu üretim amacına uygun olan CNC tezgahlar ile üretimdir. Bu tez çalışmasının amaçlarından biri de yeni tip dişli çarkların tasarlanmasıyla birlikte dıştan dişli pompa prototipinin üretilmesidir. Bu kapsamda az sayıda

dişli çark üretileceği göz önüne alındığında tez çalışmasında tasarlanan dişli çarklar için polimer malzeme ile 3B üretim yolu tercih edilmiştir. Böylece prototip üretim maliyetleri en aza indirilmeye çalışılmıştır. Tezin “Literatür Özeti” başlığı altında geçmiş yapılan çalışmalar dişli pompalarda prototip üretim için ve endüstriyel kullanım için polimer malzeme ile 3B üretim yönteminin yapılabilmesinin mümkün olduğu belirtilmiştir. Literatür çalışmalarından yola çıkarak dişli çarklar için, yüksek mukavemet gereken yerlerde kullanıma uygun olan PA12 polimer malzemesi hızlı prototipleme yöntemi için tercih edilmiştir. Hızlı prototipleme, seri imalata geçilmeden önce ortaya çıkabilecek hataları önceden görerek imalat öncesi varsa hataları tespit etmeye yarayan ve birebir ya da benzer dayanımlara sahip parçaların üretimi için bir imalat yöntemidir [94]. Hızlı prototipleme ile üretim için birçok baskı yöntemi bulunmaktadır. FDM, SLA, DLS, SLS, MJF bu üretim yöntemlerine örnek olarak gösterilebilir. FMJF üretim tekniği, diğer üretim yöntemlerine göre yüksek ölçüsel hassasiyete sahip olduğu için bu çalışmada tercih edilmiştir. MJF, karmaşık geometrilere sahip ve az sayıda üretim için, fonksiyon testleri için gerekli prototipler ve enjeksiyon kalıpla üretilen parçalara kıyasla mekanik özelliklere sahip endüstriyel prototipler için ideal bir katmanlı imalat teknolojisidir [95]. MJF uygulamasında hazneden serilen PA12 tozunun saniyede otuz milyon damlacık halinde katkı maddeleri ile eritilir. Ardından katmanın kaynaştırılmasıyla başlayan adımlar katkı maddelerinin sıcaklığı yakalamasıyla devam eder. Bu döngü, model ortaya çıkıncaya kadar tekrarlanır. Teknoloji olarak SLS teknolojisine benzese de ondan çok daha hızlı ve hassas modeller üretir [94]. MJF yöntemi ile üretilen dişli çarklar şekil 3.40-3.41’de verilmiştir.



Şekil 3.40 : Asimetrik eğrisel evolvent profilli dişli çarklar (ön görünüş).



Şekil 3.41 : Asimetrik eğrisel evolvent profilli dişli çarklar (üst görünüş).

3.3.3 Dişli çark malzemelerinin işlenebilirlik performansının iyileştirilmesi

Dişli çarkların yüzey kalitesi kullanıldığı sisteme bağlı olarak büyük önem arz etmektedir. CNC tezgahların, dişli çarklar için endüstriyel imalat yöntemlerinden biri olduğu yukarıdaki bölümlerde bahsedilmiştir. Bu yöntemle üretilen dişli çark yüzey kalitesi, kesmede kullanılan kesici takıma, kesme parametrelerine ve soğutma/yağlama koşullarına bağlı olarak değişmektedir. Özellikle soğutma/yağlama koşullarının bir malzemenin yüzey kalitesini etkilediği literatürde yapılan çok sayıda çalışmayla belirtilmiştir [96-101]. Kullanılacak yere ve aktarılacak torka bağlı olarak dişli çarklar için plastik, tahta, kompozit gibi malzemeler kullanılmakla birlikte ağır iş makineleri gibi kullanım alanlarında çelik ve titanyum benzeri malzemeler kullanılabilir. Bu malzemelerden çeliğin seçiminde ise, çeliğin aşınmaya karşı direnci, dayımı, sertliği ve şok absorbe edebilme özellikleri en önemli faktörlerdir [102]. Bu tez çalışmasında endüstride dişli çark imalatında sıklıkla kullanılan malzemelerden SAE 5140 çeliğinin farklı soğutma/yağlama koşulları altında işlenebilirliğinin iyileştirilmesi konusu da ele alınmış ve sonuçları bildirilmiştir [101].

İşlenebilirlik çalışmaları birçok metriği bünyesinde barındırabilir. Yüzey pürüzlülüğü, takım aşınması, işleme sıcaklığı harcanan güç en önemli işlenebilirlik metriklerindedir. Düşük yüzey pürüzlülüğü, işleme başarısını ve ürün kalitesini göstermesi açısından frezeleme operasyonları için önemli bir parametredir [103, 104]. Yüzey pürüzlülük değerleri, kesme sıcaklığı, titreşim, kesme parametreleri, takım geometrisi gibi faktörlere bağlı olarak değişebilir. Artan aşınma miktarı, kararsız kesme kuvvetleri ve aşırı

titreşimler yüzey pürüzlülüğünü artırabilir. Bu nedenle doğru soğutma/yağlama koşullarının ve kesme parametrelerinin seçimi çok önemlidir [105].

İşlenebilirlik deneylerinde 75 mm çapında ve 25 mm uzunluğunda on iki silindirik numune kullanılmıştır. Deneyler esnasında ISO 13399 PVD yöntemi ile Al-TiN kaplamalı HM90 APKT 1003 PDR IC908 kodlu kesici uç kullanılmıştır. Kesici uçlar tek ağızlı ve 12 mm çapında bir yüzey frezeleme takımına bağlanmıştır (Şekil 3.42).



Şekil 3.42 : Deneyler esnasında kullanılan kesici takım.

Deneylerde üç eksenli CNC dik işleme merkezi kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan kesme parametreleri, kesici takım üretici firma kataloğundan tavsiye edilen kesme parametrelerinden yararlanılmıştır. Deneylerde iki farklı kesme hızı (75-100 m/dk) ve iki farklı ilerleme hızı (0,15-0,2 mm/dev) kullanılmıştır. Deney sırasında 0,5 mm talaş derinliği belirlenmiş ve üç seviyede toplam 1,5 mm talaş kaldırılmıştır. Frezeleme işlemi için “Zig” takım yolu CAM programı ile türetilmiş ve aşağı frezeleme stratejisi kullanılmıştır. İşlenebilirlik deneylerinde tam deney sistemi kullanılarak bütün parametrelerin deney üzerindeki etkisi incelenmek istenmiştir. Deneyde kullanılan parametreler ve seviyeler çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2 : Deney parametreleri ve seviyeleri.

Deney Numarası	Kesme hızı (m/dk)	İlerleme hızı (mm/dev)	Soğutma/Yağlama koşulları
1	75	0,15	Cryo-LN ₂
2	75	0,2	Cryo-LN ₂
3	100	0,15	Cryo-LN ₂
4	100	0,2	Cryo-LN ₂
5	75	0,15	MQL
6	75	0,2	MQL
7	100	0,15	MQL
8	100	0,2	MQL
9	75	0,15	Kuru
10	75	0,2	Kuru
11	100	0,15	Kuru
12	100	0,2	Kuru

Deneyleerde minimum miktarda yağlama (MQL), kriyojenik soğutma (Cryo-LN₂) ve kuru işleme olmak üzere üç farklı soğutma/yağlama koşulu uygulanmıştır. MQL ile yapılan deneyleerde Werte STN 15 püskürtme cihazı ve KT-2000 kesme sıvısı kullanılmıştır. Sıvının akış hızı 50 ml/saat olarak ayarlanmıştır. Kriyojenik soğutucu olarak sıvı nitrojen kullanılmıştır. Kriyojenik sıvı Taylor Wharton LD-50 nitrojen tankında muhafaza edilmiştir. Kriyojenik sıvı için de akış hızı 20 l/sa belirlenmiştir.

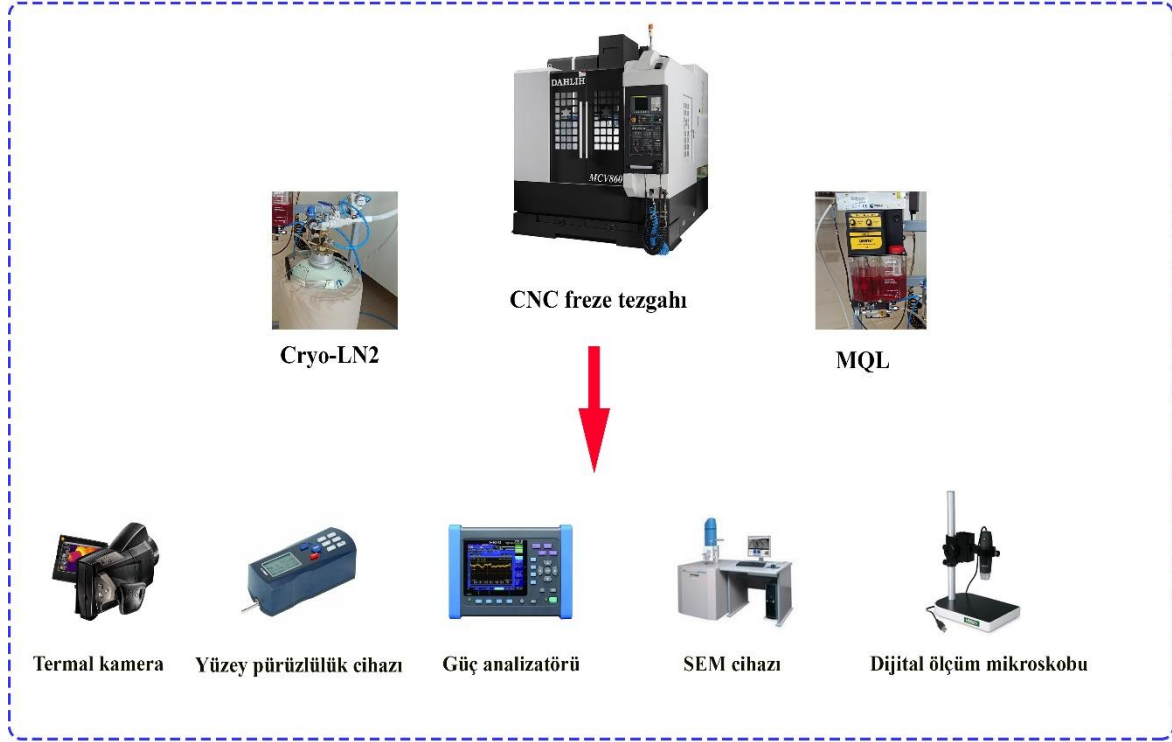
İşlenebilirlik deneyleeri esnasında uluslararası standartlara uygun olarak IEC 61000-4-30'a göre güç ölçümleri HIOKI PW 3198 cihazı gerçekleştirilmiştir. Cihaz akım pensleri CNC freze tezgahının ana güç besleme kablolarına bağlanmış ve üç fazdan akım-gerilim değerleri alınarak aktif güç hesaplanmıştır. Cihazda kullanılan özel bir yazılım sayesinde güç-enerji ölçüm sonuçları elde edilmiştir.

Kesme sıcaklığı, işlenebilirlik deneyleerinin son pasosunda (3. paso) kesici takım iş parçasından çıkmadan önce TESTO 885 termal kamera ile ölçülmüştür. Kesme bölgesi ile ölçüm mesafesi yaklaşık 500 mm olarak ayarlanmıştır.

Deney sonrası kesici takım aşınma miktarı ölçümleri Insize ISM-PM200SB ölçüm mikroskobu ile yapılmıştır. Ayrıca talaş görüntüleri de bu mikroskop ile elde edilmiştir. Kesici takımında meydana gelen aşınma mekanizmaları ve kesici takım görüntülemeleri JEOL JSM 6510 SEM cihazında yapılmıştır. Ayrıca aşınma mekanizmaları için EDS analizi de yapılmıştır.

Son olarak frezeleme sonrası numunelerin yüzey kalitesini tespit etmek amacıyla Insize ISR C100 cihazı ile yüzey pürüzlülük ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Yüzey pürüzlülük sonuçları için yaygın olarak kullanılan aritmetik ortalama hesaplama yöntemi

(R_a) yöntemi tercih edilmiştir. Sonuçların doğruluğu ve tekrarlanabilirliği için her numunede farklı bölgelerden yedi farklı ölçüm sonucu alınmıştır. Bu ölçümlerden en büyük ve en küçük değerler çıkarılmış ve kalan beş değerın ortalaması alınmıştır. Ayrıca bu işlem endüstriyel olarak kullanılan bir dişli çarka uygulanarak yüzey kalitesinin geliştirilme oranı belirlenmiştir. Deney sisteminde kullanılan cihazları şekil 3.43'te gösterilmiştir.



Şekil 3.43 : İşlenebilirlik deneylerinde kullanılan deney aletleri.

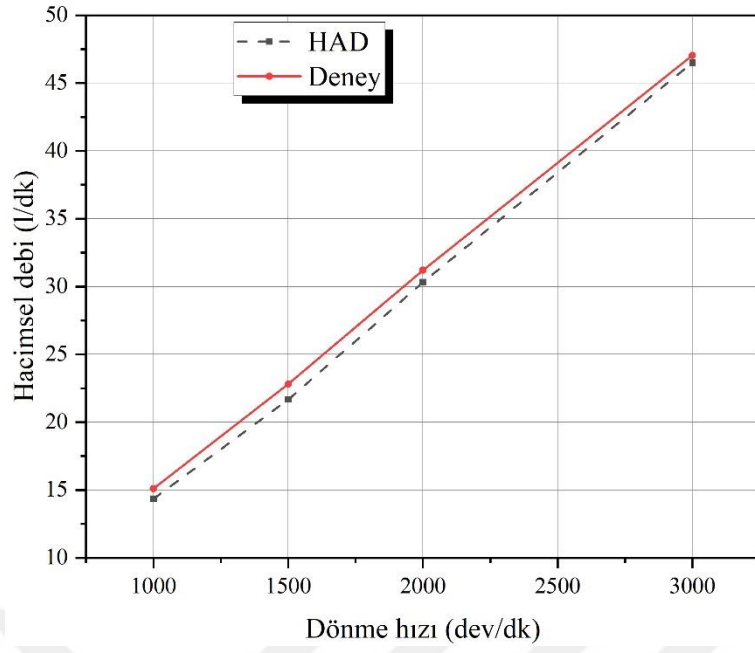
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, tez çalışmasında HAD analizi için kullanılan 3B pompa modelinin doğrulama sonuçları, evolvent, eğrisel evolvent ve asimetric eğrisel evolvent profil karşılaştırma sonuçları ve eğrilik yarıçapı karşılaştırma sonuçları irdelenmiştir. Bu karşılaştırmalarda deneysel çalışmalardan elde edilen debi, tork, güç ve hacimsel verim sonuçları ile HAD analizlerinden elde edilen debi, tork, güç, kavitasyon görüntülemeleri, hız görüntülemeleri ve basınç görüntülemeleri kullanılmıştır.

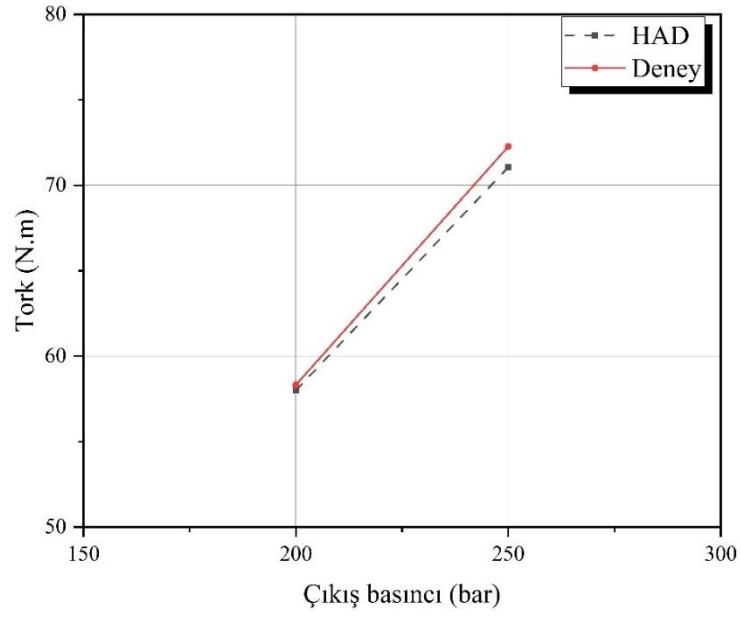
4.1 HAD Analizi Doğrulama Deney Sonuçlarının İncelenmesi

HAD analizi için kullanılan model, deneysel çalışmalarla doğrulanarak HAD analizleri için hata payı belirlenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel doğrulamalar bir önceki bölümde bahsedildiği gibi ASC Hidrolik A.Ş.'de dıştan dişli pompa için kullanılan özel bir test tezgahında gerçekleştirilmiştir. Doğrulama deneyleri 1000-1500-2000-3000 dev/dk dönme hızı ve 200-250 bar çıkış basıncı için gerçekleştirilmiştir.

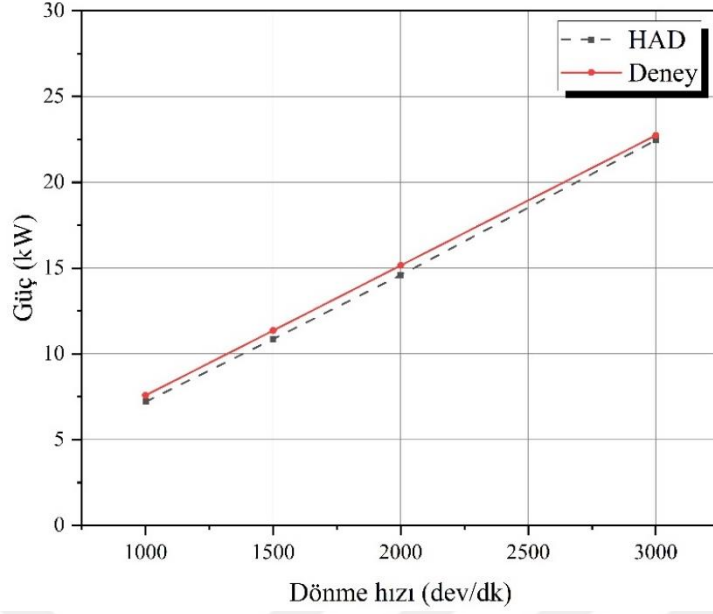
Şekil 4.1-4.4'te sırasıyla deneysel çalışmadan ve HAD analizlerinden elde edilen debi, tork ve hidrolik verim sonuçları incelenmiştir. Debi, güç ve hidrolik verim grafiklerinin elde edildiği deneyler ve simülasyonlarda çıkış basıncı 250 bar olarak alınmıştır. Simülasyonlarda da ise giriş basıncı pompa üreticisinin tavsiye ettiği değer nispetinde 0,75 bar olarak alınmıştır. Tork grafiği ise 3000 dev/dk dönme hızı ve 200-250 bar çıkış basıncı için elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile HAD analizinden elde edilen verilerle mükemmel bir şekilde uyduğu gözlemlenmiştir. Yapılan değerlendirmeler sonucunda hata payının %1,5-5 arasında olduğu belirlenmiştir. Dönme hızının azalmasıyla hata payının arttığı tespit edilmiştir. Hacimsel debi, hacimsel verim, güç için verilen grafikler değerlendirildiğinde en az hata payı 3000 dev/dk dönme hızında yaklaşık %1,5 olduğu ve en fazla hata payının ise 1000 dev/dk dönme hızında yaklaşık %5 olduğu tespit edilmiştir. Hata payının dönme hızı ile ters orantılı olduğu belirlenmiştir. Bu durum ve hata payı aralığı literatür bilgisi ile uyumludur [65, 80]. Tork için yapılan değerlendirmelerde ise hata payları %1 ve %2 olarak tespit edilmiştir. Çıkış basıncı arttıkça hata payının arttığı görülmüştür.



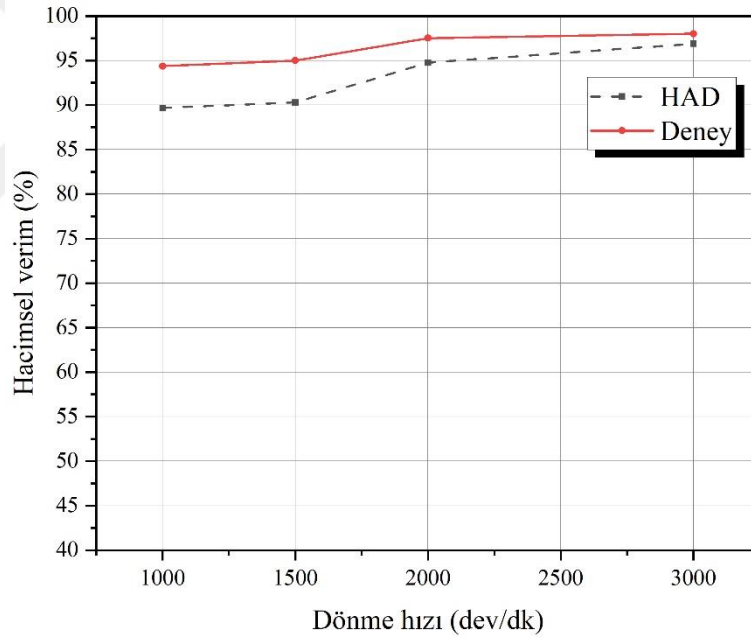
Şekil 4.1 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-hacimsel debi karşılaştırılması.



Şekil 4.2 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-tork karşılaştırılması.



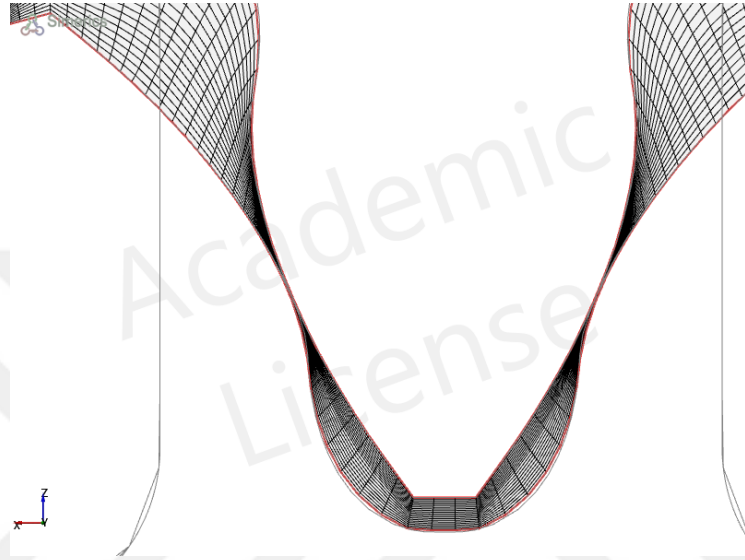
Şekil 4.3 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-güç karşılaştırılması.



Şekil 4.4 : Doğrulama deneyleri için dönme hızı-hacimsel verim karşılaştırılması.

HAD analizleri, kullanıcı tarafından belirlenen sınır şartları için akışkan problemini mükemmel yakın bir şekilde çözmeye çalışır. Deneysel testlerde ise bu durum tam tersidir. Mekanik sürtünmelerden dolayı mekanik verim de hesaba katıldığı için deneysel çalışmalarda, HAD analizlerinden elde edilen değerlerden daha düşük değerler elde edilmesi normaldir. Bu çalışma sonuçlarında ise tam tersi bir durumla karşılaşılmıştır. Deneysel çalışmalar esnasında dişli çark sürekli temas halindedir ve dişliler arasında boşluk yoktur.

