T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLARDA EGZOZ GAZININ SOĞUTULMASI İÇİN YENİ BİR TASARIM

FATİH KANTAŞ

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. HAKAN DEMİR

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLARDA EGZOZ GAZININ SOĞUTULMASI İÇİN YENİ BİR TASARIM

Fatih KANTAŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 05.07.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Erhan BÖKE

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Bu çalışma, Ford Otosan tarafından desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu tezde yardımlarını esirgemeyen başta Prof.Dr. Hakan Demir'e, Prof.Dr. İsmail Teke'ye, Prof.Dr. Cem Parmaksızoğlu'na, Prof.Dr. Özgür Atayılmaz'a ve Prof.Dr. Özden Ağra'ya teşekkürleri borç bilirim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularımla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Temmuz 2018

Fatih KANTAŞ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

ÇİZELGE LİSTESİ xv

ÖZET xvi

ABSTRACT xix

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 5
1.1.1 Jet Pompalarının Sınıflandırılması 6
1.1.1.1 Merkez Akışlı Jet Pompaları 7
1.1.1.2 Çevresel Akışlı Jet Pompaları 7
1.1.1.3 Çok Nozüllü Jet Pompaları 8
1.1.1.4 Ayarlanabilir-Oranlı Jet Pompaları 9
1.1.1.5 Çok Katlı Jet Pompaları 10
1.1.1.6 İki-Boyutlu Jet Pompaları 10
1.1.7 Analitik Çalışmalar 11
1.1.2 Nümerik Çalışmalar 16
1.1.3 Deneysel Çalışmalar 17
1.2 Tezin Amacı 18
1.2 Hipotez 19

BÖLÜM 2

ANALİTİK ÇALIŞMA 21

BÖLÜM 3

NÜMERİK ÇALIŞMA 29

3.1 Türbülans Modelleri 29
3.2 Standart k-ε Model 31
3.3 Realizable k-ε Model 32
3.4 Large Eddy Simülasyonu 35
3.5 Üniformity İndeksinin Hesaplanması 35
3.6 Fizik Modelinin Kurulması 36

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA 39

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER 44

5.1 Nozül ve Karışım Borusu Kesit Alan Oranları 45
5.2 Nozül Açısı ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesefesi 48
5.2.1 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=0 mm) 48
5.2.2 Nozül Açısı (β=0°, 2,85°ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=100 mm) 52
5.2.3 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=200 mm) 56
5.2.4 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=300 mm) 60
5.2.5 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=0 mm) 64
5.2.6 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=100 mm) 68
5.2.7 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=200 mm) 72
5.2.8 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=300 mm) 76
5.3 Türbülatör Etkisinin İncelenmesi 80
5.4 LES ve RANS Realizable k-ε model 87
5.5 HAD Sonuçlarının Literatürdeki Ampirik Çalışmalar ile Karşılaştırılması 89
5.6 HAD Sonuçlarını Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması 91
5.7 Ortaya Konan Formüller 94

KAYNAKLAR 100

ÖZGEÇMİŞ 101

SİMGE LİSTESİ

A	Kesit alanı
c	Özgül ısı
d	Difüzör
D	Çap
i	Yön indisi
j	Yön indisi
K	Sürtünme Katsayısı
L	Uzunluk
m	Karışım odası
M	Emilen akışkanın Sürükleyici akışkanın debisine oranı
$\dot{m}$	Kütlesel debi
n	Nozül çıkış kesiti noktası
N	Basınç oranları, emilen akışkanın kaybettiği basıncın sürükleyen akışanın kaybettiği basınca oranı
p	Birincil akış
P	Basınç
Q	Hacimsel debi
R	Nozül çıkış kesit alanının karıştırıcı borunun kesit alanına oranı
s	İkincil akış
T	Sıcaklık
V	Hız
$\dot{Q}$	Hacimsel debi
α	Toplayıcı boru açısı
β	Nözül açısı
η	Verim
τ	Stres tensörü
ε	Yok olma kat sayısı
∂	Kısmi türev
μ_t	Viskozite
sp	Nozül çıkışı ile karışım borusu girişi arasındaki mesafe
1	Birincil akış bölgesi
2	İkincil akış bölgesi
3	Karışım borusu giriş kesit bölgesi

4 Karışım borusu çıkış kesit bölgesi
5 Difüzör çıkış kesit bölgesi

KISALTMA LİSTESİ

Eff	Verim
EGR	Egzoz gaz sirkülasyon
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
Tür	Türbülatör

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Isıl problemlerden dolayı yanan araçlar 2
Şekil 1.2 Motor ve egzoz sistemi 4
Şekil 1.3 Pompaların sınıflandırılması 6
Şekil 1.4 Merkez akışlı jet pompası 7
Şekil 1.5 Çevresele akışlı jet pompası 8
Şekil 1.6 Çok nozüllü jet pompası 8
Şekil 1.7 Bir diğer çok nozüllü jet pompası 9
Şekil 1.8 Ayarlanabilir oranlı jet pompası 9
Şekil 1.9 Çok katlı jet pompası a ve b 10
Şekil 1.10 İki-boyutlu jet pompası 11
Şekil 1.11 Genel jet pompası gösterimi [1] 12
Şekil 1.12 Genel jet pompası sistemi [2] 15
Şekil 1.13 Kwon [4] çalışmasında kullandığı jet pompası 16
Şekil 1.14 El-Swaf'ın [7] üzerine çalıştığı jet pompası 17
Şekil 2.1 Kütle ve enerji korunumu 21
Şekil 2.2 Kütle ve enerji korunumunun jet pompasına uygulanması 22
Şekil 2.3 Kütle ve enerji korunumunun jet pompasına uygulanması 23
Şekil 2.4 M ve verim (eff) grafiği 27
Şekil 2.5 R değişimin M ve N'ye etkisi 27
Şekil 2.6 İkincil debi ve sıcaklık karşılaştırması 28
Şekil 2.7 M ve sıcaklık karşılaştırması 28
Şekil 3.1 Türbülaötrlü (a) ve türbülatörsüz (b) jet pompaları 37
Şekil 3.2 Kontrol hacmi ve sınır koşulları 38
Şekil 4.1 Nozül ve içerisine yerleştirilen kanat 39
Şekil 4.2 Deney düzeneği ön 40
Şekil 4.3 Deney düzeneği ön yan 41
Şekil 4.4 Deney düzeneği şematiği 41
Şekil 4.5 Jet pompası enstürümantasyonu 42
Şekil 4.6 Termocouple yerleşimi 43
Şekil 4.7 Basınç sensörleri ve termocouple sensör girişleri 43
Şekil 5.1 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül Açısı β=0° 6 farklı çaplı nozüllerin M ve N grafiği 46
Şekil 5.2 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül Açısı β=0° 6 farklı çaplı nozüllerin M, N ve verim grafiği 47

Şekil 5.3 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° olan boruların hız kontürleri 47
Şekil 5.4 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° olan boruların sıcaklık kontürleri 48
Şekil 5.5 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 48
Şekil 5.6 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 50
Şekil 5.7 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 51
Şekil 5.8 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 51
Şekil 5.9 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 52
Şekil 5.10 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 52
Şekil 5.11 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 54
Şekil 5.12 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 54
Şekil 5.13 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 55
Şekil 5.14 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 55
Şekil 5.15 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 56
Şekil 5.16 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri. 56
Şekil 5.17 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 58
Şekil 5.18 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 58
Şekil 5.19 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 59
Şekil 5.20 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri. 59
Şekil 5.21 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 60
Şekil 5.22 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 60
Şekil 5.23 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 62
Şekil 5.24 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 62
Şekil 5.25 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 63

Şekil 5.26 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 63
Şekil 5.27 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği 64
Şekil 5.28 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M,N ve verim (eff) grafikleri 64
Şekil 5.29 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 66
Şekil 5.30 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri. 66
Şekil 5.31 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 67
Şekil 5.32 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 67
Şekil 5.33 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 68
Şekil 5.34 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 68
Şekil 5.35 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 70
Şekil 5.36 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 70
Şekil 5.37 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 71
Şekil 5.38 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 71
Şekil 5.39 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 72
Şekil 5.40 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 72
Şekil 5.41 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 74
Şekil 5.42 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 74
Şekil 5.43 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 75
Şekil 5.44 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 75
Şekil 5.45 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 76
Şekil 5.46 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri. 76
Şekil 5.47 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 78
Şekil 5.48 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 78

Şekil 5.49 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 79
Şekil 5.50 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri 79
Şekil 5.51 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği 80
Şekil 5.52 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M,N ve verim (eff) grafikleri 80
Şekil 5.53 Nozül içerisinde türbülatör yerleşimi 81
Şekil 5.54 sp=0'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği 82
Şekil 5.55 sp=0'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği 82
Şekil 5.56 sp=100'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği 83
Şekil 5.57 sp=100'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği 83
Şekil 5.58 sp=200'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği 84
Şekil 5.59 sp=200'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği 84
Şekil 5.60 sp=300'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği 85
Şekil 5.61 sp=300'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği 85
Şekil 5.62 XY kesit sıcaklık kontürleri (Skala 40°-385°) 86
Şekil 5.63 Türbülatör etkisinin farklı sp'lerdeki etkisi ve üzeri bölge mavi görsel 86
Şekil 5.64 Türbülatör etkisinin incelmesi hız kontürleri (a) LES ve (b) RANS Realizable k-ε model (skala 0-100 m/s) 87
Şekil 5.65 Statik basıncın incelmesi (a)LES ve (b)RANS Realizable $k-\varepsilon$ model 88
Şekil 5.66 Hız hacminin incelmesi (a)LES ve (b)RANS Realizable k-ε model, (a,c'de sp=300 ve b,d'de sp=200) 88
Şekil 5.67 R=0,22 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması 89
Şekil 5.68 R=0,34 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması 90
Şekil 5.69 R=0,49 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması 90
Şekil 5.70 Nümerik görseller (a) sp=300 mm, (b) sp=200 mm, (c) sp=100 mm, (d) sp=0 mm, deney düzeneği (d) sp=0 mm 91
Şekil 5.71 Nümerik sonuçların ve deneysel sonuçların (Termokupl no 1, 2, 4, 5, 6) karşılaştırılması. 92
Şekil 5.72 Nümerik sonuçların ve deneysel sonuçların (Termokupl no 7, 8, 9, 10, 11) karşılaştırılması. 93
Şekil 5.73 P_1 basınç korelasyonu 94
Şekil 5.74 $\dot{m}_2$ debisi ve korelasyonu 95
Şekil 5.75 P_5 debisi ve korelasyonu 96
Şekil 5.76 M debisi ve korelasyonu 97
Şekil 5.77 N ve korelasyonu 97