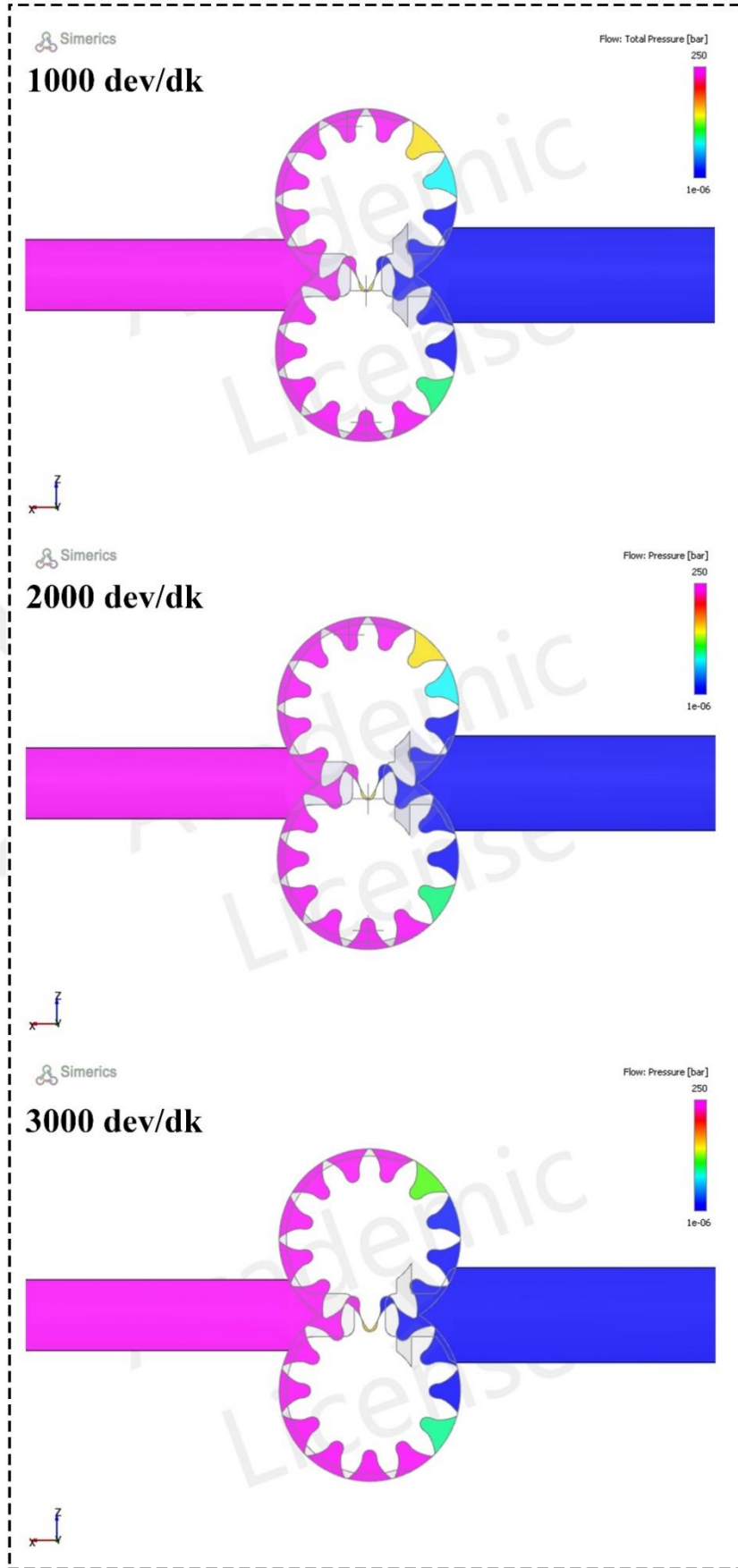
Fakat HAD analizlerinde dinamik çözüm ağını kullanabilmek ve hesaplama süresinin azaltılabilmesi için dişliler arasındaki boşluk ek kayıplar meydana getirmektedir. Bu durum şekil 4.5'te gösterilmiştir. Bu nedenle HAD analiz sonuçları deneysel sonuçlara göre daha düşük seviye çıkabilir [65]. Ayrıca tork değerlerinin düşük çıkma nedeni denklem 3.28 ile açıklanabilir. Deneysel çalışmalarda mekanik verim HAD analizlerine göre daima daha düşüktür [80]. Bu durum tork hesaplamalarına şekil 4.2'deki gibi yansımaktadır



Şekil 4.5 : Dişli çarklar için oluşturulan çözüm ağındaki boşluklar.

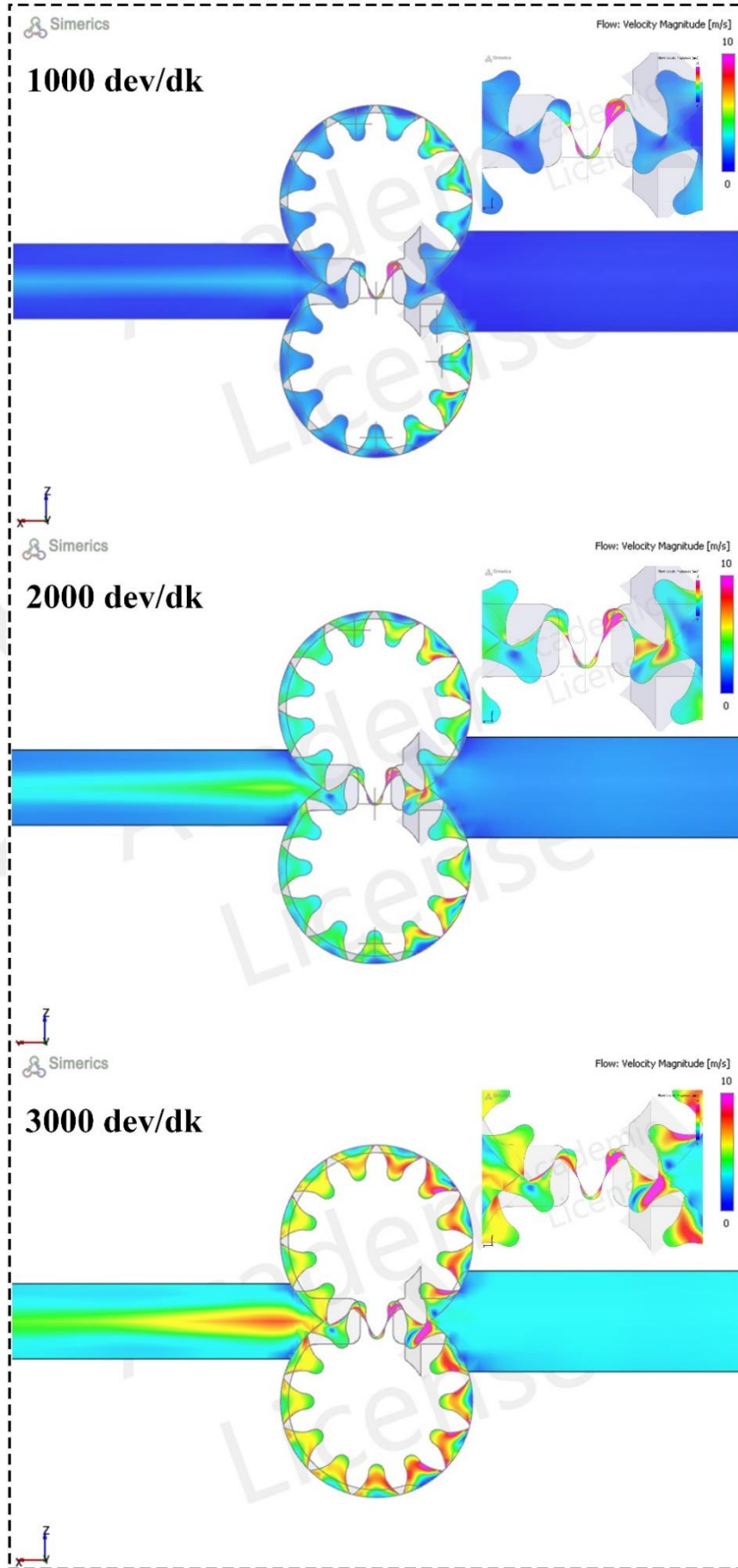
Şekil 4.6-4.8 arasında deneysel çalışmalarla elde edilemeyen fakat HAD analizi kullanımının avantajlarından olan bazı dağılımlar (basınç dağılımı, hız dağılımı, tahmini kavitasyon bölgelerinin dağılımı ve toplam çözünmeyen gaz hacim oranı) 1000-2000-3000 dev/dk dönme hızı için elde edilmiştir.

Basınç dağılımlarını deneysel çalışmalarla elde etmek çok zordur. Pompa tasarımında, basınç dağılım bölgelerinde ani basınç yükselmesini ya da düşmesini tespit etmek pompanın optimize edilmesi açısından oldukça önemlidir. Bu nedenle en iyi çözüm 3B modelleme tekniği kullanmaktır [80]. Şekil 4.6'da iki diş arasında kalan odaların içerisindeki basınç dağılımları belirtilen çalışma koşulları için gösterilmiştir. Farklı dönme hızları düşük basınç bölgesi aynı kalarak yaklaşık olarak 90 derece olduğu tespit edilmiştir. Dönme hızına bağlı olarak oda içerisindeki basınçların değiştiği görülmüş ve dönme hızı azaldıkça düşük basınç bölgesinden yüksek basınç bölgesine geçiş odalarındaki basıncın azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.6 : Farklı dönme hızlarındaki basınç dağılımı.

Şekil 4.7’de farklı dönme hızları için akışkan hız dağılımı gösterilmiştir. Herhangi bir dönme hızında akışkanın pompadan çıkış hızı <10 m/s olduğu belirlenmiştir. Dönme hızının akışkan hızı ile ilişkili olduğu ve dönme hızının artmasıyla birlikte akışkan hızının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca yüksek basınç bölgelerinde akışkan hızının fazla ve düşük basınç bölgelerinde akışkan hızının düşük olduğu görülmüştür. Meydana gelen bu durumun literatür bilgisiyle uyumlu olduğu anlaşılmıştır. Yüksek basınç bölgesinden akışkan, aksel boşluklardan ve dişli boşluklarından geri sızar. Bu durum yüksek basınç bölgelerinde hız kaybına neden olur ve pompanın hacimsel verimini azaltır [106]. Şekil 4.7 dikkatli olarak incelendiğinde herhangi bir dönme hızında düşük basınç bölgelerindeki hız değerinin, yüksek basınç bölgelerindeki hız değerinden yüksek olduğu görülecek ve geri akışın dişli odalarındaki iletilen akışkanın hızını azalttığı daha net anlaşılacaktır. Bu durumun düşük dönme hızında daha belirgin olduğu tespit edilmiştir.

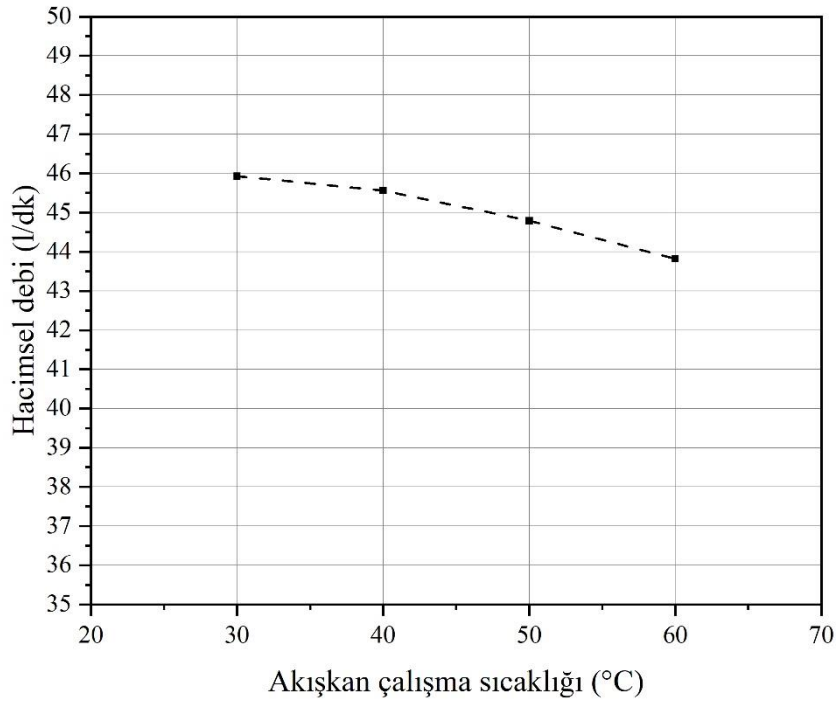


Şekil 4.7 : Farklı dönme hızlarındaki hız dağılımı.

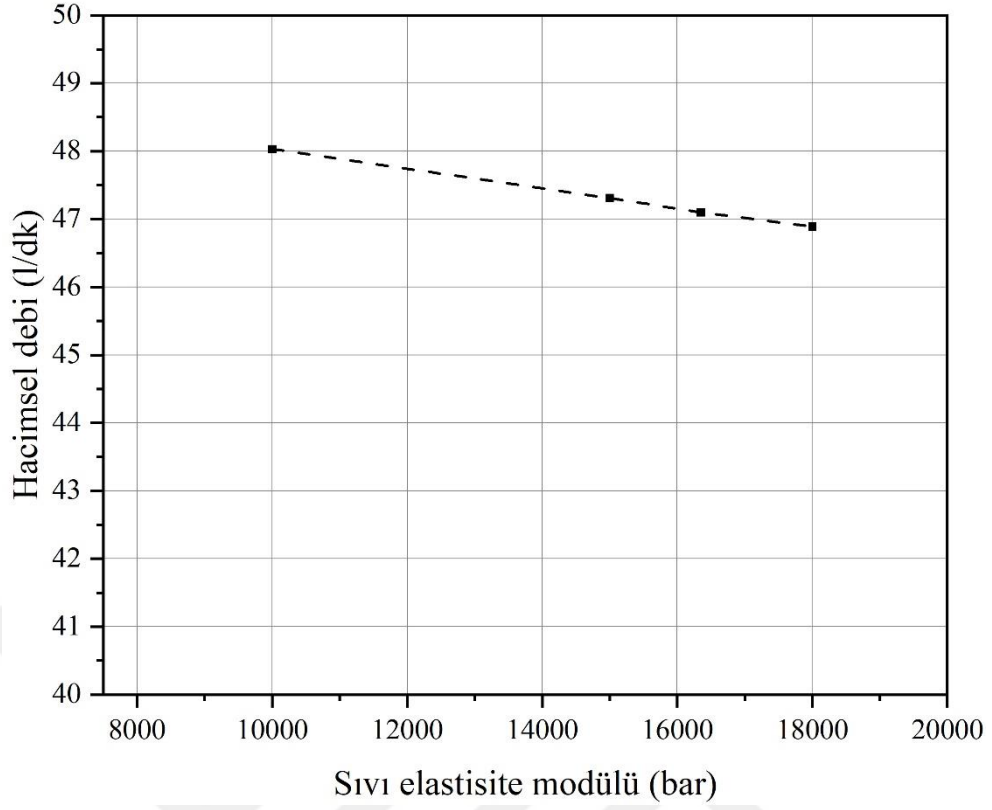
İncelenen dıştan dişli pompa için, pompa çalışma koşullarında kavitasyon olayının olup olmadığı ve varsa hangi bölgede olduğunu tahmin edebilmek amacıyla kavitasyon sonuçları analiz edilmiştir. Yazılım, önceki bölümde belirtildiği gibi kavitasyon olayının tahmini için başarılı bir model sunar. Pompa tasarımı aşamasında kavitasyon olgusunun tahmini ve optimize edilmesi mühendislik için önemlidir. Model içerisinde bulunan toplam gaz hacmi görselleştirilerek kabarcıkların hangi bölgede oluştuğu şekil 4.8’de verilmiştir. Hacim, 0-1 arasında değişen toplam gaz hacim oranı olarak verilmiştir. Burada gaz hacim oranı, seçilen bir hacimdeki akışkanda çözünmeyen gaz (NCG) hacim oranını temsil etmektedir. Pompa içerisinde meydana gelen kavitasyon bölgeleri giriş tarafında kavrama sonrası çözünen dişliler arasında meydana geldiği tespit edilmiştir. Kavitasyon bölge tahmini, yapılan bir deneysel çalışma ile tespit edilmiştir [107]. Bu çalışmada da bölge tahmini literatür ile uyumlu olduğu görülmüştür. Dönme hızına bağlı olarak kavitasyon bölgelerinin azaldığı tespit edilmiştir. Bu tip pompalarda kavitasyon olayına etki eden en önemli parametrenin dönme hızı olduğu belirtmiştir [106].

4.2 HAD Analizi İçin Farklı Çalışma Şartları Sonuçlarının İncelenmesi

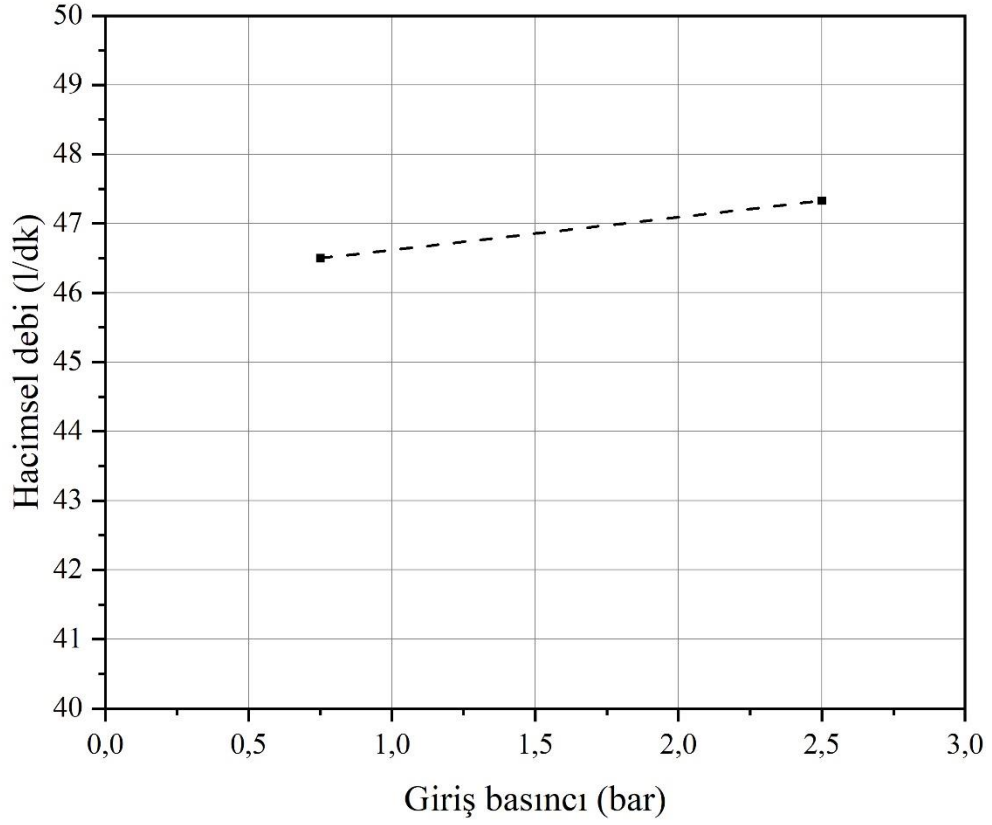
Dıştan dişli pompalarda çalışma koşulları önemlidir. Pompaların hidrolik performansını etkileyen bazı önemli faktörler vardır. Farklı vakum basınçları, farklı servis basınçları, farklı çalışma sıcaklıkları ve farklı akışkan kullanımı bunlardan bazılarına örnek verilebilir. Şekil 4.9-4.12, referans pompa tasarımı için farklı çalışma koşullarına ait HAD analizlerinden elde edilen hacimsel debi sonuçları verilmiştir. Şekil 4.9’da farklı sıcaklıklarda yapılan analizlerde (0,75 bar giriş basıncı, 250 bar çıkış basıncı ve 3000 dev/dk dönme hızı) çalışma sıcaklığının artmasıyla birlikte hacimsel debinin düştüğü gözlemlenmiştir [108]. Çalışma sonuçlarının literatür bulgularıyla uyumlu olduğu görülmüştür [80]. Şekil 4.10’da farklı akışkan özellikleri (sıvı elastisite modülü) üzerine yapılan çalışmada (2,5 bar giriş basıncı, 250 bar çıkış basıncı ve 3000 dev/dk dönme hızı) hacimsel modülün artmasıyla birlikte hacimsel debinin düştüğü tespit edilmiştir [109]. Şekil 4.11 ve şekil 4.12’de sabit dönme hızında (3000 dev/dk) giriş ve çıkış basınçlarının hacimsel debi üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Sabit çıkış basıncı (250 bar) için giriş basıncının artması ile ΔP ’nin azalarak hacimsel debinin arttığı görülmüştür. Benzer şekilde sabit giriş (0,75 bar) basıncı için çıkış basıncının azalmasıyla ΔP ’nin azalarak hacimsel debinin arttığı görülmüştür.



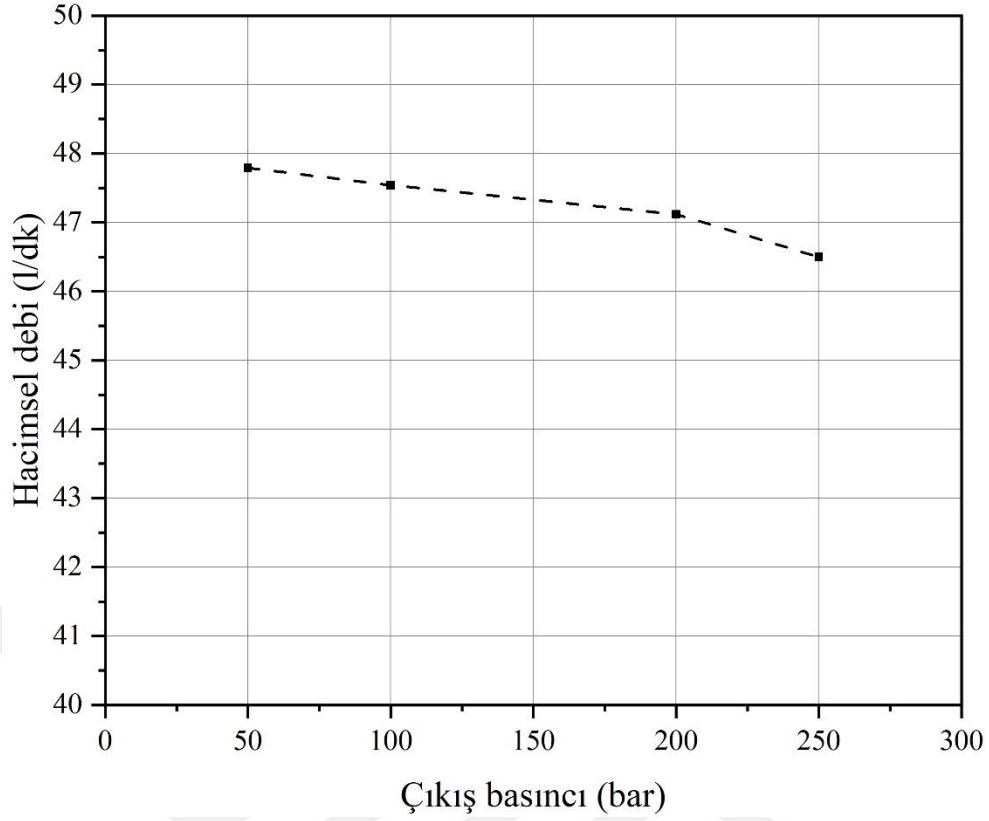
Şekil 4.9 : Hacimsel debi-akışkan çalışma sıcaklık grafiği.



Şekil 4.10 : Hacimsel debi-sıvı elastisite modül grafiği.



Şekil 4.11 : Hacimsel debi-giriş basıncı grafiği.

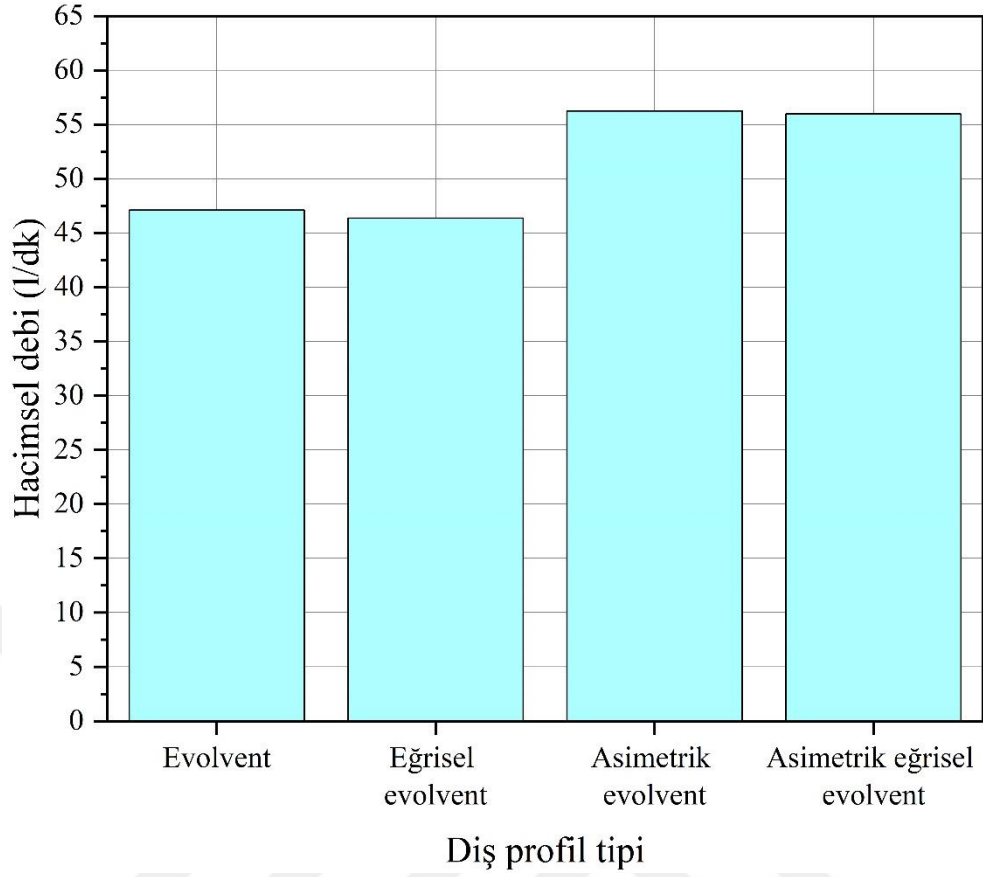


Şekil 4.12 : Hacimsel debi-çıkış basıncı grafiği.

4.3 Farklı Profillere Ait HAD Analizi Sonuçlarının İncelenmesi

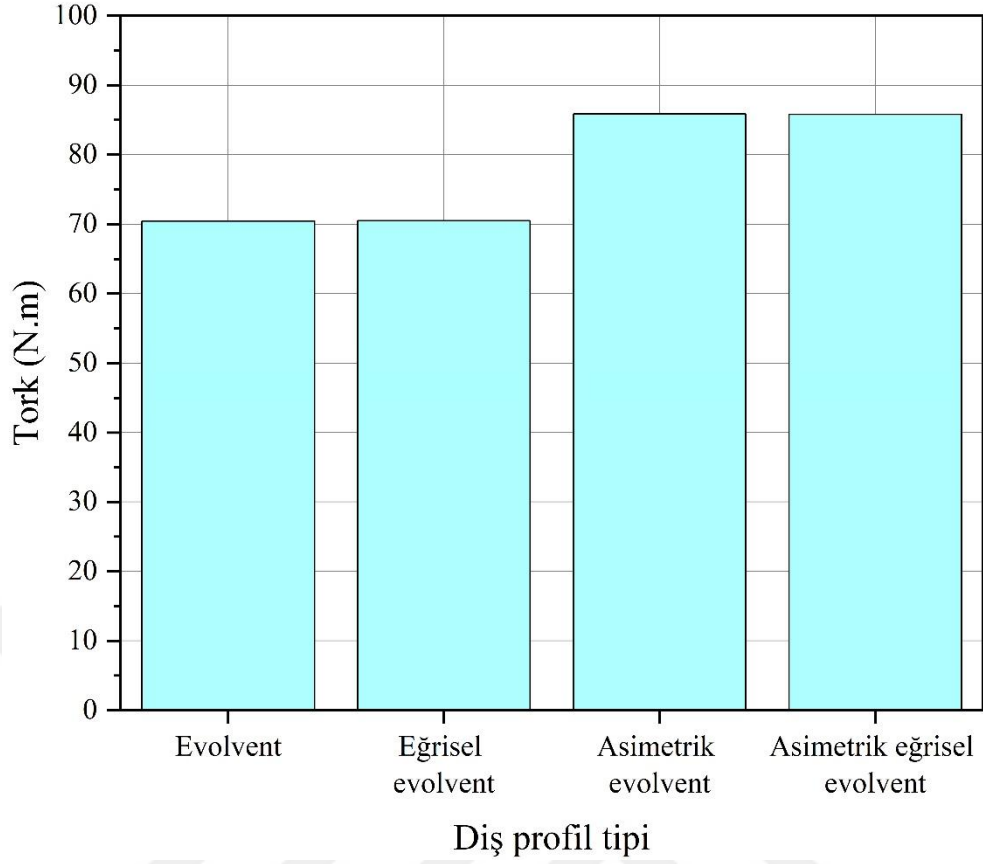
Bu bölümde tam evolvent profil dişli pompa, asimetric evolvent profil dişli pompa, eğrilik yarıçapı 180 mm olan eğrisel evolvent profil dişli pompa ve asimetric eğrisel evolvent profil dişli pompa için çalışma performansı sonuçları incelenmiştir. Şekil 4.13-4.16 arasında sırasıyla debi, tork, güç ve hacimsel verim grafikleri sunulmuştur.

Şekil 4.13'te farklı diş profillerine ait hacimsel debi karşılaştırılması sunulmuştur. 56,95 l/dk ile en yüksek debi değeri, asimetric evolvent profile sahip dişli tipi için tespit edilmiştir. 46,36 l/dk ile en düşük debi değeri, eğrisel evolvent profile sahip dişli tipi için tespit edilmiştir. Asimetric dişli profillerinin hacimsel debileri, asimetric olmayan diş profillerine göre daha yüksek çıktığı görülmüştür. Ayrıca eğrisel profile sahip dişli pompaların, düz profile sahip dişli pompalara göre daha az debi değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir.



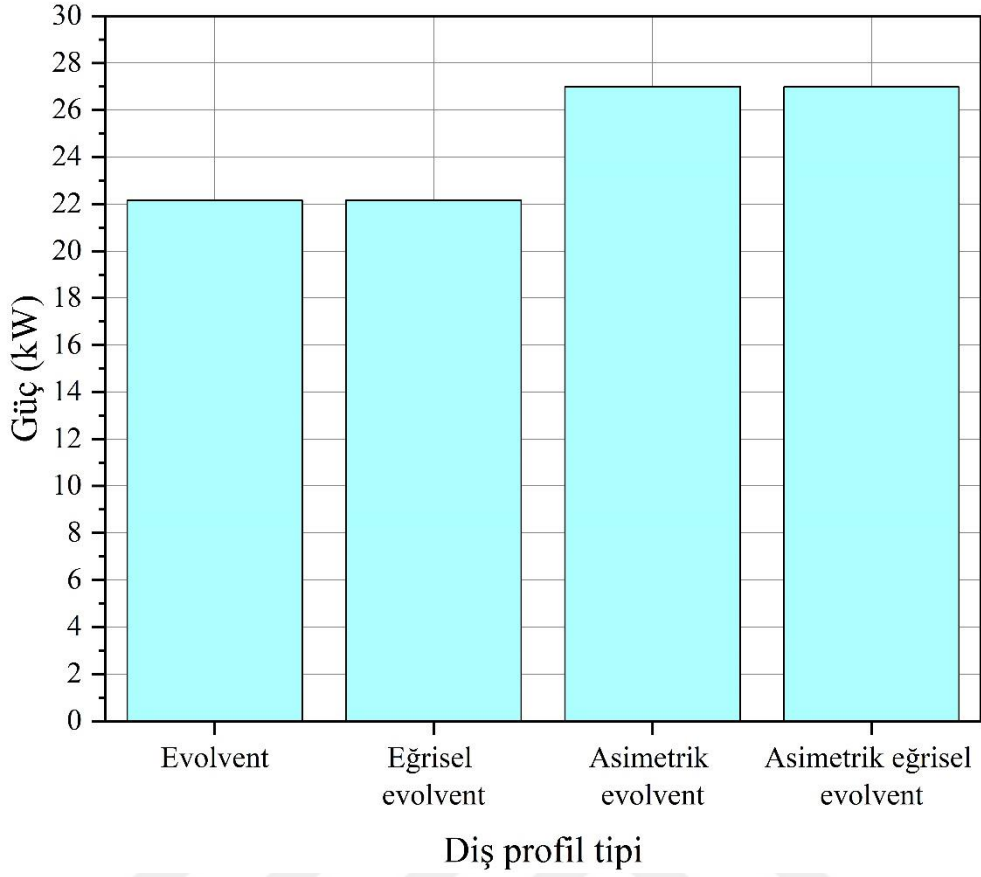
Şekil 4.13 : Farklı diş profilleri için hacimsel debi grafiği.

Şekil 4.14'te, farklı diş profilleri için HAD analizlerinden elde edilen tork değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. En yüksek tork değeri 85,8 N.m değeri ile asimetrik evolvent profil için elde edilirken en düşük değer ise 70,44 N.m değeri ile evolvent profil için elde edilmiştir. Asimetrik dişli profilleri için tork değerlerinin daha yüksek çıktığı belirlenmiştir. Dişli pompa da elde edilen tork, pompa iletim hacmine bağlı olduğundan dolayı asimetrik dişli profilleri için daha yüksek tork değerleri elde edilmiştir. Dişli profillerinin eğriselliği ise tork değerlerinde kayda değer bir değişiklik meydana getirmediği görülmüştür.



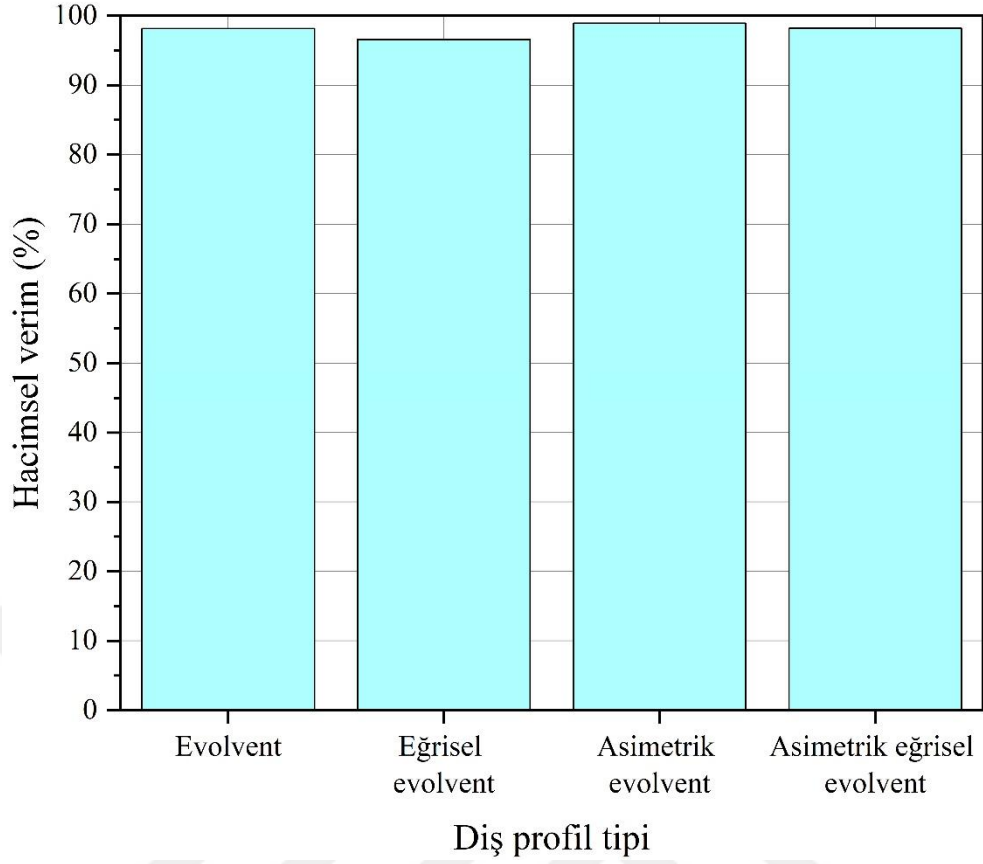
Şekil 4.14 : Farklı diş profilleri için tork grafiği.

Dişli pompaların performansının tespit edilmesinde güç önemli bir kriterdir. Günümüzde bir hidrolik makineden istenilen özelliklerden birisi de düşük enerji tüketimidir. Şekil 4.15'te farklı dişli profil tipleri için güç değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. En düşük güç değeri 22,15 kW ile eğrisel evolvent profili için gerçekleşirken en yüksek güç değeri 26,98 kW değeri ile asimetrik eğrisel evolvent profili için gerçekleşmiştir. Pompa gücü aynı zamanda toplam pompa verimi için de bir tahmin sağlayabilir. Fakat HAD analizlerinde mekanik verim gerçekte olduğu gibi hesaplanmadığından dolayı ya da gerekli sınır şartlarının gerçek şartlara uygun olarak verilmediğinden dolayı güç sonuçları, elde edilen hacimsel debi değerleri kadar kesin bir yakınlık sağlamayabilir. Şekil 4.15 incelendiğinde asimetrik dişli grubunun düz dişli gruba göre daha fazla güç harcadığı açık olarak görülmüştür. Fakat gruplar içerisinde eğriselliğin olma durumu güç değerlerinde kayda değer bir değişme meydana getirmemiştir.



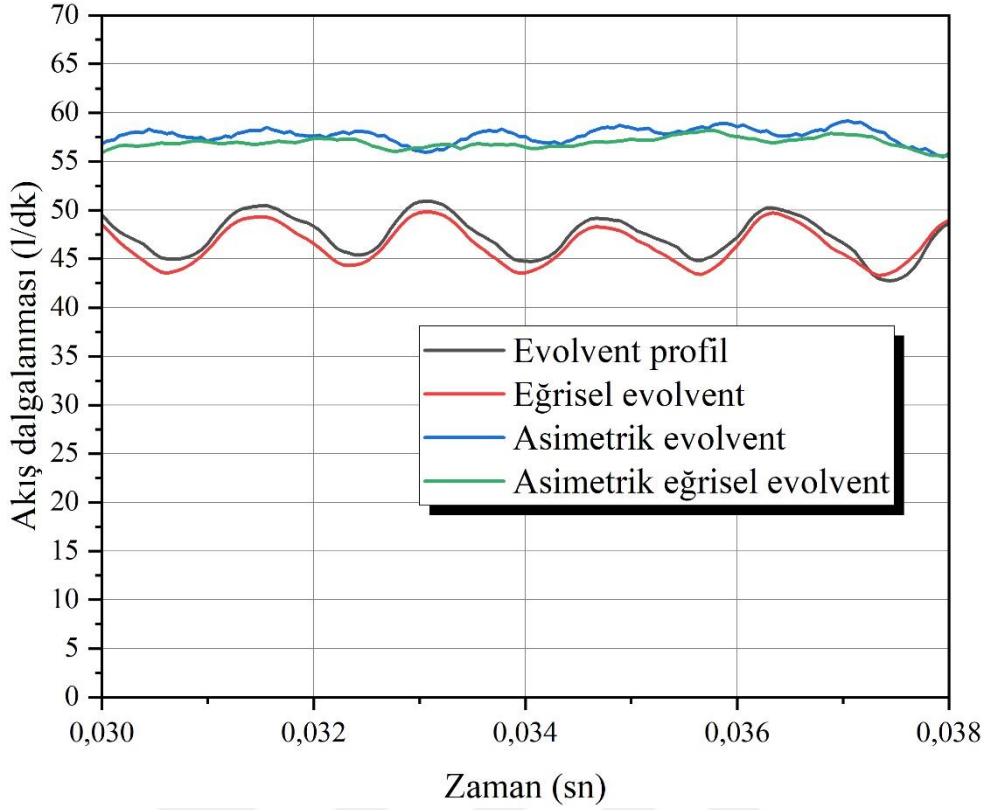
Şekil 4.15 : Farklı dış profilleri için güç grafiği.

Hidrolik makineler için hidrolik verim büyük önem arz etmektedir. Şekil 4.16'da farklı dış profilleri için hidrolik verim karşılaştırılması sunulmuştur. Eğrisel evolvent profile sahip dişli pompa hariç diğer pompaların hidrolik verimi birbirine yakın olmasına rağmen en yüksek hidrolik verim yaklaşık %98,8 değeri ile asimetrik evolvent profil için elde edilmiştir. Asimetrik eğrisel evolvent profil için bu değer %98,17 iken evolvent profil için bu değer %98,10 olarak tespit edilmiştir. Hidrolik verim, aynı dönme hızı için çıkış debisi ile doğru orantılı ve iletim hacmi ile ters orantılıdır. Şekil 4.13 bu kanıyı desteklemektedir. Dişli profillerinde meydana gelen eğrisellik durumu asimetrik dişli profilinde önemli bir düşüş sağlamazken (%0,64) eğrisel evolvent profil için yaklaşık %2 oranında bir düşüş sağlamıştır.



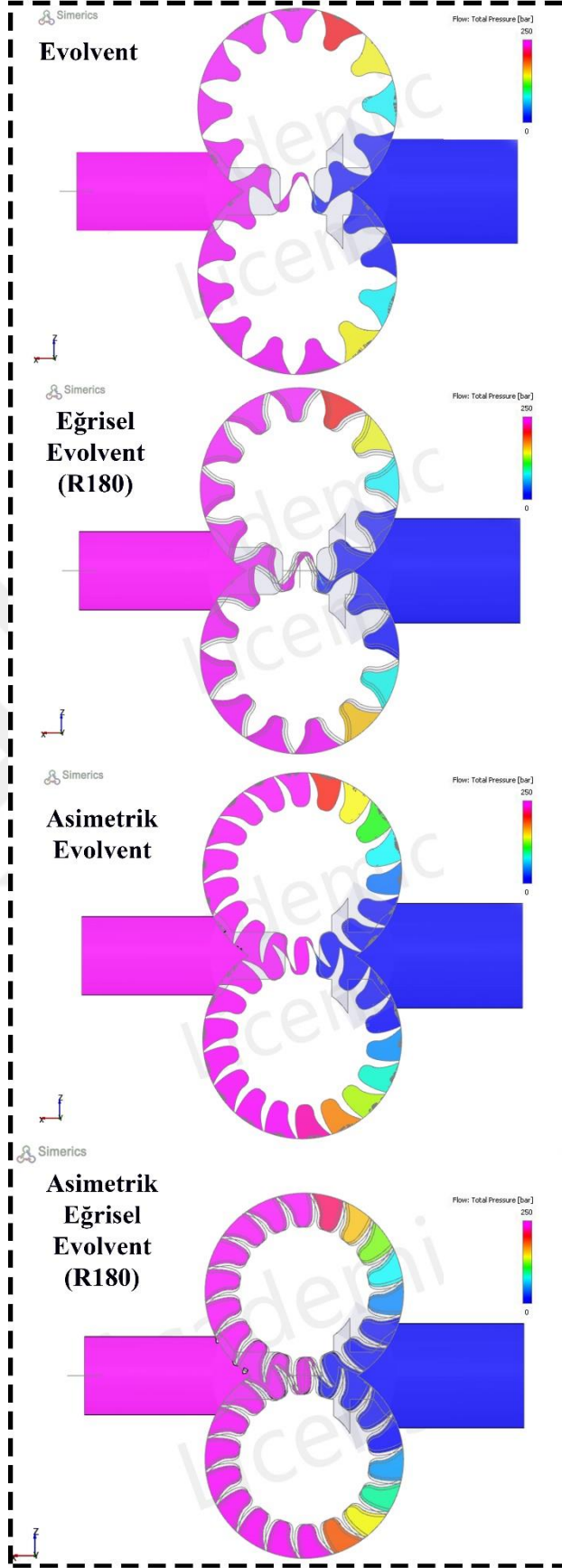
Şekil 4.16 : Farklı diş profilleri için hacimsel verim grafiği.

Akış dalgalanması hidrolik pompa için sıvı kaynaklı gürültüsünü tanımlayan en önemli parametrelerden biri olduğu bildirilmiştir [110]. Şekil 4.17 akış dalgalanmasını göstermektedir. Akış dalgalanmasının elde edilmesi ve karşılaştırılması akış kaynaklı gürültü tahminleri için çok önemlidir. Şekil 4.17 dikkatli olarak incelenirse dişli profiline asimetriklik kazandırmanın ve diş sayısındaki artışın dalga genliğinin azalmasında çok büyük rol oynadığı görülmüştür. Diş sayısı artışının akış dalgalanmasını azalttığı ve pompa iletim hacmini artırdığı rapor edilmiştir [111]. Ayrıca asimetrik dişliler arasında eğrisel profile sahip olan dişli için dalga genliğinin biraz daha azaldığı tespit edilmiştir. Böylece asimetrik eğrisel dişli ile çalışan pompanın sıvı kaynaklı gürültüsünün diğer profillere göre daha az olduğu söylenebilir.