Şekil 5.78 Verim ve korelasyonu 98
Şekil 5.79 T debisi ve korelasyonu 98

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 Farklı R'lerin incelenmesi 45
Çizelge 5.2 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 49
Çizelge 5.3 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 53
Çizelge 5.4 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 57
Çizelge 5.5 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 61
Çizelge 5.6 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 65
Çizelge 5.7 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 69
Çizelge 5.8 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 73
Çizelge 5.9 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma 77

ÖZET

TİCARİ ARAÇLARDA EGZOZ GAZININ SOĞUTULMASI İÇİN YENİ BİR TASARIM

Fatih KANTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan DEMİR

İnsan ve yük taşıma amaçlı araçlarda termal sistemlerin yönetimi, güvenlik ve standartlar açısından büyük önem taşır. Termal sistemlerin başında ısı kaynakları, bu ısı kaynaklarından yayılan ısının ve atık gazların yönetimi yer alır. Temel olarak hava ve yakıt bileşenlerinin motora içeresinde yakılıp ortaya çıkan ısı enerjisinin faydalı işe çevrilmesi sürecinde enerji çeşitli yollar ile motordan aktarılır ve alınır. Bu ısıl enerjini bir kısmı mekanik enerjiye çevrilir, bir kısmı motor çeperlerinden, bir kısmı soğutucu akışkanla alınır ve geri kalan kısmı da egzoz gazı olarak atmosfere atılır.

Egzoz gazının sıcaklığı ve debisi aracın kullanım koşullarına, performansına, emisyon değerlerine, standartlarına ve enerji kullanım stratejilerin göre değişir. Temel ve kritik olarak üç farklı durum göz önüne alınabilir bunlar; maksimum güç, maksimum tork ve idle'dır. Bu durumlarda standart emisyon değerlerini tutturmak için farklı uygulamalar gerçekleştirilir. Ana yanma öncesi ve sonrası ateşlemeler, egzoz gazının tekrar sisteme geri alınıp soğutulduktan sonra temiz hava ile birlikte yanma odasına gönderilip tekrar yakılması, egzoz gazındaki partikülleri tutan DPF sisteminde biriken partiküllerin yakılması için yüksek sıcaklıklara çıkarılması gibi çeşitli işlemlerin yanında emisyon değerlerini düşürmek için çeşitli katalistler kullanılır. Bu durumların hepsi egzoz gaz

sıcaklığını etkiler veya kimyasal tepkimenin verimli olması için motordan çıkan egzoz gaz sıcaklığı yükseltilir.

Kamyonlarda egzoz gazlarının atmosfere atılma sıcaklıkları 500°C ve üstünde seyretmektedir. Bu yüksek sıcaklıktaki gaz; araçta ısıya hassas ve fonksiyonlarını yitirdiklerinde güvenlik riski taşıyan, aracın fonksiyonel olarak çalışmasını sağlayan parçalara zarar verebilmektedir. Bunun dışında araç çevresindeki insanlara ve diğer canlılara zarar verme riskiyle beraber, egzoz çıkışı çevresinde ot gibi tutuşma süresi ve sıcaklığı düşük maddelerin tutuşmasına ve alev almasına sebep olabilmektedir. Bu nedenle, egzoz sıcaklığının düşürülmesi kritik önem arz etmektedir. Bunun için yapılabilecek olanlar, ısı kaynağına müdahale etmek yanma sonucu çıkan ısıyı düşürmek, motorun çeperlerinden atılan ısıyı artırarak atılan egzoz gaz sıcaklığını düşürmek. Bu iki madde gerçekleştirilirse egzoz gazının atmosfere atılma sıcaklığı düşer fakat bununla beraber yanma performansı düşer, araçtan istenilen performans elde edilemez. Bu nedenden ilk durumun gerçekleştirilmesi uygun değildir. İkinci durumda ise eğer olması gereken değerin çok üstünde bir ısı çeperlerden atılırsa, yanma odasının sıcaklığı yanma için uygun sıcaklıklarının altına düşer ve bu yanma verimini direkt olarak etkiler, bunun yanında motor malzemeleri üzerindeki gerilme yüksek miktarda artarak, motor bloklarında ve pistonlarında ömrün azalmasına sebep olur. Bununla beraber iki madde içinde, yanma sonucu düşük sıcaklıkta egzoz gazı; emisyon değerlerinin sağlanması için tasarlanmış katalizörlerde sıcaklığın düşük olmasına sebep olur bundan ötürü kimyasal tepkimelerin verimli gerçekleşmemesine ve emisyon değerlerinin sağlanamamasına veya katalizör boyutlarının büyütülüp ek maliyet getirmesine sebep olur. Sayılan tüm bu nedenlerden dolayı, egzoz gazının sıcaklığının düşürülmesi gerekilen bölge motor ve yanma odasından ve emisyon işlemlerinin yapıldığı katalizör ve ayrıştırıcılardan sonra, egzoz gazı hemen atmosfere atılmadan önce yapılmalıdır. Bu şekilde araç performansına ve emisyona negatif bir etki yerine pozitif etki yaratılır.