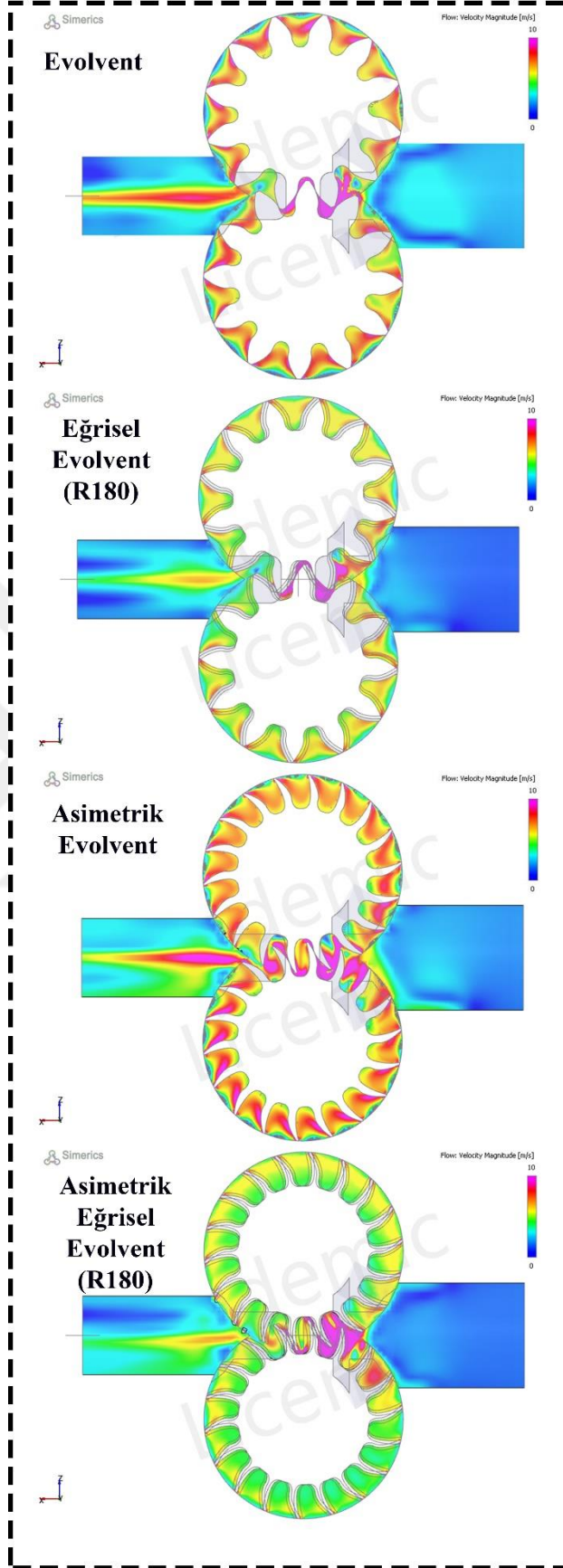


Şekil 4.17 : Farklı diş profilleri için akış dalgalanma grafiği.

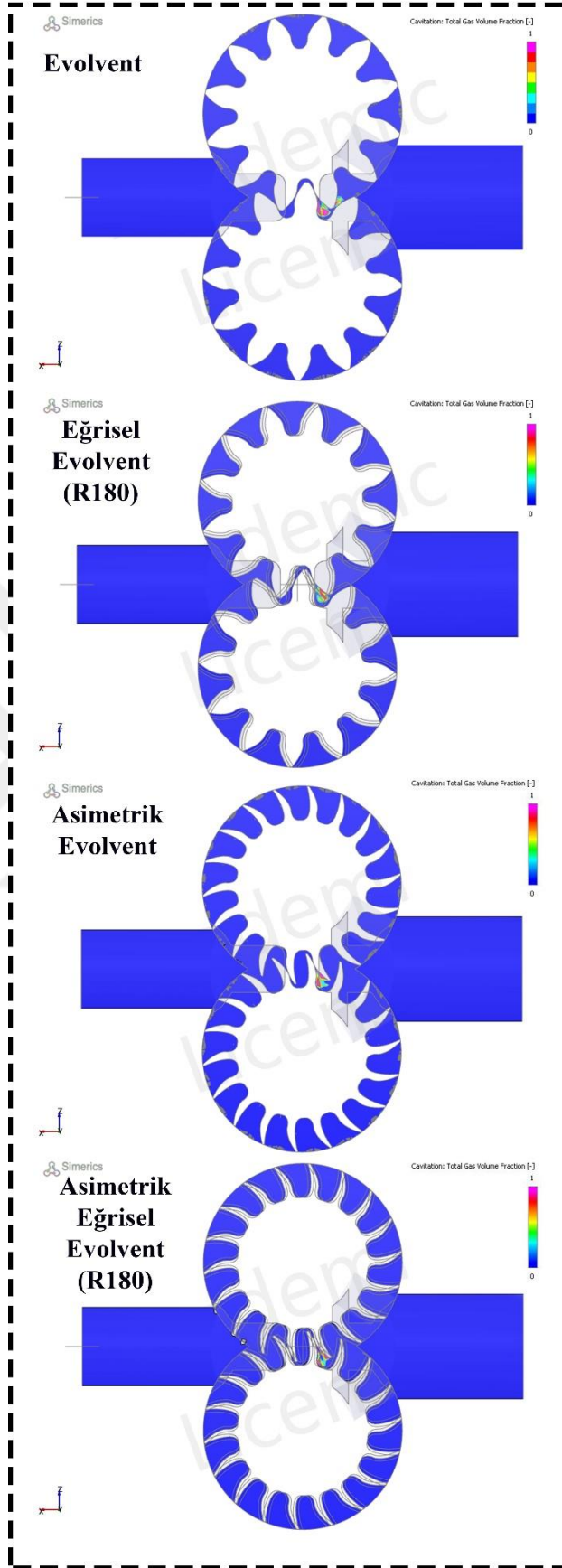
Şekil 4.18-4.20 arasında farklı diş profilleri için sırasıyla basınç, hız, tahmini kaviteasyon bölge dağılımı ve çözünmeyen toplam gaz hacim oranı verilmiştir. Şekil 4.18 için farklı profiller incelendiğinde ani basınç artışı ya da düşüşü tespit edilememiştir. Şekil 4.19'da verilen hız dağılımdan edinilen bilgiye göre eğrisel profillere sahip dağılımlarda diş uçlarında hızların azaldığı görülmüştür. Bu durum diğer profillere göre daha yüksek (%1-2) bir geri akış varlığını gösterir. Hız değerlerinin bütün profiller için 10 m/sn'den daha düşük olduğu görülmüştür. Düz dişlilerin çıkış hızlarının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu dişli profilleri için daha yüksek debi elde edildiği unutulmamalıdır. Şekil 4.20'de ise her bir profil için muhtemel kaviteasyon bölge haritası çıkarılmıştır. Asimetrik dişlilerde kaviteasyon bölgesinin belirgin bir şekilde azaldığı görülmüştür. Ayrıca dişli profiline eğrisellik kazandırmanın bu kaviteasyon durumunu azalttığı ve çözünmeyen gaz hacim oranını da azalttığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.18 : Farklı diş profilleri için basınç dağılımı.



Şekil 4.19 : Farklı diş profilleri için hız değer dağılımını.

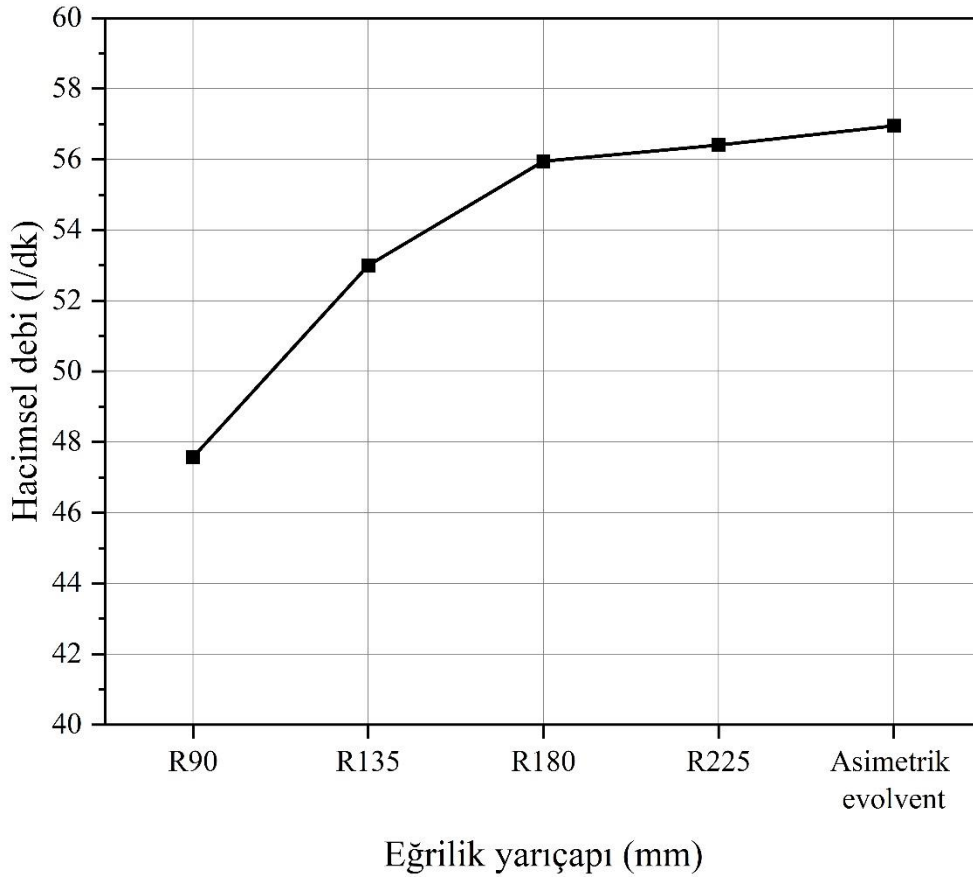


Şekil 4.20 : Farklı diş profilleri için tahmini kaviteasyon bölge dağılımı.

4.4 Farklı Eğrilik Yarıçaplarına Ait HAD Analizi Sonuçlarının İncelenmesi

Bu başlık altında bir önceki başlık altında performans değerleriyle öne çıkan asimetrik evolvent dişli profili için eğrilik yarıçapı incelemesi yapılmıştır. Bu kapsamda R90-R135-R180-R225 ve düz asimetrik dişli olmak üzere beş farklı diş profili için inceleme yapılmıştır.

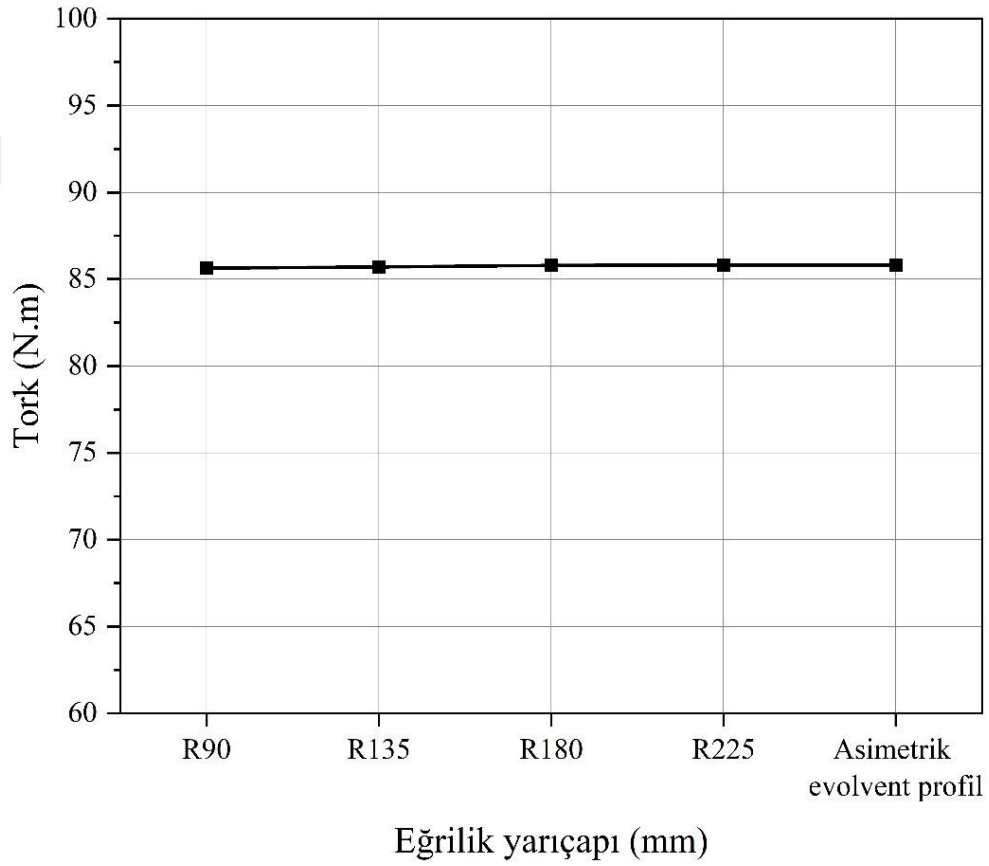
Şekil 4.21’de farklı eğrilik yarıçaplarına ilişkin hacimsel debi karşılaştırılması sunulmuştur. Asimetrik evolvent profiline sahip dişli en yüksek debi değerine (%56,95) ulaştığı görülmüştür. Bu profil ile R180 eğrilik yarıçapı arasında hacimsel debinin yaklaşık %2 oranında düştüğü görülmüştür. Bu düşüş oranının R135 ve R90 değerleri için daha fazla olduğu görülmüştür. Eğrilik yarıçapı arttıkça hacimsel debinin arttığı tespit edilmiştir.



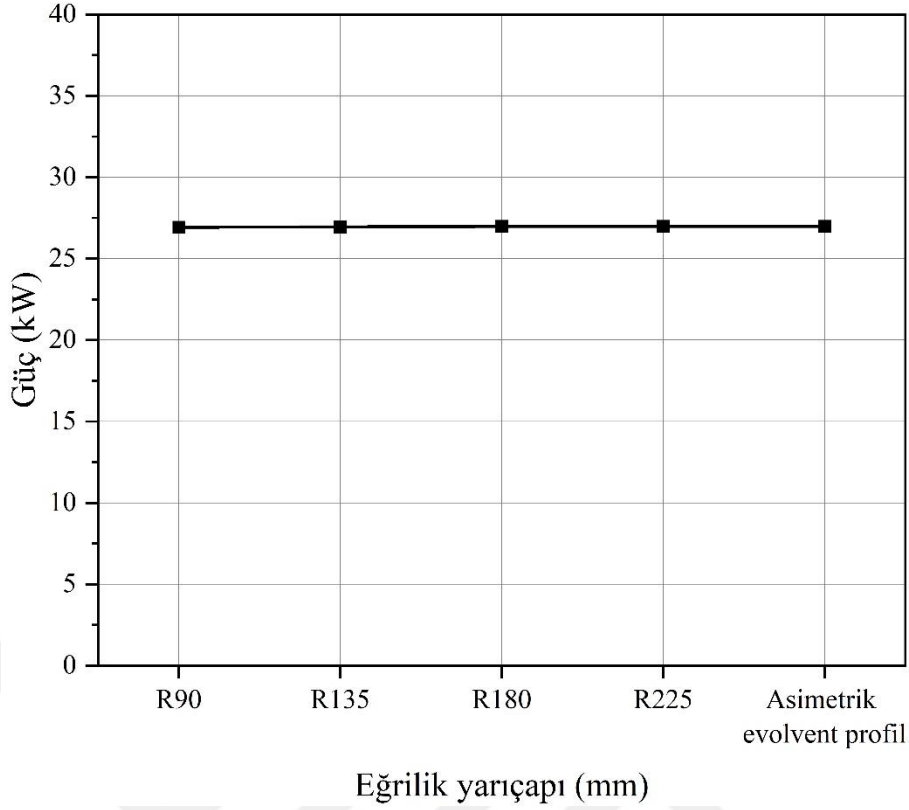
Şekil 4.21 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.

Şekil 4.22 ve şekil 4.23’de farklı eğrilik yarıçaplarına ilişkin sırasıyla tork ve güç değerleri verilmiştir. Genel olarak tork (R90: 85,64 N.m – Asimetrik evolvent: 85,82 N.m) ve güç (R90: 26,93 kW N.m – Asimetrik evolvent: 26,99 kW) değerlerinin eğrilik yarıçapına bağlı olarak kayda değer bir değişim olmadığı tespit edilmiştir. Tork değerlerinin açıklaması

bir önceki bölümde yapılmıştı. Benzer bir açıklama güç değerleri için de yapılabilir. Güç değerleri hacimsel debi ve toplam verime bağlı olarak değişebilir. Eğrilik yarıçapının artmasıyla hacimsel debi değerlerinin yükseldiği bilinmektedir. Şekil 4.23’de güç verileri tüm eğrilik yarıçapları için sunulmuştur. Eğrilik yarıçapı arttıkça güç değerlerinin yaklaşık olarak değişmediği görülmüştür. Bu sonuçlar denklem 3.27’ ye göre değerlendirilecek olursa eğrilik yarıçapının artmasıyla toplam verim değerlerinin de arttığı görülecektir. Çünkü eğrilik yarıçapının artmasıyla hacimsel debi artmış fakat güç sonuçları değişmemiştir. Bu durumda güç sonuçlarının değişmemesi için toplam verimin artması gerekmektedir.



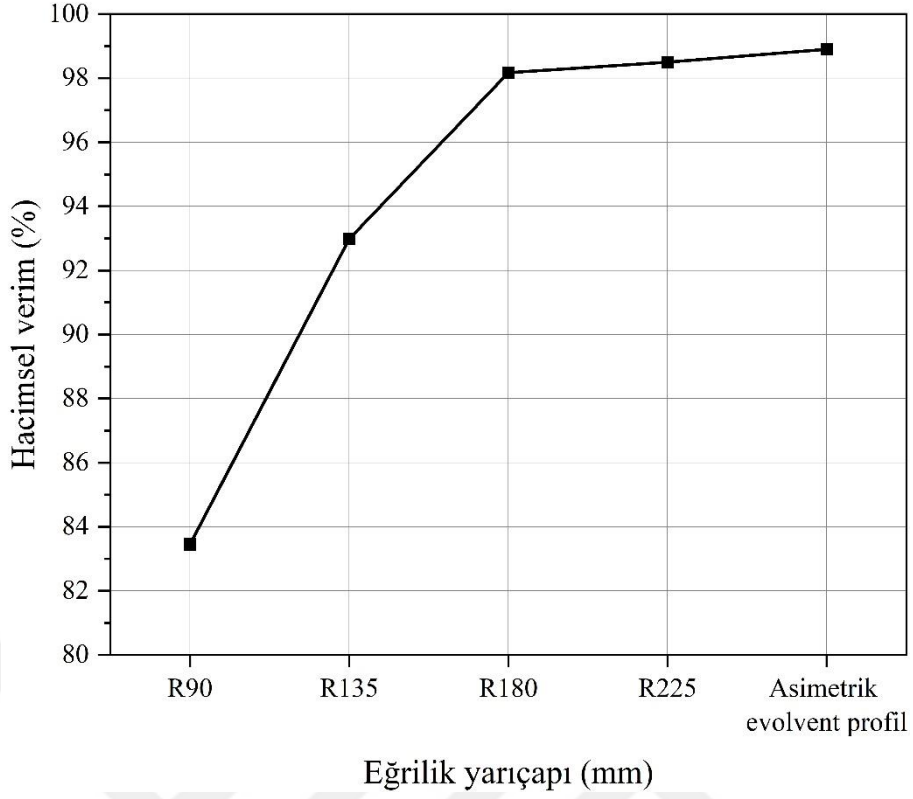
Şekil 4.22 : Farklı eğrilik yarıçapları için tork grafiği.



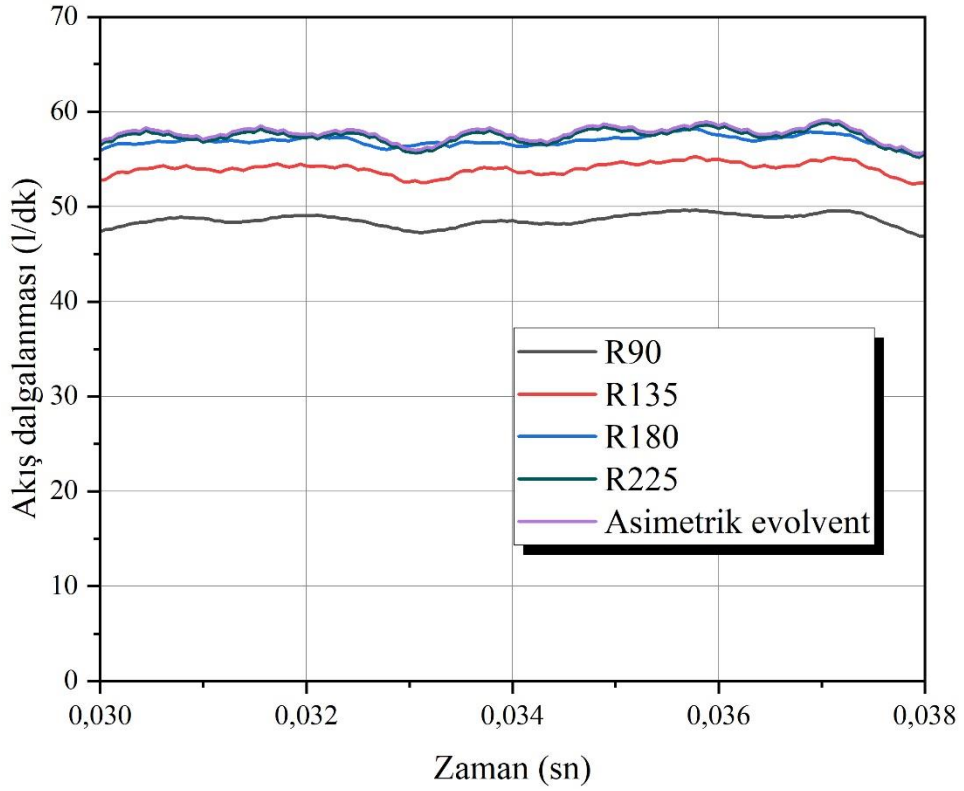
Şekil 4.23 : Farklı eğrilik yarıçapları için güç grafiği.

Şekil 4.24'te hacimsel debi ile paralel olarak farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel verim grafiği elde edilmiştir. En yüksek hacimsel verim değeri, %98,9 değeriyle asimetrik evolvent profil için elde edilmiştir. Bu değeri, %98,5 değeriyle R225 eğrilik yarıçapına sahip profil izlerken R180 eğrilik yarıçapına sahip profil için bu değer %98,17 olduğu görülmüştür. En düşük hacimsel verim ise %83,45 değeriyle R90 eğrilik yarıçapına sahip profil için elde edilmiştir.

Şekil 4.25 ise farklı eğrilik yarıçapları için akış dalgalanmasını göstermektedir. Bir önceki bölümde akış dalgalanmasının öneminden bahsedilmişti. Akış dalgalanması, eğrilik yarıçapının azalmasıyla birlikte azalmıştır. R225 eğrilik yarıçapına sahip profil ile asimetrik evolvent profil için akış dalgalanması benzer şekilde meydana gelmiştir. Bu durumun, R180 ve eğrilik yarıçapı daha düşük olan profillerde ise değiştiği tespit edilmiştir. Örneğin R180 eğrilik yarıçapına sahip profilin akış dalgalanması, asimetrik evolvent profilin akış dalgalanması göre yaklaşık %50 azaldığı görülmüştür. Benzer durum R135 ve R90 eğrilik yarıçapına sahip profiller için de geçerlidir.