Bu çalışmada egzoz gazının atmosfere atılmadan hemen öncesinde yeni bir soğutucu sistem tasarımı yapılmıştır. Bu soğutucu tasarımdaki öncelikli hedefler, aktif enerji kullanmadan çalışabiliyor olması yani pasif ortamda var olan enerjinin kullanılması ve dolayısıyla araç işletim ve bakım masraflarına ek yapmamasıdır. Soğutucu tasarımın üzerinde haraketli parçalar olmaması, bu da yine enerji tüketimimi olmaması açısından parça ömrünün daha uzun olması ve bakım gerektirmemesi açısında önemlidir. Bu sebeplerden dolayı endüstride katı partikülleri taşımak için geniş alanda kullanılan ve ayrıca sıvı akışkanları taşımak ve sürüklemek için kullanılan jet pompası, kamyonlar ve egzoz sisteminde bir soğutucu sistem olarak tasarlanarak, geliştirilmiştir.

Jet pompasının performansını etkileyen faktörler araştırılmıştır ve bunun yanında sıcaklıkla ilgili performans değerleri bu çalışma içerisinde geliştirilmiştir. Jet pompası performansı basınç düşüşü ve sürükleyebildiği akışkan değerlerinin fonksiyonu ile hesaplanır. Buna ek olarak daha önce çalışılmamış, sıcaklık düşüşü performansı bunlara eklenerek geliştirilmiştir.

Jet pompası tasarımı için literatürde çeşitli analitik formülasyonlar mevcuttur. Bunlar detaylı şekilde incelenmiştir ve bu formülasyonların jet pompasının geometrik etkilerini tam olarak içermemesi, standart ampirik verilerin kullanılması, simetrik olmayan akışın etkisinin katılamaması ve akışa üç eksende üniform olmayan şekilde etkiyen unsurların

eksikliğinden dolayı, gelişmiş çözüm mekanizması olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılarak parametreler incelenmiştir. Optimum geometri istenilen koşullar altında sağlanmıştır ve jet pompası tasarım prosedürü oluşturulmuştur.

Çalışma içerisinde termodinamik olarak minimum teorik sıcaklık düşüş değerleri hesaplanmıştır. Bu değerlere had çalışmalarıyla uygun parametrelerle kısıtlar altında yaklaşılmıştır. HAD çalışmalarında Realizable $k-\varepsilon$ model ile çalışmalar yapılmış buna ek olarak LES ile karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuç olarak en uygun geometrili jet pompası tasarımı üretilmiştir. Bu prototiple beraber testler gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları ve yapılan hesaplamaların iyi bir şekilde uyuştuğu ortaya konmuştur.

HAD ve test çalışmalarıyla tüm araç çalışma koşulları için geçerli olan, teorik olarak mümkün olan en yüksek verimli, en kısa mesafede en düşük sıcaklığa homojen şekilde düşürülebilen jet pompası tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Jet pompası, soğutma sistemi, egzoz, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, kamyon

ABSTRACT

A NEW DESIGN FOR COOLING EXHAUST GASES FOR COMMERCIAL VEHICLES

Fatih KANTAŞ

Department of Mechanical Engineering

Ph.D. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Hakan DEMİR

The management of thermal systems in ground vehicles is great importance in terms of safety and standards. Basics of the thermal systems are the heat sources, the heat from these heat sources and the management of the waste gases. Basically, when the air and fuel components are burned in the engine and the resulting heat energy is converted into useful work, the energy is transferred and taken out of the engine in various ways. Some amount of this thermal energy is converted to mechanical energy, some of it is thrown through the engine walls and the remainder is thrown into the atmosphere as exhaust gas.

The temperature of the exhaust gas varies depending on the conditions of use, performance, emission values, standards and energy usage strategies of the vehicle. Three basic and critical situations can be considered: maximum power, maximum torque and idle. In these cases, different applications are carried out to achieve the standard emission values. Various catalysts are used to reduce emissions, as well as various processes, such as afterburning before and after the main combustion, after the exhaust gas is recycled back to the system and then sent back to the combustion

chamber together with clean air and recirculated. All of these affect the exhaust gas temperature or increase the exhaust gas temperature in order to interact.

Temperature of exhaust gases in trucks are at 500° C and above. This high temperature gas; can cause damage to parts are sensitive to heat in the vehicle and the parts that provide security risk when they lose their functions and which allow the vehicle to functionally work. Apart from this, with the risk of harming people and other living things around the vehicle, low ignition timing and temperature such as weed around at the exhaust outlet can cause ignition. For this reason, reducing the exhaust temperature is critical. To reduce exhaust gas temperature there various way, one of these reducing combustion efficiency and other is taking out heat from engine walls. If these two substances are carried out, engine performance is getting lower. This is why it is not appropriate to realize the first case. In the other case, if a much higher amount of heat is blown from the walls, the temperature of the combustion chamber falls below the temperatures suitable for combustion and directly affects the combustion efficiency, which in turn increases the amount of stress on the engine materials, resulting in reduced life in the engine blocks and pistons. However, in the two substances, the catalysts designed for the emission of exhaust gases at the low temperature of the combustion end result in low emissions due to low temperature, or the catalyst size is increased and the additional cost is incurred. For all these reasons, the exhaust gas must be taken to the atmosphere immediately after the catalyst and separators where the emission process is performed. In this way, a positive effect can be created instead of a negative effect on vehicle performance and emissions.

A new cooling system was designed for the part just before the exhaust gas was thrown into the atmosphere. The primary goals of this cooler design are to be able to operate without using active energy and the use of energy in a passive environment. Therefore, the vehicle does not add to the operating and maintenance costs. The absence of moving parts on the cooler design is crucial to the fact that the parts life is longer and maintenance is not required in terms of not having energy consumption again. In many the industry has been developed jet pump to carry particulers however in this study jet pump is designed as a cooling system, it is another point of view to jet pump and this is why this study is unique.

Factors affecting the performance of the jet pump have been investigated, as well as performance values related to temperature have been developed in this study. Jet pump performance is calculated by the function of the pressure drop and the fluid values that can be dragged. It was further enhanced by adding previously unworked temperature drop performance.

There are various analytical formulations in the literature for jet pump design. These have been studied. These formulations have been investigated by using a computational fluid dynamics program as an advanced solution mechanism because of the implementation of geometries, the use of standard empirical data, the inability of symmetric flow effects and the lack of uniformity of the three axes of flow. Optimum geometry is achieved under desired conditions and the jet pump design procedure and also new formulations are created for design of jet pump.

Keywords: Jet pump, cooling system, exhaust, computional fluid dynamics, truck

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Egzoz sistemi birincil görev olarak, motordan atılan atık egzoz gazını güvenli şekilde atmosfere atmak ve makinadan uzaklaştırmak, ikincil olarak makinanın tipine göre ve emisyon standartlarına göre işleyerek uygun duruma getirmektir. Bu çalışmadaki temel makina unsuru kamyon araçlarıdır. Bu araçlarda motorda temiz hava ve yakıt karışımın yanması sonucu ortaya çıkan egzoz gazı, motor pistonlarından egzoz manifoldu ile egzoz sisteminin egzoz gazı taşımak için tasarlanan egzoz boruları vasıtasıyla, egzoz gazını işlemek için katalizöre taşınır burada çeşitli kimyasal tepkimelere girerek istenen emisyon standartlarında egzoz gazı emisyonu sağlanır. Sonrasında egzoz gazının ortaya çıkardığı sesi hem homologasyon hem de konfor açısından düzenlemek için susturucudan geçerek en son olarak kuyruk-yönlendirici borusu ile uygun noktaya yönlendirerek atmosfere atılır. Bu uygun alan seçiminde birçok faktör rol oynar, bunların başlıcaları; ısıl-problemler, ses-problemleri, fiziksel dayanım, toz kaldırma ve homologasyon kuralları yer alır. Motor çıkış, egzoz manifold girişlerinde egzoz gazı sıcaklığı araç tipine ve motor hacmine göre değişiklikler göstermektedir. Bu sıcaklık 700-800°C ulaşmaktadır. Bu sıcaklık değeri; motor performansı, yakıt tüketimi, emisyon değeri, turbo özellikleri, egzoz gazının atmosfere atılma sıcaklığı ve egzoz gazının çevre parçalarına zarar vermesi gibi birçok faktörü etkilemektedir. Motor çıkış egzoz gaz sıcaklığına, turbo özelliklerinden veya atmosfere atılan egzoz gazı sıcaklığını düşürmek için birçok zaman kısıtlamalar konur. Aynı zamanda bu kısıtlamalar motor performansı düşüşüne, emisyon kayıplarına veya katalizör maddenin emisyonun ayarlanması için büyütülmesine sebep olur, buda hacim ve ek maddi yükler getirmesine, aracın istenilen

performansa ulaşamaması ve hesaplanan sıcaklıktan yukarı çıkmaması için engellenmesi ve beklenen performansı verememesi gibi durumlar doğar.

Buradaki en önemli madde ısıl problemler olarak ortaya çıkar. Çünkü ısıl problemler güvenlik riski doğurduğundan çözülmeden aracın üretimine geçmesi gibi bir durum söz konusu olamaz. Diğer konfor, performans ve aracın ilk hesaplanan maliyetin üzerine çıkmak gibi mali konular dahil olmak üzere bu durumların hepsi termal konuların gerisinde kalır. Çünkü en ufak termal bir problem geri dönülemez durumlara yol açabilir, araçta alev alma riski oluşturabilir.