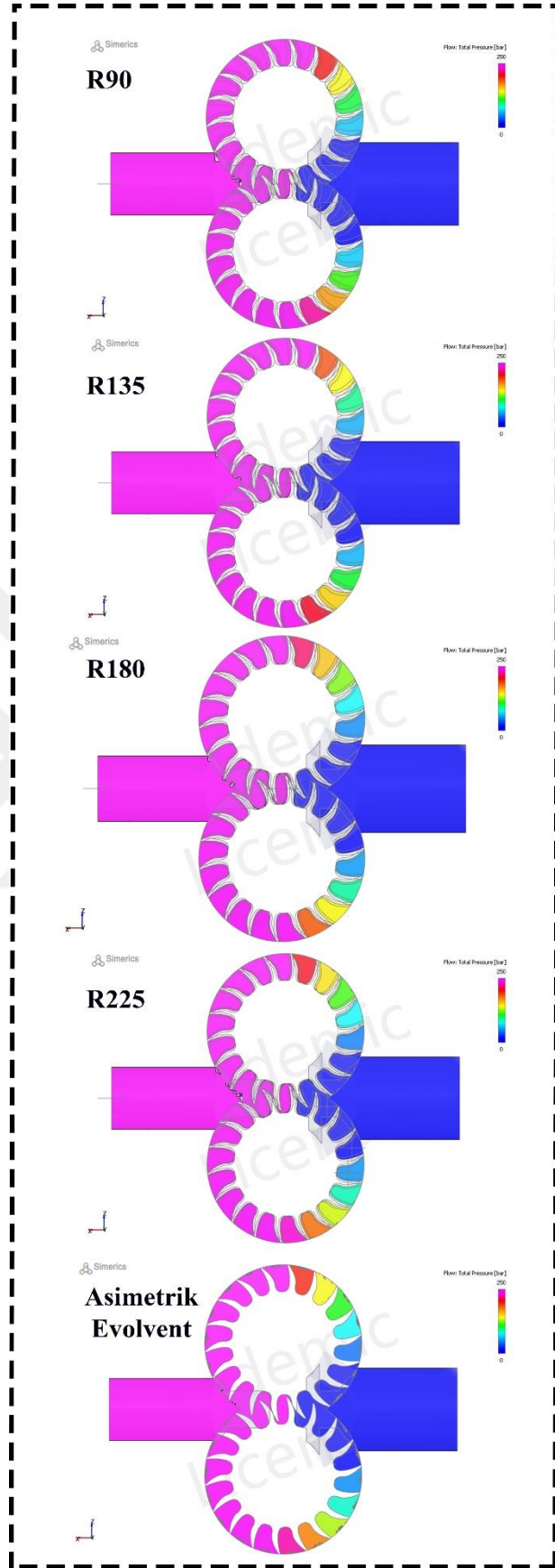


Şekil 4.24 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel verim grafiği.

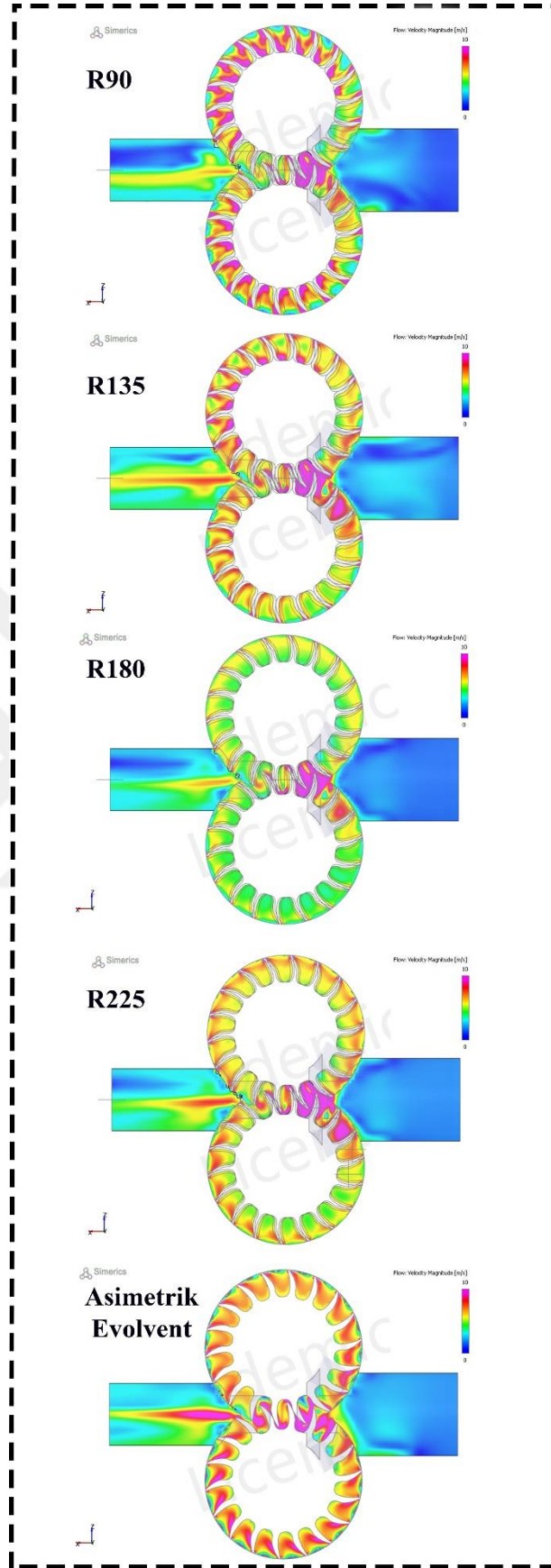


Şekil 4.25 : Farklı eğrilik yarıçapları için akış dalgalanma grafiği.

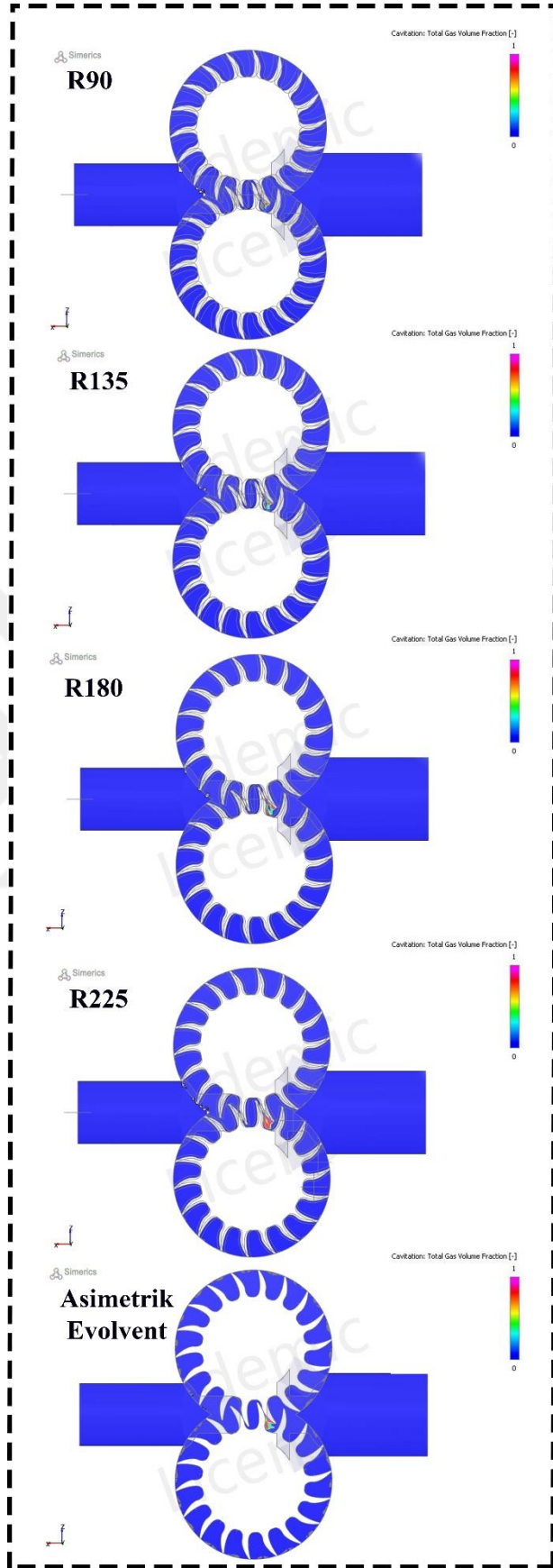
Şekil 4.26-4.28 arasında farklı eğrilik yarıçapları için sırasıyla basınç, hız ve tahmini kaviteasyon bölge dağılımı verilmiştir. Dağılımlar ile grafik verilerinin birbirini destekler nitelikte olduğu görülmüştür. Örneğin verilen hız dağılımı incelendiğinde eğrilik yarıçapının azalmasıyla birlikte akışkan çıkış hızı ve dişli uçlarındaki akış hızı azaldığı gözlemlenmiştir. Dişli uçlarındaki akış hızının azalması geri akış olgusunu destekler niteliktedir. Geri akışın ise hidrolik verimi düşürdüğü bilinmektedir (Şekil 4.24). Basınç dağılım grafiklerinde ani basınç artışı görülmemiştir. Basınç dağılımında görülen düşük basınç bölgeleri, hız dağılımındaki yüksek hız bölgeleri ve tahmini kaviteasyon bölgeleri de birbirini destekler durumdadır. Akış hızının arttığı ve basıncın nispeten çok düşük kaldığı bölgelerde kaviteasyon olma ihtimali yüksek olur. Pompa basıncının akışkan buharlaşma basıncının altına düştüğü zaman meydana gelen kaviteasyon ise şekil 4.28'de tahmini olarak gösterilmiştir. Eğrilik yarıçapının azalmasıyla tahmini kaviteasyon bölgesinin azalması dikkat çekici bir sonuçtur.



Şekil 4.26 : Farklı eğrilik yarıçapları için basınç dağılımı.



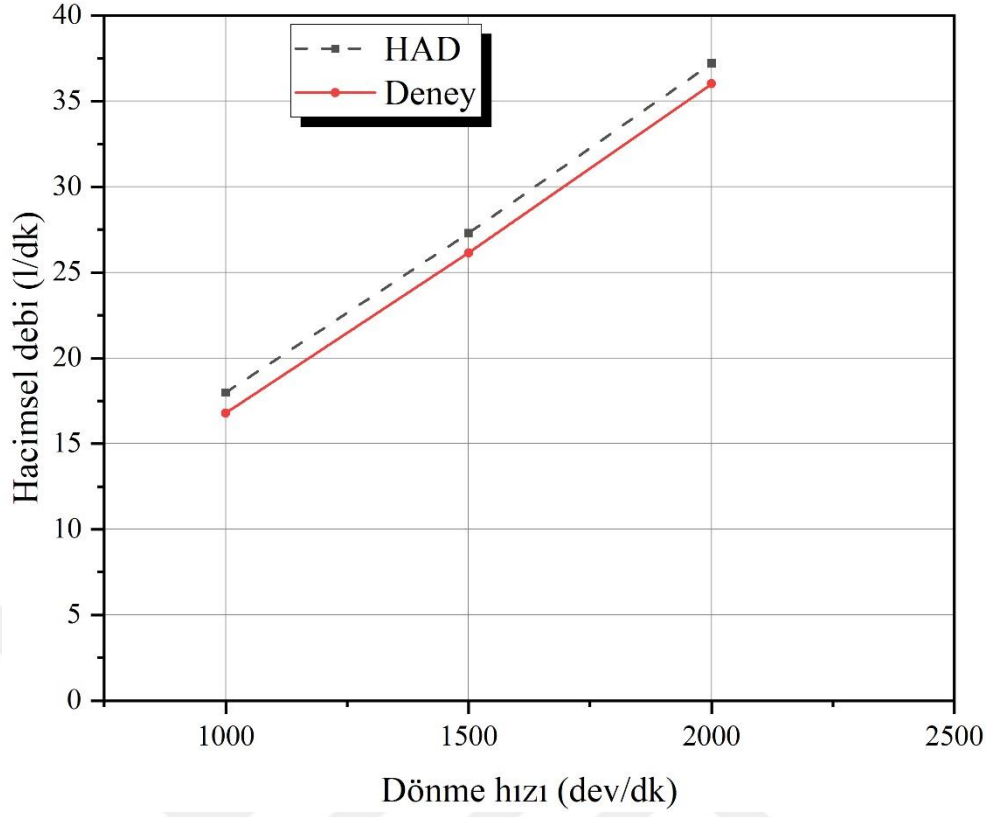
Şekil 4.27 : Farklı eğrilik yarıçapları için hız dağılımı.



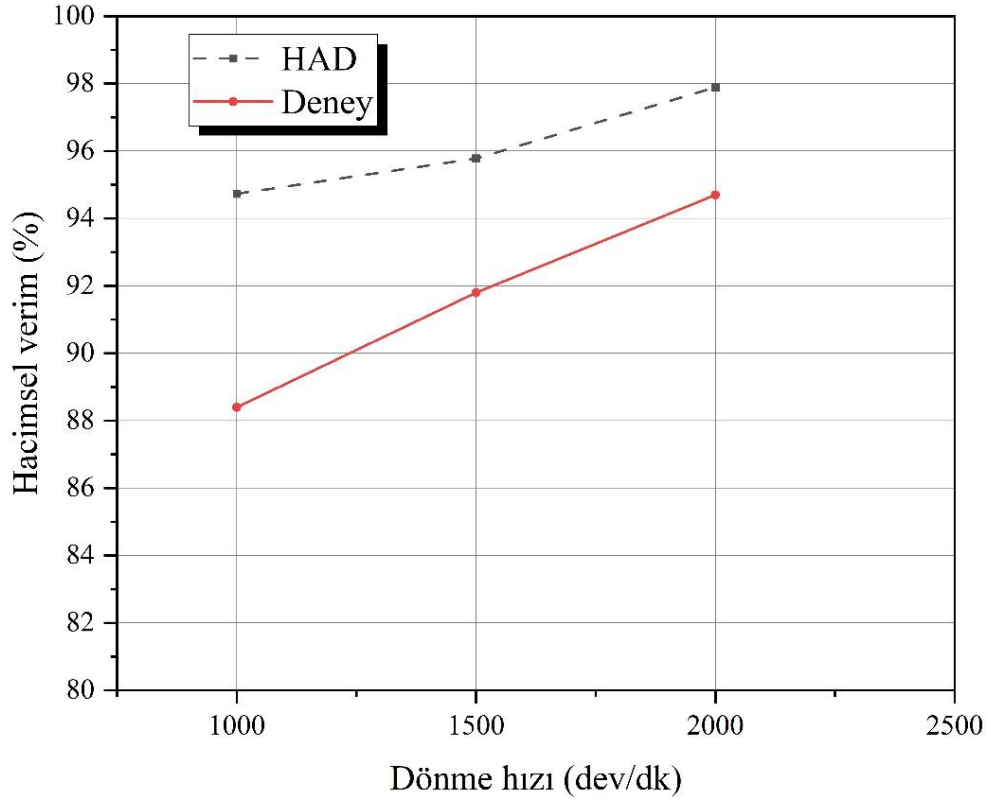
Şekil 4.28 : Farklı eğrilik yarıçapları için tahmini kavitasyon bölge tahmini.

4.5 R180 Eğrilik Yarıçapına Ait Doğrulama Deney Sonuçlarının İncelenmesi

HAD analizi ile gerçekleştirilen deneylerde elde edilen sonuçlara göre R180 eğrilik yarıçapına sahip profil diğer profillere göre daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir. Profile eğrisellik kazandırmanın avantajları daha önceki yapılan çalışmalarda bildirilmiştir [16, 17]. Bu kısımda ise hidrolik performans incelemesi yapılmıştır. Genel olarak hidrolik performans için asimetrik evolvent profil öne çıksa da bu profilin debi ve hacimsel verim değerleri R180 eğrilik yarıçapına sahip profile göre üstünlüğü %1-2 oranını geçmediği tespit edilmiştir. Fakat kavitasyon ve özellikle akış dalgalanması gibi özelliklerde R180 eğrilik yarıçapına sahip profilin kayda değer bir üstünlük sağladığı gözlemlenmiştir. Endüstriyel olarak kullanılan dişli pompalar için istenilen hacimsel verim %90-95 [5] olduğu düşünülürse R180 eğrilik yarıçapına sahip profil için elde edilen hidrolik performans yeterli olacağı düşünülmüştür. Bu nedenle R180 eğrilik yarıçapına sahip profil için doğrulama deneyleri yapılmıştır. Şekil 4.29 ve şekil 4.30'da sırasıyla hacimsel debi ve hacimsel verim için bir doğrulama sunulmuştur. Deneyler, dişli çarkların polimer malzemedan üretilmesinden dolayı nispeten daha düşük dönme hızları için gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri, 2,5 bar giriş basıncı ve 250 bar çıkış basıncı sınır koşullarında gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinden elde edilen sonuçların daha önceki bölümde verilen karşılaştırma grafiğinin aksine deney sonuçlarından daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir. Bunun farklı nedenleri olabilir. Bu nedenlerden bir tanesi de deney için üretilen dişli çarkların boyutsal ve geometrik doğruluğu ile alakalı olduğu düşünülmüştür. Deneysel çalışmalar ve HAD analizleri arasındaki hata payı tüm deneyler için %5-5,5 oranını geçmediği tespit edilmiştir.



Şekil 4.29 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.



Şekil 4.30 : Farklı eğrilik yarıçapları için hacimsel debi grafiği.

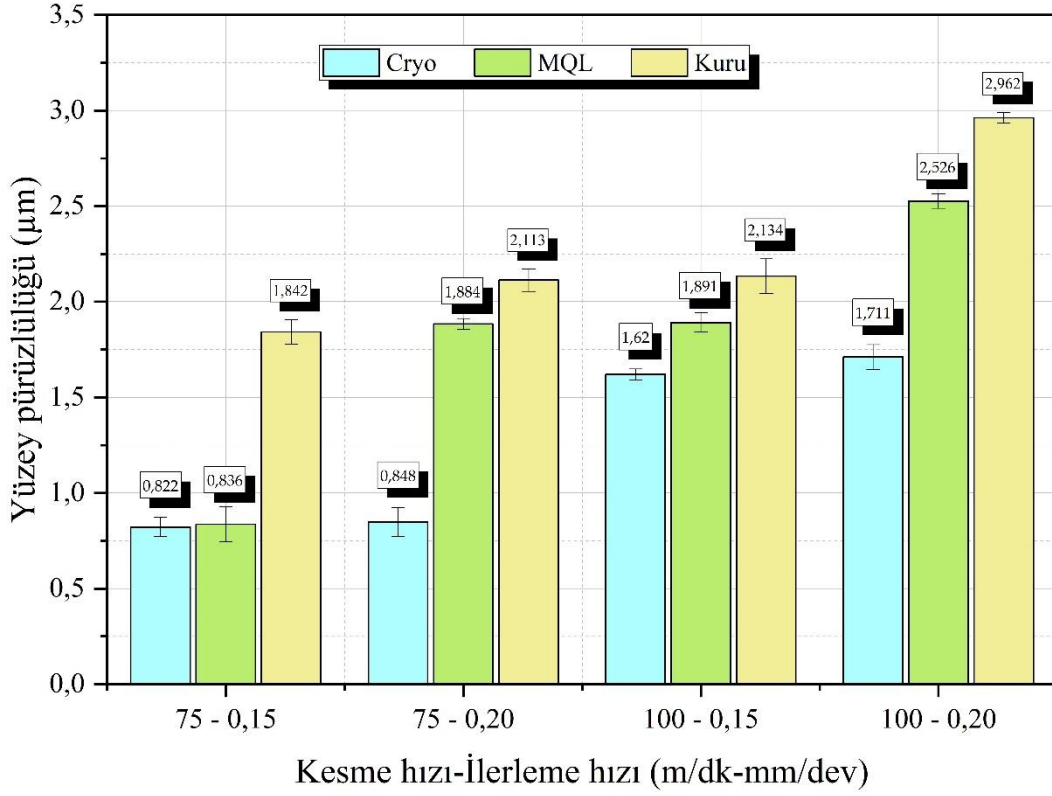
4.6 İşlenebilirlik Performansının İyileştirilmesine Dair Deney Sonuçları

Bu bölümde dişli çark imalatında kullanılan 5140 ıslah çeliğinin işlenebilirlik sonuçları irdelenmiştir. Yüzey pürüzlülüğü, kesme sıcaklığı, takım aşınması, talaş morfolojisi ve enerji tüketimi analiz sonuçları %5'ten az hata oranı ve yüksek tekrarlanabilirlik seviyesi ile sonuçlar rapor edilmiştir.