Şekil 1.1 Isıl problemlerden dolayı yanan araçlar

Bir diğer durum ise egzoz gazının çevre parçaları alev aldırmadığı fakat ısı transferine maruz bıraktığı durumlardır. Bu durumlarda parçaların yapısal durumu ve malzeme özellikleri parçanın fonksiyonunu sürdürerek görevini yapması açısından önemlidir. Egzoz gazı etkisi altında kalan parçalar, gerçekleşen ısı transferinin yüksek olması durumunda, parçalar fonksiyonunu yerine getiremeyecek duruma gelebilir. Bu da aracın çalışamaz duruma gelmesi demektir.

Bir diğer durum ise parçaların fark edilebilir fonksiyon kaybına uğramaksızın, çalışma ömürlerinde düşüştür. Her zaman bu durum fark edilemeyebilir, bu durumlarda parça ömür testleri devreye girer. Beklenen sıcaklıklara dayanım testleri ile parça ömürleri

ölçülür. Ömür beklenin altındaysa malzeme değişimi, parça lokasyon değişimi veya gerekli termal aksiyonlar alınarak beklenen sıcaklık değerleri ve ömür sağlanır. Benzer durum parçanın fonksiyon yitirmesi içinde geçerlidir. Benzer aksiyonlar alınarak problem çözülmeye çalışılır ama bu çözümler bazen maliyet, bazen hacimsel boş alanın bulunabilmesi ve bazen de fiziksel olarak o sıcaklıklara dayanabilecek malzemenin veya termal önlemin alınamamasından dolayı çözüm çıkmaza girebilir. Böyle durumlarda tek çözüm, ısı kaynağını yok etmek veya etkisiz hale getirmektir. Bu ısı kaynağı egzoz gazı olduğu durumda ancak egzoz gaz sıcaklığı düşürülerek sağlanabilir. Buda yapıldığı taktirde yukarıda da bahsedilen performans kaybı, yakıt tüketiminde artış ve emisyon problemleri veya emisyon sağlamak için ek maliyet ortaya çıkmaktadır.

Egzoz gazının egzoz sisteminden çıkış sıcaklığını düşürmek için yukarıda bahsedilen temel ısı kaynağını müdahale etmek, motor içeresindeki yanmaya, emisyona, verime ve performansa etki etmektir. Ayrıca egzoz sistemi içeresindeki çeşitli katalist ve diğer emisyon işleyicilerinin performansını düşürmektedir. Bunun yerine egzoz gazının ısının kullanılmasının sonladığı egzoz çıkış bölgelerinde gazı soğutmak en akılcı çözümdür.

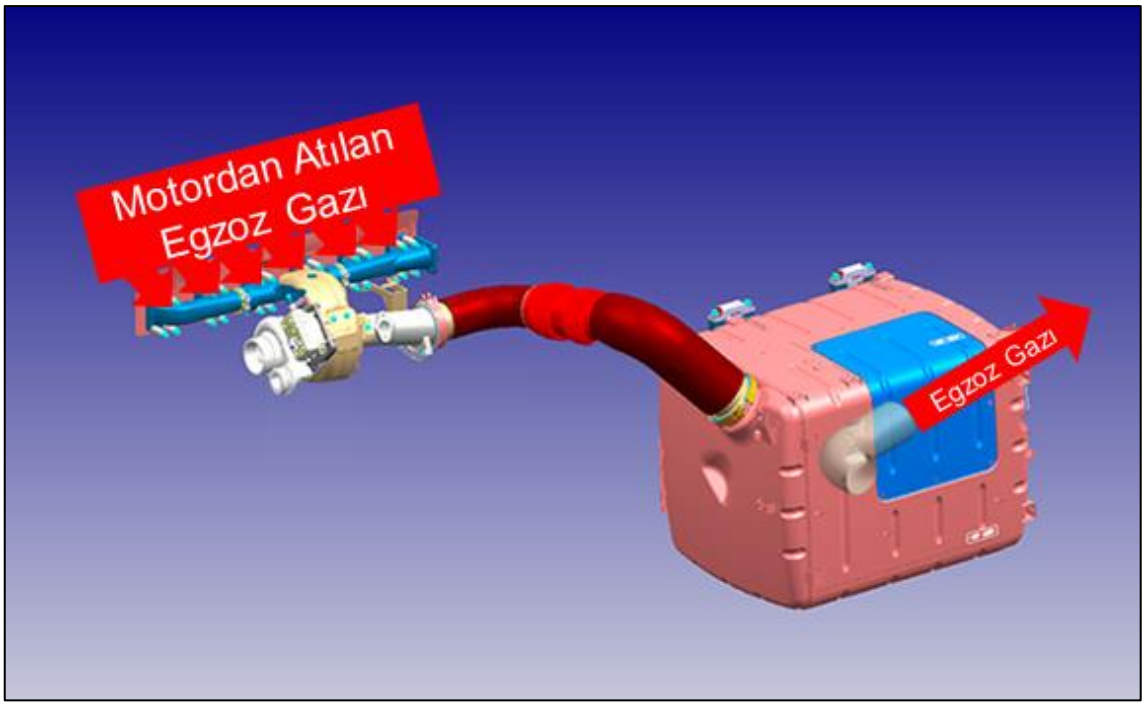
Egzoz gazı sıcaklıkları bununla ilişkili olan araç performans, emisyon değerleri, motor hava emiş sistemi, temiz hava soğutma sistemi ve ısı değiştiricisi, turbo, kompresör, egr, egr gaz soğutma sistemi, egzoz sistemi ve çeşitli egzoz gazı işleyen aktif ve pasif sistemler ile fonksiyonun girdisi ve/veya çıktısı olarak yer almaktadır. Bu parçalar ve sistemlerin kombinasyonları farklı sistemlerin ve çevrimlerin doğmasına neden olur. Her durumda egzoz gaz sıcaklığın etkisi ve etkilenmesi farklı şekillere olur. Bunlara göre çeşitli aksiyonlar alınarak sistemlerin optimizasyonları yapılır.

Sistemi temel olarak üç bölümde incelersek, şu şekilde ele almak uygun olur. Motor ve çevre parçaları, egzoz gazı yönlendirme ve aktarma boruları ve son olarak egzoz gazı aktif ve pasif işleme sistemleri ve susturucu.

Motor sistemi, merkezde motor olmak üzere, motora temiz havayı filtreleyerek taşıyan sistem; hava emiş sistemi, temiz havayı sıkıştırmak için kompresör, kompresörden çıkan sıkışmış ve sıcak havayı soğutmak için temiz hava soğutma sistemi ve ısı değiştiricisi, egzoz gazını toplayan egzoz manifoldu, sonrasında opsiyonel olarak egr gaz sistemi, egr gaz soğutucu sistem ve kompresöre enerji sağlamak için turbo yer

almaktadır. Bu sistemler koordinasyonlu çalışmaları için çeşitli sensörler ve gerekli yazılımlardan oluşur.

Egzoz gazı taşıma sistemi çeşitli borulardan oluşur, buradaki amaç motordan atılan atık gazı önce motordan uzaklaştırmak, sonrasında araç üzerinde uygun bölgelerden geçerek egzoz gazı aktif ve pasif işleme sistemlere ve susturucuya ulaştırmak ve sonrasında işlenmiş gazı egzoz sisteminden yönlendirerek araç üzerinde araç parçalarına zarar vermeyecek, yakın çevresinde bulunabilecek canlılara ve ot gibi kolay tutuşabilecek cisimleri dikkate alarak atmosfere atmaktır.



Şekil 1.2 Motor ve egzoz sistemi

Egzoz gazı işleme sistemleri çeşitli NOx, NO, C gibi çıktıların işlenmesi için gerekli emisyonları sağlamak için çeşitli boyutlarda sistemin içeresinde yer alır. SCR, LNT, DPF ve benzeri atık gaz işleme bileşenleri gerekli emisyon, emisyon stratejisin, motor tipi ve sıcaklıklara göre seçilerek boyutlandırılır. Bu bölümdeki tepkimeler ve yanmalar sıcaklıkla doğru ilişkilidir. Bu yüzden bu bölgelerin yüksek sıcaklıkta olması işleme ve tepkime anlarında önem arz eder. Son olarak burada işlenen gazlar, kuyruk borusu denilen çıkış borusu ile atmosfere atılır.