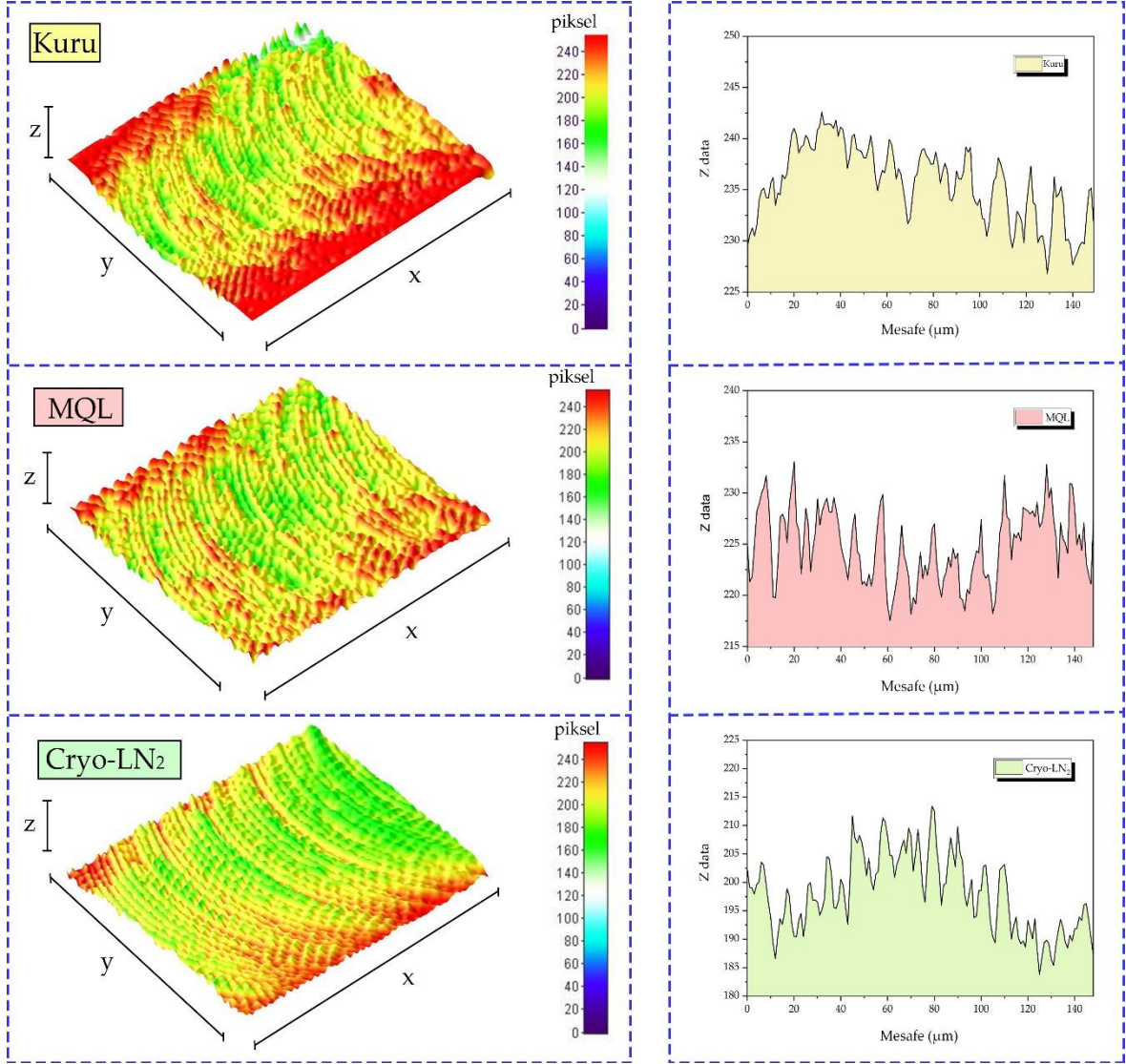
4.6.1 Yüzey kalitesinin analizi

Şekil 4.31 ve şekil 4.32 farklı soğutma/yağlama (S/Y) koşullarının yüzey pürüzlülüğü üzerine olan etkisini göstermektedir. Artan kesme-ilerleme hızlarıyla birlikte yüzey pürüzlülük değerlerinin artarak yüzey kalitesini düşürdüğü gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kesme hızının, ilerleme hızına göre yüzey pürüzlülük değerleri üzerinde daha etkili olduğu tespit edilmiştir. İşlenebilirlik deneyleri boyunca kuru ortam koşullarının en kötü yüzey pürüzlülük değerlerini sağladığı görüldü. Cryo LN₂ ile soğutma ortamı ile yapılan deneylerde ise en iyi yüzey kalitesinin sağlandığı görüldü. Örneğin; 75 m/dk kesme hızında ve 0,15 mm/dev ilerleme hızında en düşük yüzey pürüzlülük değeri ($R_a = 0,822 \mu\text{m}$) Cryo LN₂ soğutma ortamı ile elde edilmiştir. Artan kesme hızlarında ve ilerleme hızlarında da bu durumun değişmediği gözlenerek en iyi yüzey pürüzlülüğü değerlerinin bu soğutma ortamı ile sağlandığı görülmüştür. En düşük kesme-ilerleme hızında cryo LN₂ koşullarında yapılan deneylerde yüzey pürüzlülük değerlerinin, kuru ortam frezelemeye göre %53,96 oranında çarpıcı bir şekilde geliştirildiği ve ayrıca MQL yağlama ortamında yapılan frezelemeye göre ise %1,67 oranında geliştirildiği gözlemlenmiştir. Kesme-ilerleme hızlarının artmasıyla birlikte bu oranların değiştiği gözlemlenmiştir Kesici takım ile talaş arasına aktarılan yüksek basınçlı sıvılaştırılmış azot, endotermik bir reaksiyon göstermesiyle birlikte kesme esnasında ortam suyunu emerek buharlaşır. Bu durum, yüzey ve takım-talaş arasını ıslak ve yağlı hale getirir. Böylece minimum sürtünmenin sağlanmasıyla iş parçası yüzey pürüzlülüğünü önemli derecede azalır. Ayrıca yüksek basınç, eski talaşların ortamdaki uzaklaştırılmasına katkı sağlayarak kesme esnasında yüzey kalitesini kötüleşmesini engeller [112]. Yapılan deneyler sonucunda en yüksek yüzey pürüzlülük değeri 100 m/dk kesme hızı ve 0,2 mm/dev ilerleme hızında en yüksek yüzey pürüzlülük değeri ($R_a = 2,962 \mu\text{m}$) kuru ortam koşullarında sağlandığı görülmüştür. Benzer olarak diğer işleme parametreleriyle yapılan deneyler neticesinde de kuru ortamda yapılan frezeleme, en kötü yüzey pürüzlülük değerlerini sağladığı tespit edilmiştir. MQL yağlama şartlarında yapılan tüm deneylerde ise kuru ortam ile yapılan deneylerden daha iyi yüzey performansı gösterdiği görülmüştür. MQL

ile yapılan deneylerde düşük ilerleme hızlarında Cryo LN₂ ile yapılan deneylere yakın yüzey pürüzlülüğü performansı elde edilse de yüksek ilerleme hızlarında bu durum değişir [113]. MQL sıvısı yüksek ilerleme hızlarında kesme alanında daha erken buharlaştığı için MQL ve Cryo LN₂ ile gerçekleştirilen deneyler arasındaki yüzey kalitesi daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.31 : Deney parametrelerinin yüzey pürüzlülüğüne etkisi.



Şekil 4.32 : Farklı soğutma/yağlama koşullarına ilişkin yüzey topografyaları.

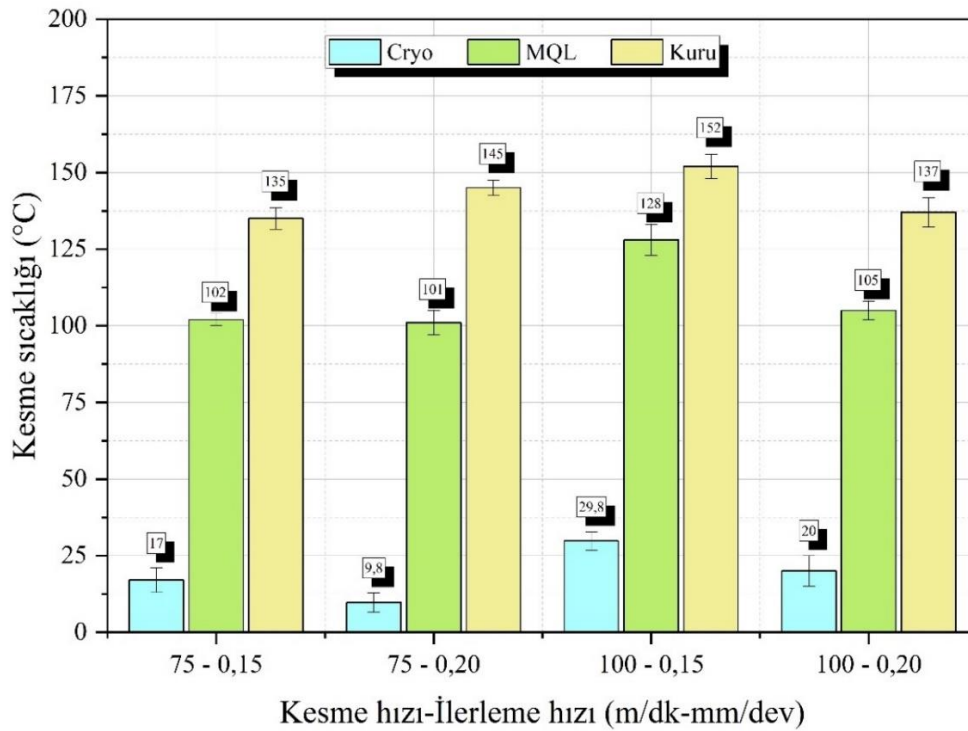
Endüstriyel olarak kullanılan dişli çark yüzeyinden alınan ölçüm sonuçlarına ortalama yüzey pürüzlülük değeri $R_a = 1,857 \mu\text{m}$ olarak tespit edilmiştir. Cryo LN₂ soğutma/yağlama koşulunda gerçekleştirilen deneylerde daha düşük yüzey pürüzlülük değeri elde edilmiştir. Ayrıca düşük kesme hızlarında MQL ile yapılan deneylerde de bu değerden daha düşük değerlerin elde edilmesi başarılmıştır.

4.6.2 Kesme sıcaklığının analizi

Frezeleme işlemi esnasında kesme bölgesinde meydana gelen sürtünme ve plastik deformasyon sonucu yüksek kesme sıcaklıkları açığa çıkar. Kesme sıcaklığı ile takım aşınması artarken bu durum iş parçasının yüzey kalitesini etkileyebilir [105, 114] Benzer

sorunların üstesinden gelinmesi için farklı soğutma/yağlama koşullarının seçilmesi önemli hale gelir.

Şekil 4.33, farklı soğutma/yağlama koşullarında yapılan deneylerdeki kesici takım ile kesme bölgesi arasında oluşan kesme sıcaklığı sonuçlarını göstermektedir. Kesme hızının artmasıyla birlikte kesme sıcaklığının da arttığı görülmüştür. Cryo LN₂ ile yapılan deneylerde kesme sıcaklığında belirgin bir düşüş olduğu görülmüştür. Kuru işleme şartına göre %87'ye varan oranlarda kesme sıcaklığını azalttığı görülmüştür. Cryo LN₂, -196 °C'deki mükemmel soğutma etkisiyle birlikte takım malzemesi sertleşir ve böyle iş parçasından daha kolay talaş kaldırılır [115]. Böylece daha iyi yüzey kalitesi elde edilebilir. Şekil 4.31'in de bu kanyı desteklediği görülmüştür. MQL soğutma/yağlama koşullarında yapılan deneylerde ise kuru işleme koşullarına göre yaklaşık %25 oranında kesme sıcaklığının azaldığı tespit edilmiştir. MQL akışkanının sürtünmeyi azaltarak kesme sıcaklığını azaltması bu durumu destekler niteliktedir [116]. Son olarak kesme hızının aksine artan ilerleme hızı ile kesme sıcaklığının azaldığı tespit edilmiştir. Bu durum iki farklı nedenle açıklanabilir. İlk olarak artan ilerleme hızı ile daha az sürtünme meydana gelir ve daha düşük kesme sıcaklığına neden olur. Diğer bir neden ise, ilerleme hızının artmasıyla talaş kaldırma hacmi artar. Böylelikle kesme bölgesinden daha fazla talaş tahliye olur ve kesme bölgesinden daha fazla ısı taşınmış olur.

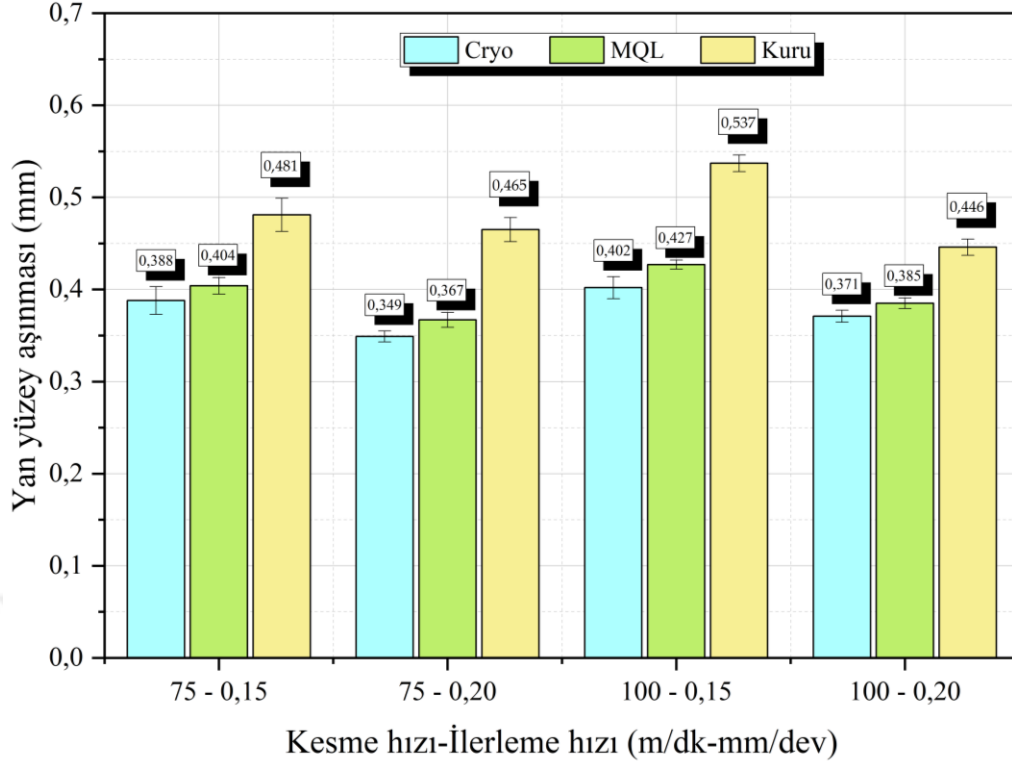


Şekil 4.33 : Deney parametrelerinin kesme sıcaklığına etkisi.

4.6.3 Takım aşınmasının analizi

Şekil 4.34 farklı S/Y koşulları ve farklı kesme-ilerleme hızları altındaki takım yan yüzeyindeki maksimum aşınma (VB_{maks}) değerlerini göstermektedir. Beklenildiği üzere maksimum VB_{maks} değerleri kuru işleme ile yapılan deneylerde elde edilmiştir. Minimum VB_{maks} değerleri ise Cryo LN₂ S/Y ortamında gerçekleştirilen deneyde elde edilmiştir. Örneğin maksimum VB_{maks} değeri (0,537 mm), kuru frezeleme ortamında 100 m/dk kesme hızında ve 0,15 mm/dev ilerleme hızında elde edilirken minimum VB_{maks} değeri (0,349 mm) Cryo LN₂ S/Y ortamında 75 m/dk kesme hızı ve 0,2 mm/dev ilerleme hızında yapılan deneyde elde edilmiştir. VB_{maks} değeri için kuru ortam şartlarında frezelemeye göre MQL ortamı ile yaklaşık %15 iyileşme sağlanırken kriyojenik LN₂ ortamı ile yaklaşık %22 oranında iyileşme sağlanmıştır. LN₂ ile kriyojenik soğutmanın en iyi değerleri vermesinin birkaç nedeni olabilir. LN₂ çok düşük sıcaklıklarda sıvı halde bulunabildiğinden sıcaklığı etkili bir şekilde düşürmüş olmasıyla [117] birlikte sürtünme katsayısının azalmasına katkıda bulunarak aşınmayı azaltmış olabileceği [118] muhtemel nedenler arasında gösterilmiştir.

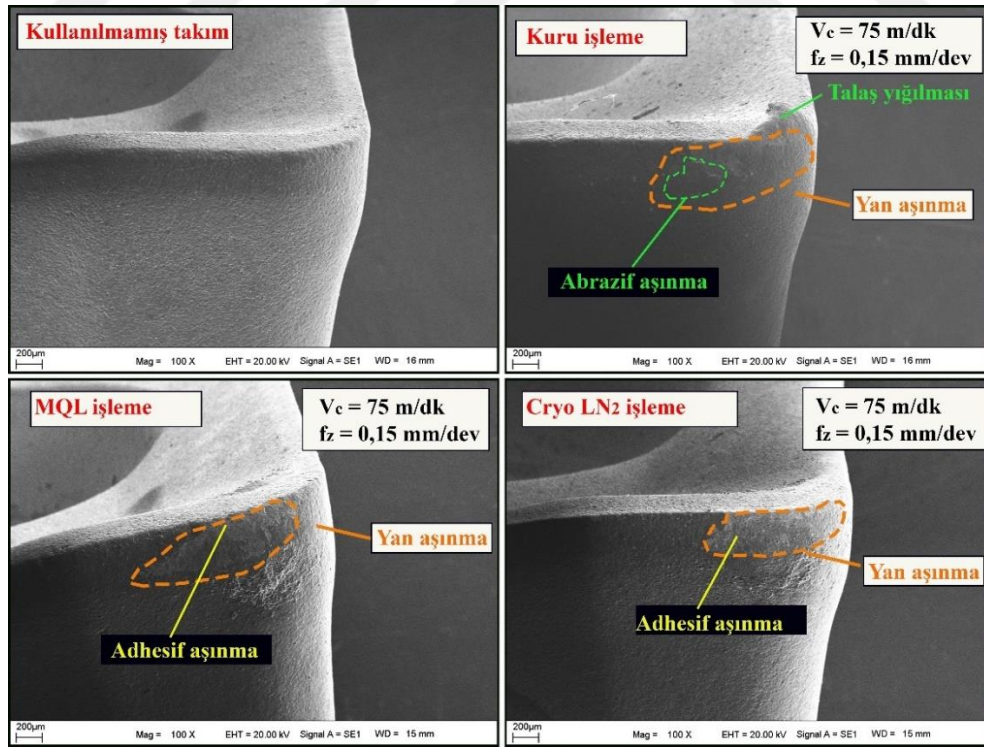
VB_{maks} değerinin kesme hızına paralel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Ayrıca kesme hızının yan yüzey aşınmasında etkili bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Frezeleme işleminde kesme hızının artmasıyla birlikte kesme sıcaklığının arttığı Şekil 4.34 'te görülmüştür. Buna bağlı olarak artan kesme sıcaklığı yanak aşınmasını artırır [119]. Şekil 4.34'e göre ilerleme hızının kesme hızı kadar etkili olmadığı görülmüştür. 75 m/dk kesme hızı için ilerleme hızı arttırıldığında yaklaşık %3 oranında VB_{maks} değerinin düştüğü ve 100 m/dk kesme hızı için ilerleme hızı arttırıldığında yaklaşık %16 oranında VB_{maks} değerinin düştüğü tespit edilmiştir. Bu düşüşün, ilerleme hızının artmasıyla birlikte kesici takım ve iş parçası arasındaki sürtünmenin azalmasından kaynaklandığı söylenebilir.



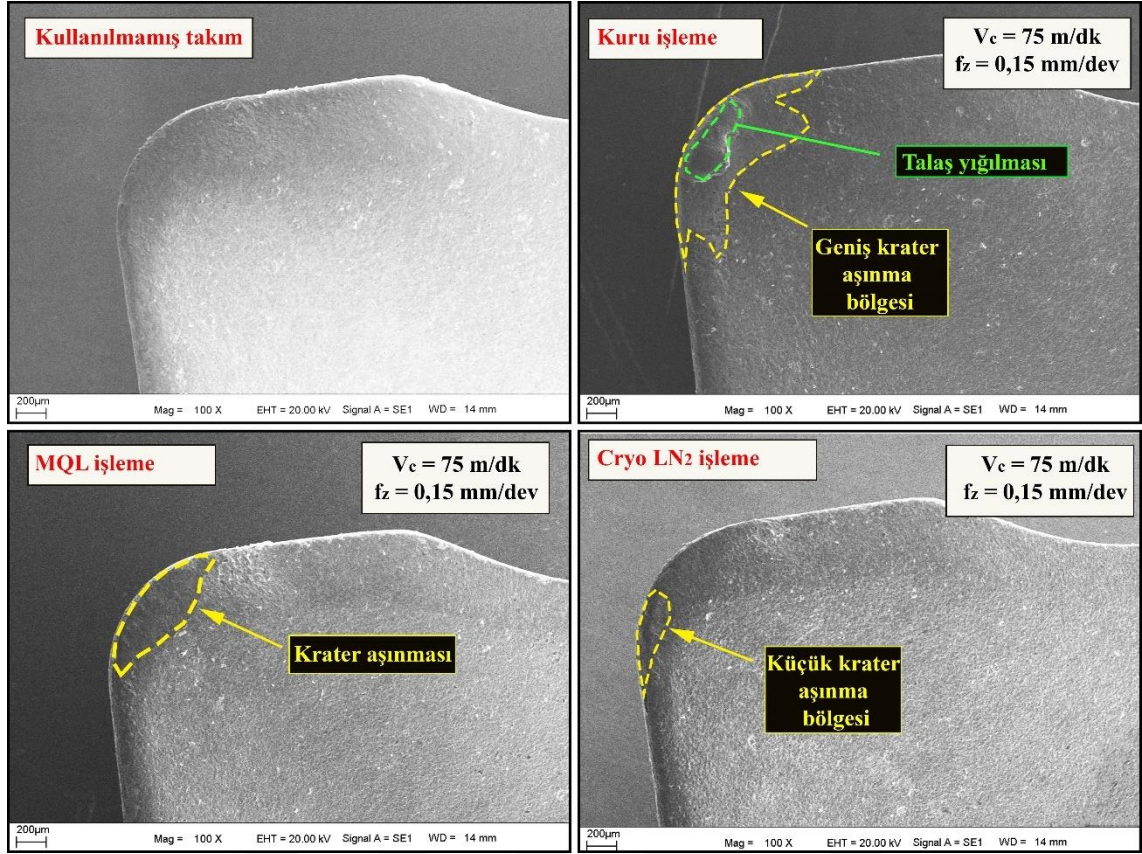
Şekil 4.34 : Deney parametrelerinin kesici takım yan yüzey aşınmasına etkisi.

Aşınma değerlerinin tespiti sonrasında kesici takımın aşınmasında rol oynayan aşınma mekanizmaları, SEM mikrografları ile tespit edilmiştir. Şekil 4.35 ve şekil 4.36’da, farklı S/Y koşullarında aşınma mekanizmalarının daha iyi anlaşılması için SEM mikrograf değerlendirmesi sunulmuştur. SEM analizine ek olarak şekil 4.37’de EDS analizi ile BUE varlığı tespit edilmiştir. Net bir karşılaştırmanın yapılabilmesi için her SEM mikrografı için aynı kesme parametreleri kullanılmıştır. Kesici takımda aşınma ilerlemesi ve uygulamasını anlayabilmek, aşınma mekanizmalarını için önemlidir. Bu aşınma mekanizmalarına adhesif, abrasif, difüzyon ve oksidasyon örnek verilebilir. Bu aşınma mekanizmalarının bilinmesi işlenebilirliğin iyileştirilmesi açısından önemlidir [120]. Özellikle bu tip malzemelerin kullanımı endüstride çok fazla olduğundan dolayı imalat maliyetini azaltmak için kesici takım aşınması mekanizmalarının bilinmesi kritik öneme sahiptir. Bu çalışmada deneyler sonrasında karşılaşılan en fazla aşınma mekanizmalarının adhesif ve abresif aşınma olduğu görülmüştür. Yan yüzey aşınması ve krater aşınması şekil 4.35 ve şekil 4.36 ‘da görülebilir. Cryo LN₂ S/Y ortamı ile yapılan deneylerde yan yüzey ve krater aşınma bölgelerinin nispeten daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca düşük kesme hızlarında yapılan deneylerde de krater aşınma bölgesinin, yüksek kesme hızlarında yapılan deneylere göre daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Frezeleme işlemi esnasında kesici takım ile iş parçası

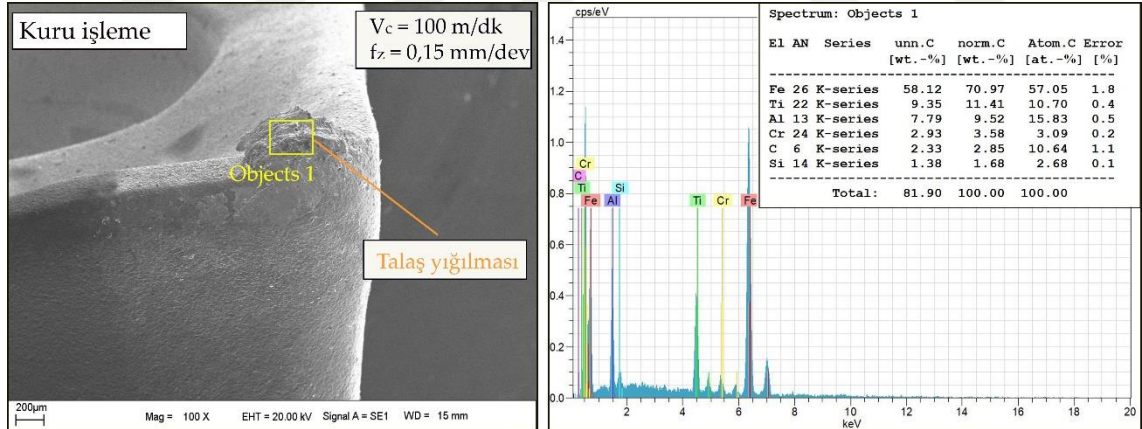
arasında yüksek kesme sıcaklıklarına bağlı olarak kimyasal bozulma ile difüzyon mekanizmasına neden olur [121]. Bu durum sıklıkla talaş yüzünün arka tarafında olur ve böylelikle krater aşınmasına yol açabilir. Bu durumda aşınma mekanizmasının azaltılması için daha düşük bir kesme sıcaklığı elde etmek ve kesme hızının düşürülmesi gerekmektedir. MQL ve Cryo LN₂ S/Y şartlarında frezelemede, talaş yığılmasına rastlanılmamıştır. MQL ve Cryo LN₂ S/Y şartları, kuru kesme ortamına göre daha düşük kesme sıcaklığına sahiptirler ve kesici takım-talaş sürtünme yüzeyinde ince bir film tabaka oluştururlar. Bu yüzden sürtünme olayının daha az ve kesme sıcaklığının daha düşük olmasından dolayı talaş yığılması oluşmayabilir [122]. Kesme esnasında yüksek sıcaklıklarda meydana gelen plastik deformasyon malzemeyi talaş akış bölgesinde kararsız hale getirerek yapışma aşınma mekanizmasına neden olur [123]. Kuru ortam kesme koşullarında kesici takım üzerinde talaş yığılmasına rastlanmıştır. Kesme hızının arttığı deneylerde ise talaş yığılmalarının azaldığı tespit edilmiştir. Şekil 4.37’de gerçekleştirilen EDS analizi, meydana gelen talaş yığılmasına ilişkin fikir vermektedir. Talaş yığılmasının yüzey pürüzlülük değerlerinin artmasında etkisi olduğu tespit edilmiştir. Talaş yığılması, kararsız bir yapıda olmakla birlikte kesici takımın kesme kabiliyetini azaltır ve yüzey pürüzlülük değerlerini artırır [122]. Bu çalışmada kuru ortamda meydana gelen yüksek yüzey pürüzlülük değerleri talaş yığılmasına atfedilmiştir.



Şekil 4.35 : SEM analizi ile yan yüzey aşınma mekanizmalarının görüntülenmesi.



Şekil 4.36 : SEM analizi ile üst yüzey aşınma mekanizmalarının görüntülenmesi.

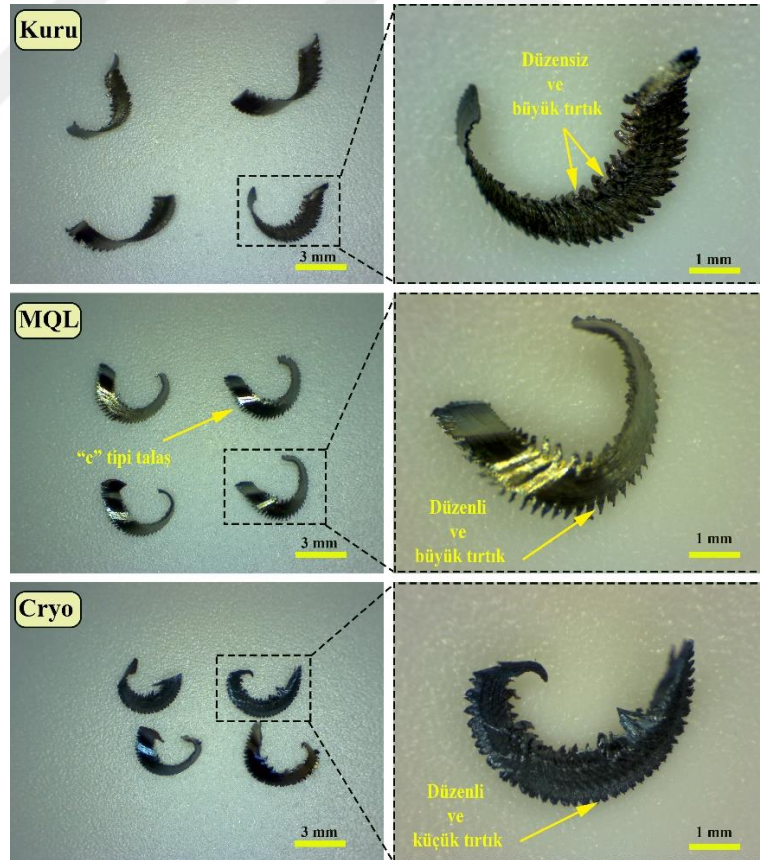


Şekil 4.37 : EDS analizi ile talaş yığılmasının tespiti.

4.6.4 Talaş morfolojisinin analizi

İşlenebilirlik deneylerinde kaliteli bir yüzey elde edebilmek için talaş morfolojisinin de önemi büyüktür. Ayrıca kesici takım ömrü için talaş morfolojilerinin bilinmesi ve değerlendirilmesi kritik öneme sahiptir [124]. Kesme parametreleri, S/Y koşulları, kesici takım ve iş parçası malzemesi talaş morfolojisini etkileyen değişkenlerdir. Deneyler sonrası elde edilen talaş morfolojisi de bu çalışma için önem arz eder. Şekil 4.38'de, farklı S/Y

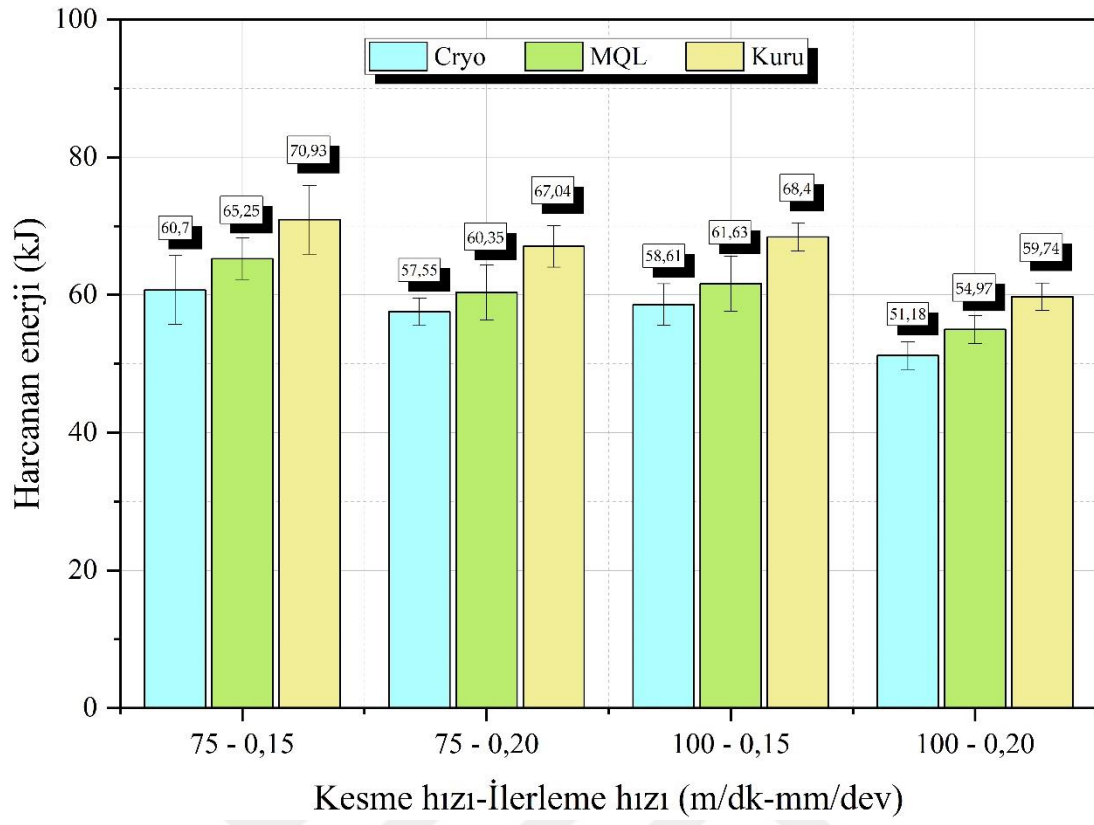
koşullarında ve aynı kesme parametreleri ($V_c=75$ m/dk ve $f_z=0,2$ mm/dev) için elde edilen talaş formları gösterilmiştir. Farklı S/Y koşulları için elde edilen talaş formları çok farklılık göstermese de farklı talaş uzunlukları elde edilmiştir. Elde edilen talaş formları çok uzun ve çok kısa olamamakla beraber “C” tipinde olduğu belirlenmiştir. En uzun talaş tipleri kuru işleme ortamında elde edilirken en kısa talaş uzunluğu Cryo LN₂ S/Y ortamında elde edilmiştir. Bu tip talaşların, kesme bölgesinden uzaklaştırılmak oldukça kolaydır ve iş parçası yüzey kalitesi bu durumdan en az etkilenir [124]. Cryo LN₂ ortamında yapılan freze işlemlerinde düzenli ve küçük tırtıklar görülmüştür. Diğer koşullarda yapılan frezeleme işlemleri için tırtıklarda büyüme ve genişleme gözlemlenmiştir. Bu sonuç, elde edilen diğer sonuçlar gibi sıvılaştırılmış azotun işlenebilirlik üzerindeki önemini bir kez daha vurguladığı görülmüştür. Özellikle kuru ortam şartlarında yapılan frezeleme işleminde yoğun sürtünmeden kaynaklanan büyük ve geniş tırtıkların varlığı kesici takım aşınmasını ve iş parçası yüzeyini olumsuz etkilediği tespit edilmiştir. MQL S/Y şartlarında yapılan deneylerde ise nispeten talaşların, daha kaliteli yüzey elde edilmesini yardımcı olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.38 : Farklı S/Y koşullarının talaş oluşumuna etkisi.

4.6.5 Enerji tüketiminin analizi

Bir imalat prosesinde enerji tüketiminin minimize edilmesi kritik öneme sahiptir. Enerji maliyetlerinde yapılabilecek iyileştirmeler, imalat (frezeleme, tornalama ve delme gibi) ekonomisinde büyük etki oluşturabilir [125]. Bu çalışmada 5140 çeliğinin enerji tüketimini optimum düzeye çekebilmek amacıyla farklı S/Y koşullarının etkisi araştırılmıştır. Şekil 4.39'da, farklı kesme parametrelerinin ve farklı S/Y koşullarının enerji tüketimi üzerindeki etkileri sistematik bir şekilde sunulmuştur. Yapılan işlenebilirlik deneyleri sonrası minimum kesme enerjisi (51,18 kJ) için en iyi seçeneğin kriyojenik soğutma olduğu tespit edilmiştir. Bunu MQL ve ardından kuru ortam S/Y koşullarının izlediği görülmüştür. Kriyojenik soğutma ile minimum kesme enerjisi sağladığında ($V_c=100$ m/dk ve $f_n=0,2$ mm/dev) kuru frezeleme işlemine göre yaklaşık %15 bir iyileşme sunar. Kriyojenik soğutmanın daha önceki bölümlerde açıklandığı gibi üstün S/Y koşulu etkisi, kesici takım-talaş-ış parçası arasındaki tribolojik performansın iyileşmesine sebep olarak enerji gereksinimini diğer S/Y ortamlarına göre minimum düzeyde tutar. Bu sonuçların literatür bilgisi ile uyumlu olduğu görülmüştür [115, 126]. Kuru ortam şartlarında yapılan frezeleme işlemlerinde sürtünmenin daha fazla olacağı beklenir. Bununla beraber kesici takımda meydana gelen deformasyon daha fazla enerji tüketimine yol açabileceği söylenebilir. Enerji tüketimlerinin, kesme parametreleri ile de ilişkili olduğu görülmüştür. Kesme hızı arttıkça enerji tüketiminin yaklaşık olarak 3-5 kJ azaldığı belirlenmiştir. Bu azalmadaki temel sebep, kesme hızı artışının iş parçasında daha kolay deformasyon sağladığı ve frezeleme işleminin daha az bir enerji gereksinimi gerektirdiğiyle ilişkilendirilebilir. Yapılan bir çalışma, bu kanıyı destekler [115]. Diğer bir sebep ise kesme hızının artmasıyla birlikte tabla ilerlemesi (V_f) artacağından toplam frezeleme süresini düşüreceği için enerji tüketimi bir miktar azalmış olabilir. Ayrıca toplam işleme süresinin düşmesine neden olan başka bir kesme parametresi ile ilerleme hızındaki artış olarak görülür. İlerleme hızındaki artış enerji gereksinimini düşürdüğü gözlemlenmiştir.



Şekil 4.39 : Deney parametrelerinin harcanan enerjiye etkisi.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında standart evolvent profilli dişli pompalar ve eğrisel evolvent profilli dişli pompalar incelenmiştir. Halihazırda endüstriyel olarak kullanılan bir dıştan dişli pompa referans alınarak tasarımlar yapılmıştır. Yapılan tasarımlar üzerine eğri profiller uygulanmıştır. Tasarlanan dişli pompalar için HAD analizleri gerçekleştirilerek tahmini pompa çalışma performansı elde edilmiştir. HAD analizleri sonrasında çalışma performans üstünlüğü tespit edilen pompanın imalatı modern üretim yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen HAD analizleri, deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Her bir analiz sonucunda hacimsel debi, tork, güç ve hacimsel verim grafikleri elde edilerek karşılaştırılmıştır. Hız dağılımı, basınç dağılı ve tahmini kaviteasyon bölge dağılımı gibi sadece HAD analizleri ile elde edilebilecek dağılımlar da incelenmiştir. Ayrıca dişli çark imalatı için yeni S/Y ortamlarının kullanımı sağlanarak işlenebilirlik deneyleri ile yüzey pürüzlülüğü, işleme sıcaklığı, takım aşınması, talaş morfolojisi ve enerji tüketimi incelenerek bu çıktılarının geliştirilmesi sağlanmıştır.

5.1 Sonuçlar

Tez çalışmasına ait sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Referans pompa ile gerçekleştirilen HAD analizi-deneysel çalışma çok büyük bir uyum sağlamıştır. Literatürde bu tip doğrulama çalışmaları için %8-10 hata payı oranının makul seviyede olduğu belirtilse de bu çalışmada hata payı oranı %2-5 arasında değişmiştir.
- Referans pompa doğrulama çalışmalarında elde edilen basınç, hız ve tahmini kaviteasyon bölge dağılımları elde edilen grafik verilerine uygun olmakla beraber dıştan dişli pompa genel literatür bilgisi ile de uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.
- Farklı diş profilleri için gerçekleştirilen HAD analizlerinde asimetric evolvent profilin öne çıktığı tespit edilmiştir. Profil eğriselleştirme ile birlikte düz evolvent dişlilerde hacimsel verim yaklaşık olarak %2 oranında düşerken asimetric evolvent dişlilerde bu oran yaklaşık %0,5 oranında olmuştur. Fakat endüstriyel olarak kullanılan pompa verimlerinin %90-95 oranında olduğu göz önünde bulundurulduğunda bu düşüşün çok önemli olmadığı varsayılmıştır. Ayrıca profil

eğriselleştirme ile birlikte pompaların daha az gürültü seviyesinde çalışacağı tahmin edilmiştir.

- Profil eğriselleştirme uygulanan dişli pompalarda akış dalgalanmasının azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca tahmini kaviteasyon bölge dağılımının da azaldığı görülmüştür.
- Tez çalışma kapsamında tasarlanan dişliler için profil eğriselleştirme tork ve güç değerlerini kayda değer bir şekilde değiştirmedeği tespit edilmiştir.
- Asimetrik eğrisel evolvent dişlilerde eğrilik yarıçapının, pompaların hidrolik performansını etkilediği görülmüştür. Eğrilik yarıçapının artmasıyla birlikte hacimsel debi ve hacimsel verim değerlerinde artış gözlenmiştir.
- Her ne kadar en yüksek eğrilik yarıçapında hidrolik performans daha iyi olsa da akış dalgalanması ve kaviteasyon durumu için optimum eğrilik yarıçapı R180 olarak tespit edilmiştir.
- Günümüzde endsütriyel olarak kullanılan pompalar için hacimsel verim değerleri %90-95 civarındayken tasarlanan yeni dıştan dişli pompanın hacimsel verimi %98 olarak tespit edilmiştir.
- R180 eğrilik yarıçapına sahip profile sahip dıştan dişli pompa, referans dişli pompaya (düz dişli) göre yaklaşık %0,75 daha yüksek hacimsel verim değerine sahip olmuştur.
- R180 eğrilik yarıçapına sahip profil, asimetrik evolvent ve R225 eğrilik yarıçapına sahip profile göre yaklaşık %50 daha az akış dalgalanma genliğine sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca referans evolvent profile göre ise %70 daha az akış dalgalanma genliğine sahip olduğu tespit edilmiştir. Böylece sıvı kaynaklı gürültünün bu profillere göre daha az olacağı tahmin edilmektedir.
- Düşük dönme hızlarında polimer malzemeden üretilen dişli çarkların başarıyla kullanılabildiği test edilmiştir.
- Dişli çarkların imalatında işlenebilirlik olguları (kesici takım aşınması, yüzey pürüzlülüğü, enerji tüketimi ve kesme sıcaklığı gibi), yeni soğutma/yağlama koşullarının kullanılmasıyla birlikte başarıyla geliştirilmiştir.

- Sıvılaştırılmış nitrojen kullanımı, MQL kullanımına göre avantaj sağlamış ve MQL kullanımı ise kuru ortam şartlarına göre frezelemede avantaj sağladığı tespit edilmiştir.
- Sıvılaştırılmış nitrojen kullanımı ile endüstriyel olarak kullanılan dişli yüzey pürüzlülüğü için yaklaşık %55 iyileştirme sağlanmıştır. MQL ve kuru kesme ortamına göre kesme sıcaklığı, takım aşınması ve enerji tüketiminde kayda değer oranlarda iyileştirme sağlanmıştır.

5.2 Öneriler

Tez çalışmasına ait öneriler aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Literatürde dairesel profil dişli çarklar için profil eğriselleştirme uygulanmış fakat bu konu ile ilgili herhangi bir HAD analizi çalışması yapılmamıştır. Ayrıca dairesel profil için optimum eğrilik yarı çapı çalışması yapılmamıştır. Bu konu hakkında araştırma yapılarak sonuçlar literatüre kazandırılabilir.
- HAD analizleri ile diş üzerine gelen kuvvetler tespit edilerek gelişmiş HAD analiz programlarında ömür analizi için kullanılabilir. Böylece farklı diş profilleri için dişli pompa çalışma ömür tahmini yapılabilir.
- Asimetrik evolvent profili için evolvent profil karşındaki eğri için eğrilik yarıçapı optimizasyonu yapılarak akış dalgalanması ve kavitasyon durumu araştırılabilir.
- Sadece dişli çark değil pompa gövdesi ve dişli yatakları farklı malzemelerden üretilerek pompa performansına olan etkileri araştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Çelik, H. K.** (2006). *Dişli pompalarda dişli çark ve pompa gövdesinin sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi* (Yüksek lisans tezi). Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- [2] **Url-1** <<https://www.akder.org/tr/makale/310hidrolik-devrelerde-kullan-lan-pompa-tipleri#.YvSvxXZBxhE>>, data retrieved 11.08.2022.
- [3] **Url-2** <<https://emsepompa.com.tr/disli-pompalar/>>, data retrieved 11.08.2022.
- [4] **Url-3** <<http://www.dislipompa.info/disli-pompalar/>>, data retrieved 11.08.2022.
- [5] **ASC Hidrolik.** (2019). Pump Technical Catalog REV. AG 17 / 09.15.
- [6] **Chen, C. K. & Yang, S. C.** (2000). Geometric modelling for cylindrical and helical gear pumps with circular arc teeth, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 214 (4), 599-607.
- [7] **Tseng, R.-T. & Tsay, C.-B.** (2001). Mathematical model and undercutting of cylindrical gears with curvilinear shaped teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 36 (11), 1189-1202.
- [8] **Tseng, R.-T. & Tsay, C.-B.** (2004). Contact characteristics of cylindrical gears with curvilinear shaped teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 39 (9), 905-919.
- [9] **Wu, Y.-C., Chen, K.-Y., Tsay, C.-B. & Ariga, Y.** (2009). Contact Characteristics of Circular-Arc Curvilinear Tooth Gear Drives, *Journal of Mechanical Design*, 131 (8).
- [10] **Chen, Y.-C. & Gu, M.-L.** (2011). Tooth contact analysis of a curvilinear gear set with modified pinion tooth geometry, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 225 (4), 975-986.
- [11] **Chen, Y.-C., Lo, C.-C. & Chen, W.-C.** (2013). Curvature analysis and hertzian Contact Stress of a Modified Curvilinear Gear Set With Localized Bearing Contact, *ASME 2013 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Oregon, Portland, USA:
- [12] **Chen, Y.-C. & Lo, C.-C.** (2014). Contact stress and transmission errors under load of a modified curvilinear gear set based on finite element analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 229 (2), 191-204.
- [13] **Tseng, J.-T. & Tsay, C.-B.** (2004). Mathematical Model and Surface Deviation of Cylindrical Gears With Curvilinear Shaped Teeth Cut by a Hob Cutter, *Journal of Mechanical Design*, 127 (5), 982-987.
- [14] **Nagamura, K., Ikejo, K. & Tutulan, F. G.** (2004). Design and performance of gear pumps with a non-involute tooth profile, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 218 (7), 699-711.

- [15] **Chen, Y. C. & Gu, M. L.** (2010). Contact Stress of Modified Curvilinear Gears, *Iaeng Transactions on Engineering Technologies*, Vol 5, 1285 546-560.
- [16] **Fuentes, A., Ruiz-Orzaez, R. & Gonzalez-Perez, I.** (2014). Computerized design, simulation of meshing, and finite element analysis of two types of geometry of curvilinear cylindrical gears, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 272 321-339.
- [17] **Jia, F., Hou, L., Wei, Y., Li, B. & You, Y.** (2015). Modelling and bending strength analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 13 (2), 77-86.
- [18] **Uzun, M. & Inan, A.** (2016). Comparative Analysis of Curvilinear Gears With Produced by the New Production Method, *Journal of Testing and Evaluation*, 44 (1), 222-229.
- [19] **Zhang, X., Xie, Y. & Tan, X.** (2016). Design, Meshing Characteristics and Stress Analysis of Cylindrical Gears with Curvilinear Tooth Profile, *Transactions of Famena*, 40 27-44.
- [20] **Fuentes-Aznar, A., Ruiz-Orzaez, R. & Gonzalez-Perez, I.** (2017). Comparison of spur, helical and curvilinear gear drives by means of stress and tooth contact analyses, *Meccanica*, 52 (7), 1721-1738.
- [21] **Zhang, Q., Hou, L., Tang, R. & Wen, G.** (2017). Method of Processing and an Analysis of Meshing and Contact of Circular Arc Tooth Trace Cylindrical Gears, *Transactions of Famena*, 40 (4), 11-24.
- [22] **Uzun, M. & Inan, A.** (2015). Manufacturing the new type concave–convex profile involute gears modeled by CAD–CAM in CNC milling machines, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 37 (1), 255-261.
- [23] **Zheng, F., Xinghui, H., Hua, L., Zhang, M. & zhang, W.** (2018). Design and manufacture of new type of non-circular cylindrical gear generated by face-milling method, *Mechanism and Machine Theory*, 122 326-346.
- [24] **Anghel, C., Gupta, K. & Jen, T. C.** (2020). Analysis and optimization of surface quality of stainless steel miniature gears manufactured by CO2 laser cutting, *Optik*, 203 164049.
- [25] **Rodionov, L., Pomatilov, F. & Rekadze, P.** (2015). Exploration of Acoustic Characteristics of Gear Pumps with Polymeric Pinion Shafts, *Procedia Engineering*, 106 36-45.
- [26] **Feng, L., Wang, Z. & Shen, W.** (2019). Effects of complex graphite-like carbon coating on gear vibration noise, *Results in Physics*, 12 1495-1499.
- [27] **Mahakul, R., Nath Thatoi, D., Choudhury, S. & Patnaik, P.** (2021). Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique, *Materials Today: Proceedings*, 41 340-346.
- [28] **Miler, D. & Hoić, M.** (2021). Optimisation of cylindrical gear pairs: A review, *Mechanism and Machine Theory*, 156 104156.
- [29] **Lu, Z., Liu, H., Zhang, R., Zhu, C., Shen, Y. & Xin, D.** (2021). The simulation and experiment research on contact fatigue performance of acetal gears, *Mechanics of Materials*, 154 103719.

- [30] **Soudmand, B. H. & Shelesh-Nezhad, K.** (2020). Study on the gear performance of polymer-clay nanocomposites by applying step and constant loading schemes and image analysis, *Wear*, 458-459 203412.
- [31] **Soudmand, B. H. & Shelesh-Nezhad, K.** (2020). Failure and wear analysis of poly(butylene terephthalate) nanocomposite spur gears, *Tribology International*, 151 106439.
- [32] **Mohsenzadeh, R., Shelesh-Nezhad, K. & Chakherlou, T. N.** (2021). Experimental and finite element analysis on the performance of polyacetal/carbon black nanocomposite gears, *Tribology International*, 160 107055.
- [33] **Soudmand, B. H. & Shelesh-Nezhad, K.** (2021). Experimental investigation on the durability and failure modes of polybutylene terephthalate/calcium carbonate nanocomposite gears, *Engineering Failure Analysis*, 120 105113.
- [34] **Zorko, D.** (2021). Investigation on the high-cycle tooth bending fatigue and thermo-mechanical behavior of polymer gears with a progressive curved path of contact, *International Journal of Fatigue*, 151 106394.
- [35] **Woo, S. & Vacca, A.** (2022). An Investigation of the Vibration Modes of an External Gear Pump through Experiments and Numerical Modeling, *Energies*, 15 (3).
- [36] **Mitome, K. & Seki, K.** (1983). A New Continuous Contact Low-Noise Gear Pump, *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design-Transactions of the Asme*, 105 (4), 736-741.
- [37] **Tessmann, R. & Hong, I.** (1996). Hydraulic Pump Performance as a Function of Speed and Pressure, *International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition*, Indianapolis, Indiana, USA: August 26-28
- [38] **Lana, E. & De Negri, V.** (2006). A New Evaluation Method for Hydraulic Gear Pump Efficiency through Temperature Measurements, *Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition*, Chicago, Illinois, USA: October 31-November 2
- [39] **Eaton, M., Keogh, P. S. & Edge, K. A.** (2006). The modelling, prediction, and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I-Journal of Systems and Control Engineering*, 220 (I5), 365-379.
- [40] **Casoli, P., Vacca, A. & Franzoni, G.** (2005). A numerical model for the simulation of external gear pumps *Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Tsukuba, Japan: November 7-10
- [41] **Strasser, W.** (2007). CFD investigation of gear pump mixing using deforming/agglomerating mesh, *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, 129 (4), 476-484.
- [42] **Mucchi, E., Tosi, G., d'Ippolito, R. & Dalpiaz, G.** (2010). A Robust Design Optimization Methodology for External Gear Pumps, *ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Istanbul, Türkiye:

- [43] **Wang, S., Sakurai, H. & Kasarekar, A.** (2011). The Optimal Design in External Gear Pumps and Motors, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16 (5), 945-952.
- [44] **del Campo, D., Castilla, R., Raush, G. A., Gamez Montero, P. J. & Codina, E.** (2012). Numerical Analysis of External Gear Pumps Including Cavitation, *Journal of Fluids Engineering*, 134 (8).
- [45] **Zhou, J. J., Vacca, A. & Casoli, P.** (2014). A novel approach for predicting the operation of external gear pumps under cavitating conditions, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 45 35-49.
- [46] **Zhou, Y., Hao, S. & Hao, M.** (2017). A two-dimensional numerical analysis of a circular-arc gear pump operating at high pressures and high speeds, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 231 (3), 432-443.
- [47] **Močilan, M., Husár, Š., Labaj, J. & Žmindák, M.** (2017). Non-stationary CFD Simulation of a Gear Pump, *Procedia Engineering*, 177 532-539.
- [48] **Woo, S., Opperwall, T., Vacca, A. & Rigosi, M.** (2017). Modeling Noise Sources and Propagation in External Gear Pumps, *Energies*, 10 (7), 1068.
- [49] **Yoon, Y., Park, B. H., Shim, J., Han, Y. O., Hong, B. J. & Yun, S. H.** (2017). Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method, *Applied Thermal Engineering*, 118 539-550.
- [50] **Zhou, Y. & Hao, M.** (2017). The study of leakage of circular arc–involute–circular arc gear pump, *Advances in Mechanical Engineering*, 9 (9), 1687814017720082.
- [51] **Mali, P. S., Joshi, G. S. & Patil, I. A.** (2018). CFD Simulation of External Gear Pump using ANSYS CFX, *International Journal of Applied Engineering Research*, 13 (15), 11970-11973.
- [52] **Williams, L. T.** (2020). Design and Performance of a Curvilinear Circular-Arc Tooth Gear for Gear Pump Applications, *BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK:
- [53] **Battarra, M. & Mucchi, E.** (2020). On the assessment of lumped parameter models for gear pump performance prediction, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 99.
- [54] **Abdellah El-Hadj, A. & Abd Rahim, S. Z. B.** (2020). Optimization of an External Gear Pump using Response Surface Method, *Journal of Mechanics*, 36 (4), 567-575.
- [55] **Rituraj, R., Vacca, A. & Morselli, M. A.** (2020). Thermal Modelling of External Gear Machines and Experimental Validation, *Energies*, 13 (11), 2920.
- [56] **Corvaglia, A., Ferrari, A., Rundo, M. & Vento, O.** (2021). Three-dimensional model of an external gear pump with an experimental evaluation of the flow ripple, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 235 (6), 1097-1105.

- [57] **Marinaro, G., Frosina, E. & Senatore, A.** (2021). A Numerical Analysis of an Innovative Flow Ripple Reduction Method for External Gear Pumps, *Energies*, 14 (2), 471.
- [58] **Sahoo, V.** (2021). Effect of cavitation on leakages through active contact of involute toothed external gear pump, *AIP Conference Proceedings*, 2341 (1), 020041.
- [59] **Muzzioli, G., Montorsi, L., Polito, A., Lucchi, A., Sassi, A. & Milani, M.** (2021). About the Influence of Eco-Friendly Fluids on the Performance of an External Gear Pump, *Energies*, 14 (4), 799.
- [60] **Corvaglia, A., Rundo, M., Casoli, P. & Lettini, A.** (2021). Evaluation of Tooth Space Pressure and Incomplete Filling in External Gear Pumps by Means of Three-Dimensional CFD Simulations, *Energies*, 14 (2).
- [61] **Rituraj, R. & Vacca, A.** (2021). Investigation of flow through curved constrictions for leakage flow modelling in hydraulic gear pumps, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 153.
- [62] **Torrent, M., Gamez-Montero, P. J. & Codina, E.** (2021). Model of the Floating Bearing Bushing Movement in an External Gear Pump and the Relation to Its Parameterization, *Energies*, 14 (24).
- [63] **Rituraj, R., Vacca, A. & Rigosi, M.** (2021). Modeling and validation of hydro-mechanical losses in pressure compensated external gear machines, *Mechanism and Machine Theory*, 161.
- [64] **Torrent, M., Gamez-Montero, P. J. & Codina, E.** (2021). Parameterization, Modeling, and Validation in Real Conditions of an External Gear Pump, *Sustainability*, 13 (6).
- [65] **Szwemin, P. & Fiebig, W.** (2021). The influence of radial and axial gaps on volumetric efficiency of external gear pumps, *Energies*, 14 (15).
- [66] **Zhao, X. R. & Vacca, A.** (2022). Multi-domain simulation and dynamic analysis of the 3D loading and micromotion of continuous-contact helical gear pumps, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 163.
- [67] **İlbaş, A.** (2018). *Rüzgar türbinlerinde kullanılan dış dişli pompalarda dişli modifikasyonlarının volümetrik verim ve kavitasyon üzerine etkisinin incelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi). Erciyes Üniversitesi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [68] **Babalık, F. C. & Çavdar, K.** Makine Bilimi ve Elemanları, Dora Yayıncılık, Bursa, 2020.
- [69] **Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M.** Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, McGraw-Hill Education, New York, 2018.
- [70] **Tu, J., Yeoh, G.-H. & Liu, C.** Computational Fluid Dynamics A Pratical Approach, Butterworth-Heinemann, United Kingdom, 2019.
- [71] **Uzol, N. S.** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği'ne Giriş ve Aerodinamik Simülasyonlar (Ders Notları), 2021.

- [72] **Castilla, R., Gamez-Montero, P. J., Erturk, N., Vernet, A., Coussirat, M. & Codina, E.** (2010). Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement, *International Journal of Mechanical Sciences*, 52 (10), 1334-1342.
- [73] **Castilla, R., Gamez-Montero, P. J., del Campo, D., Raush, G., Garcia-Vilchez, M. & Codina, E.** (2015). Three-Dimensional Numerical Simulation of an External Gear Pump With Decompression Slot and Meshing Contact Point, *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, 137 (4).
- [74] **Frosina, E., Marinaro, G., Senatore, A. & Pavanetto, M.** (2018). Effects of PCFV and Pre-Compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps, *2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*, Samara, Russia: 18-20 July 2018
- [75] **Frosina, E., Marinaro, G. & Senatore, A.** (2019). Experimental and Numerical Analysis of an Axial Piston Pump: A Comparison Between Lumped Parameter and 3D CFD Approaches, *ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference*, SAn Francisco, USA:
- [76] **Guerra, D., Polastri, M., Battarra, M., Suman, A., Mucchi, E. & Pinelli, M.** (2020). A Design Procedure for Multistage External Gear Pumps, *BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK:
- [77] **Olivetti, M., Monterosso, F. G., Marinaro, G., Frosina, E. & Mazzei, P.** (2020). Valve Geometry and Flow Optimization through an Automated DOE Approach, *Fluids*, 5 (1), 17.
- [78] **Zhu, J., Li, H., Fu, J., Liu, X. & Wang, S.** (2020). Numerical analysis on the start behavior of rough journal bearings during the gear pump meshing cycle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 234 (8), 1275-1295.
- [79] **Zhu, J., Li, H., Wei, S., Fu, J. & Xu, X.** (2021). An approach of simulating journal bearings-gear pump system including components' cavitation, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 108 102236.
- [80] **Frosina, E., Senatore, A. & Rigosi, M.** (2017). Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computational Fluid Dynamic Modeling Approach, *Energies*, 10 (8).
- [81] **Zhao, X. R., Vacca, A. & Dhar, S.** (2018). Numerical Modeling of a Helical External Gear Pump with Continuous-Contact Gear Profile: A Comparison between a Lumped-Parameter and a 3d Cfd Approach of Simulation, *Proceedings of the Bath/Asme Symposium on Fluid Power and Motion Control*, 2018.
- [82] **Rexroth.** (2020). Rexroth Bosch Group, External Gear Pumps F, N, & G Series.
- [83] **Casappa.** (2020). Casappa Polaris, Hydraulic gear pumps and motors.
- [84] **Danfoss.** (2021). Danfoss, Gear pumps group 2 technical information.
- [85] **Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H. & Jiang, Y.** (2002). Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model, *Journal of Fluids Engineering*, 124 (3), 617-624.

- [86] **Qi, F., Dhar, S., Nichani, V. H., Srinivasan, C., Wang, D. M., Yang, L., Bing, Z. H. & Yang, J. J.** (2016). A CFD study of an Electronic Hydraulic Power Steering Helical External Gear Pump: Model Development, Validation and Application, *Sae International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 9 (1), 346-352.
- [87] **Vacca, A., Franzoni, G. & Casoli, P.** (2008). On the analysis of experimental data for external gear machines and their comparison with simulation results, *Proceedings of the Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition 2007, Vol 4*, 45-53.
- [88] **Senatore, A., Buono, D., Frosina, E. & Santato, L.** (2014). Analysis and Simulation of an Oil Lubrication Pump for the Internal Combustion Engine, *Proceedings of the Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2013, Vol 7b*.
- [89] **Frosina, E., Senatore, A., Buono, D., Pavanetto, M., Olivetti, M. & Costin, I.** (2015). Improving the Performance of a Two Way Flow Control Valve, Using a 3D CFD Modeling, *Proceedings of the Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2014, Vol 7*.
- [90] **Borghi, M. & Zardin, B.** (2016). Axial Balance of External Gear Pumps and Motors: Modelling and Discussing the Influence of Elastohydrodynamic Lubrication in the Axial Gap, *Proceedings of the Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2015, Vol. 15*.
- [91] **Frosina, E., Senatore, A., Buono, D., Stelson, K. A., Wang, F., Mohanty, B. & Gust, M. J.** (2016). Vane Pump Power Split Transmission: Three Dimensional Computational Fluid Dynamics Modeling, *Proceedings of the Asme/Bath Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2015*.
- [92] **Frosina, E., Senatore, A., Buono, D. & Stelson, K. A.** (2017). A Modeling Approach to Study the Fluid-Dynamic Forces Acting on the Spool of a Flow Control Valve, *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, 139 (1).
- [93] **Pellegrini, M., Vacca, A., Frosina, E., Buono, D. & Senatore, A.** (2017). Numerical analysis and experimental validation of Gerotor pumps: A comparison between a lumped parameter and a computational fluid dynamics-based approach, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 231 (23), 4413-4430.
- [94] **Url-4** <<https://www.poligonmuhendislik.com/hizmetlerimiz/uretim/hizli-prototipleme>>, data retrieved 09.10.2022.
- [95] **Url-5** <<https://www.tridi.co/tr/3d-baski/mjf>>, data retrieved 09.10.2022.
- [96] **Gupta, M. K., Khan, A. M., Song, Q., Liu, Z., Khalid, Q. S., Jamil, M., Kuntoğlu, M., Usca, Ü. A., Sarıkaya, M. & Pimenov, D. Y.** (2021). A review on conventional and advanced minimum quantity lubrication approaches on performance measures of grinding process, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 117 (3), 729-750.
- [97] **Şap, E., Usca, Ü. A. & Uzun, M.** (2022). Machining and optimization of reinforced copper composites using different cooling-lubrication conditions, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44 (9), 399.

- [98] Şap, S., Usca, Ü. A., Uzun, M., Kuntoğlu, M. & Salur, E. (2022). Performance evaluation of AlTiN coated carbide tools during machining of ceramic reinforced Cu-based hybrid composites under cryogenic, pure-minimum quantity lubrication and dry regimes, *Journal of Composite Materials*, 56 (22), 3401-3421.
- [99] Şap, S., Usca, Ü. A., Uzun, M., Kuntoğlu, M., Salur, E. & Pimenov, D. Y. (2022). Investigation of the Effects of Cooling and Lubricating Strategies on Tribological Characteristics in Machining of Hybrid Composites, *Lubricants*, 10 (4), 63.
- [100] Usca, Ü. A., Şap, S. & Uzun, M. (2022). Evaluation of Machinability of Cu Matrix Composite Materials by Computer Numerical Control Milling under Cryogenic LN2 and Minimum Quantity Lubrication, *Journal of Materials Engineering and Performance*.
- [101] Usca, Ü. A., Uzun, M., Şap, S., Giasin, K., Pimenov, D. Y. & Prakash, C. (2022). Determination of machinability metrics of AISI 5140 steel for gear manufacturing using different cooling/lubrication conditions, *Journal of Materials Research and Technology*, 21 893-904.
- [102] **Url-6** <<http://www.muendislikbilgileri.com/?pnun=170&pt=D%C4%B0%C5%9EL%C4%B0+MALZEMELER%C4%B0>>, data retrieved 09.10.2022.
- [103] Pimenov, D. Y., Guzeev, V. I., Krolczyk, G., Mia, M. & Wojciechowski, S. (2018). Modeling flatness deviation in face milling considering angular movement of the machine tool system components and tool flank wear, *Precision Engineering*, 54 327-337.
- [104] Şap, E., Usca, Ü. A., Gupta, M. K., Kuntoğlu, M., Sarıkaya, M., Pimenov, D. Y. & Mia, M. (2021). Parametric Optimization for Improving the Machining Process of Cu/Mo-SiCP Composites Produced by Powder Metallurgy, *Materials*, 14 (8), 1921.
- [105] Şirin, Ş., Sarıkaya, M., Yıldırım, Ç. V. & Kıvak, T. (2021). Machinability performance of nickel alloy X-750 with SiAlON ceramic cutting tool under dry, MQL and hBN mixed nanofluid-MQL, *Tribology International*, 153 106673.
- [106] Casari, N., Fadiga, E., Pinelli, M., Randi, S. & Suman, A. (2019). Pressure Pulsation and Cavitation Phenomena in a Micro-ORC System, *Energies*, 12 (11).
- [107] Sahoo, V., Mukherjee, U., Das, M. K., Maiti, R., Antoniuk, P., Stryczek, J. & Rodionov, L. (2016). Visualization of leakage flow through active contacts in toothed external gear pumps - cfd and photo imaging techniques, 23 (3-4), 345-376.
- [108] Usca, Ü. A. & Uzun, M. (2021). Dıştan Dişli Pompalarda Farklı Hidrolik Yağ Sıcaklıklarının Pompa Performansı Üzerindeki Etkileri, *1st International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences*, Konya, Türkiye: November 1-3
- [109] Usca, Ü. A. & Uzun, M. (2022). Dıştan Dişli Pompalarda Farklı Sıvı Elastisite Modülünün Hacimsel Debi Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi *2nd International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences*, Konya, Türkiye: Mart 10-13
- [110] Edge, K. A. (1990). The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics Part 2: Experimental Results, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 204 (1), 41-46.

- [111] **Zhao, X. & Vacca, A.** (2017). Formulation and optimization of involute spur gear in external gear pump, *Mechanism and Machine Theory*, 117 114-132.
- [112] **Danish, M., Gupta, M. K., Rubaiee, S., Ahmed, A., Sarıkaya, M. & Krolczyk, G. M.** (2022). Environmental, technological and economical aspects of cryogenic assisted hard machining operation of inconel 718: A step towards green manufacturing, *Journal of Cleaner Production*, 337 130483.
- [113] **Park, K.-H., Yang, G.-D. & Lee, D. Y.** (2015). Tool wear analysis on coated and uncoated carbide tools in inconel machining, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 16 (7), 1639-1645.
- [114] **Abukhshim, N. A., Mativenga, P. T. & Sheikh, M. A.** (2006). Heat generation and temperature prediction in metal cutting: A review and implications for high speed machining, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46 (7), 782-800.
- [115] **Salur, E.** (2022). Understandings the tribological mechanism of Inconel 718 alloy machined under different cooling/lubrication conditions, *Tribology International*, 174 107677.
- [116] **Kıvık, T., Sarıkaya, M., Yıldırım, Ç. V. & Şirin, Ş.** (2020). Study on turning performance of PVD TiN coated Al₂O₃+TiCN ceramic tool under cutting fluid reinforced by nano-sized solid particles, *Journal of Manufacturing Processes*, 56 522-539.
- [117] **Krolczyk, G. M., Maruda, R. W., Krolczyk, J. B., Wojciechowski, S., Mia, M., Nieslony, P. & Budzik, G.** (2019). Ecological trends in machining as a key factor in sustainable production – A review, *Journal of Cleaner Production*, 218 601-615.
- [118] **Courbon, C., Pusavec, F., Dumont, F., Rech, J. & Kopac, J.** (2013). Tribological behaviour of Ti6Al4V and Inconel718 under dry and cryogenic conditions—Application to the context of machining with carbide tools, *Tribology International*, 66 72-82.
- [119] **Mia, M., Singh, G., Gupta, M. K. & Sharma, V. S.** (2018). Influence of Ranque-Hilsch vortex tube and nitrogen gas assisted MQL in precision turning of Al 6061-T6, *Precision Engineering*, 53 289-299.
- [120] **Usca, Ü. A., Uzun, M., Şap, S., Kuntoğlu, M., Giasin, K., Pimenov, D. Y. & Wojciechowski, S.** (2022). Tool wear, surface roughness, cutting temperature and chips morphology evaluation of Al/TiN coated carbide cutting tools in milling of Cu–B–CrC based ceramic matrix composites, *Journal of Materials Research and Technology*, 16 1243-1259.
- [121] **Attanasio, A., Ceretti, E., Rizzuti, S., Umbrello, D. & Micari, F.** (2008). 3D finite element analysis of tool wear in machining, *CIRP Annals*, 57 (1), 61-64.
- [122] **Öndin, O., Kıvık, T., Sarıkaya, M. & Yıldırım, Ç. V.** (2020). Investigation of the influence of MWCNTs mixed nanofluid on the machinability characteristics of PH 13-8 Mo stainless steel, *Tribology International*, 148 106323.
- [123] **Hsu, S. M., Shen, M. C. & Ruff, A. W.** (1997). Wear prediction for metals, *Tribology International*, 30 (5), 377-383.

- [124] **Maruda, R. W., Krolczyk, G. M., Nieslony, P., Wojciechowski, S., Michalski, M. & Legutko, S.** (2016). The influence of the cooling conditions on the cutting tool wear and the chip formation mechanism, *Journal of Manufacturing Processes*, 24 107-115.
- [125] **Mia, M., Gupta, M. K., Singh, G., Królczyk, G. & Pimenov, D. Y.** (2018). An approach to cleaner production for machining hardened steel using different cooling-lubrication conditions, *Journal of Cleaner Production*, 187 1069-1081.
- [126] **Gupta, M. K., Song, Q., Liu, Z., Sarikaya, M., Jamil, M., Mia, M., Singla, A. K., Khan, A. M., Khanna, N. & Pimenov, D. Y.** (2021). Environment and economic burden of sustainable cooling/lubrication methods in machining of Inconel-800, *Journal of Cleaner Production*, 287 125074.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Üsame Ali USCA

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Selçuk Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2018, Bingöl Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM:

- 2013-2015 ASC Hidrolik Endüstrisi A. Ş. de çalıştı.
- 2015-Halen Bingöl Üniversitesi, Araştırma Görevlisi olarak çalışıyor.

YÜKSEK LİSANS VEYA DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN ÇALIŞMALAR

1. Uluslararası hakemli dergilerde yapılan çalışmalar (SCI&SCIE)

- **Usca, Ü. A., Uzun, M., Şap, S., Giasin, K., Pimenov, D. Y., & Prakash, C. (2022).** Determination of machinability metrics of AISI 5140 steel for gear manufacturing using different cooling/lubrication conditions. Journal of Materials Research and Technology, 21, 893-904.

2. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan bildiriler

- **Usca, Ü. A., & Uzun, M. (2021, Kasım).** Dıştan Dişli Pompalarda Farklı Hidrolik Yağ Sıcaklıklarının Pompa Performansı Üzerindeki Etkileri. 1st International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences (ICAENS) (pp. 917-918).
- **Usca, Ü. A., & Uzun, M. (2022, Mart).** Dıştan Dişli Pompalarda Farklı Sıvı Elastisite Modülünün Hacimsel Debi Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi. 2nd International Conference on Applied Engineering and Natural Sciences (ICAENS) (pp. 562).