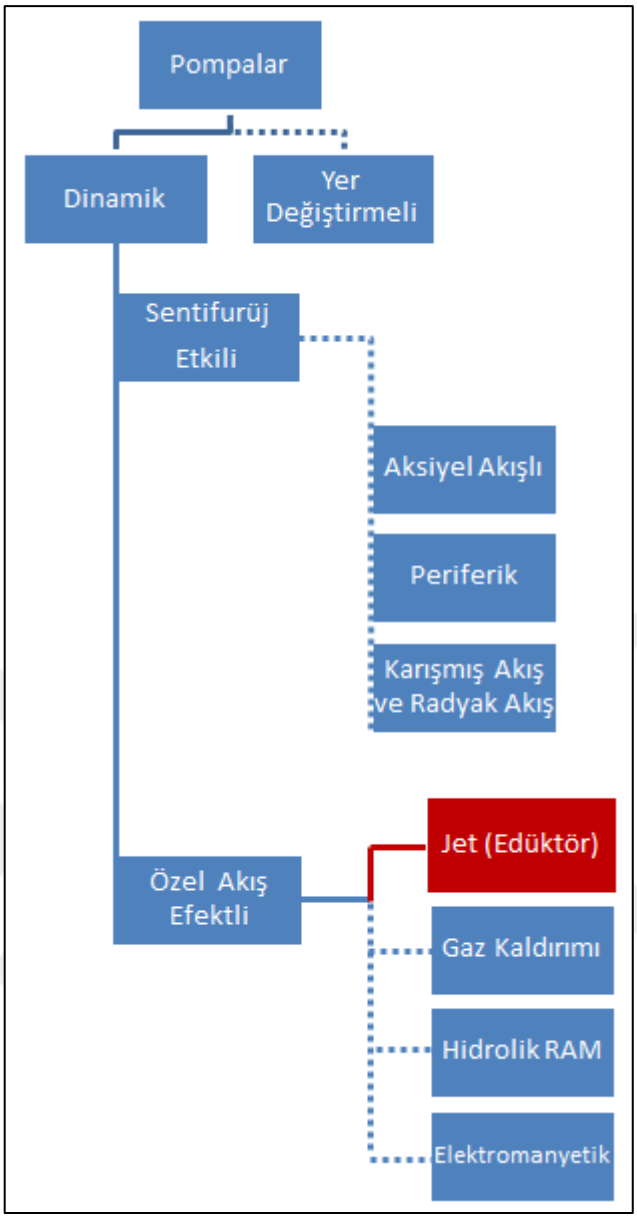
1.1 Literatür Özeti

Jet pompası tasarımı ve uygulaması J. Thomson'ın ilk uygulması ile 1852'lere dayanır. Sonrasında J.M.C. Rankine'ın 1870'te ve H.Lorenz 1910'da iki akışkanın karışımı üzerine geliştirdiği ilk teorik çalışmalar ile ilk geliştirme adımları atılmıştır. Bu tarihlerden günümüze jet pompası tasarımını, ilişkili sistemlerini, ana akış ve sürüklenen akışın davranışını ve ilişkilerini anlamak için birçok araştırma ve geliştirme çalışması ortaya konmuştur.

Jet pompaları ana akıştan ikinci akışkana enerji transferi yaparak, ikinci akışkanın taşınmasını sağlar yada enerjisini ikincil akışı taşımak için kullanırlar. Genellikle birincil akışı hızlandırmak için nozül kullanılır. Nozül çıkışında basınç düşüşü gerçekleştiğinde ikincil akışkan daha yüksek basınçlı olduğundan düşük basınç bölgesine akış gerçekleştirir. Viskos sürtünme etkileriyle ikincil akış birincil akış ile sürüklenerek karışım borusuna taşınırlar. Burada türbülanslı karışımdan dolayı birincil akıştan ikincil akışa momentum transferi gerçekleşir. Karışım odasında bu proses devam ederken statik basınç yükselerek olması gereken değerleri geri döner, fakat eşit olmayan hızlara sahip iki akışkanın karışımı ve çeperlere sürtünmelerinden dolayı kinetik enerji kaybı gerçekleşir. Karışım borusu sonunda teorik olarak iki akışkan momentum transferini tamamlayıp, karışım olarak çıkmaları beklenir. Ek olarak karışım borusu sonunda difüzör yerleştirilebilir buda statik basınç tam anlamıyla toparlanması yardımcı olabilmek için tasarlanır.

Jet pompası çeşitli literatürler de ejektör ve edüktör olarak isimlendirilmiştir. Bu çalışmada jet pompası terimi kullanılmıştır. Mekanik pompalara göre çok özel bir avantajı vardır, bu da herhangi bir hareketli bir parçasının olmaması uzun ömürlü ve düşük maliyet olarak sisteme yansır. Buna karşılık sürtünmelerden dolayı verim kaybına uğrar, iyi tasarlanmış bir jet pompasının verimi %30 civarında olmaktadır.

Jet pompası, dinamik pompalar sınıfında yer alır, dinamik pompalar temel olarak ikiye ayrılır bunlar, sentifürüj etkili ve özel efektli pompalardır. Özel efektli pompalar çeşitli dış enerjileri veya doğada/ortamda var olan enerjileri kullanarak iş elde etmekte çok faydalılardır. Bunlardan biri olan jet pompası bu sınıfta yer alır.



Şekil 1.3 Pompaların sınıflandırılması

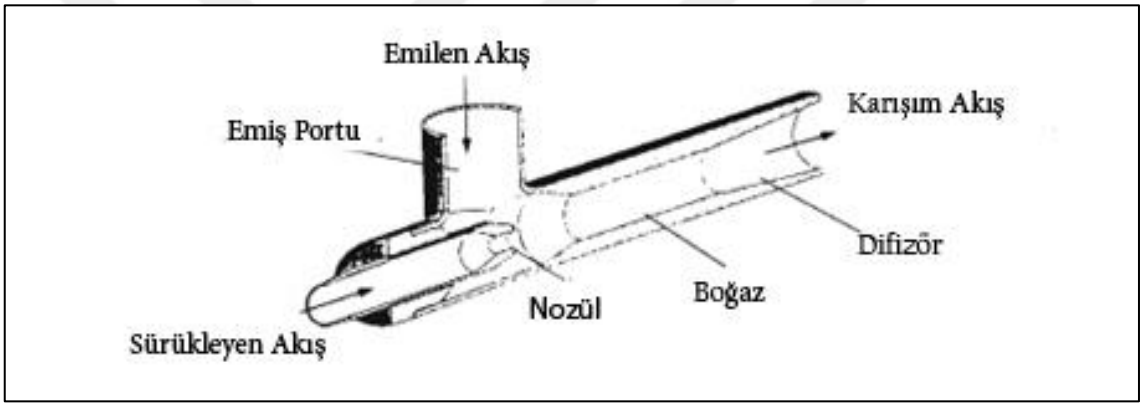
1.1.1 Jet Pompalarının Sınıflandırılması

Jet pompaları da kendisi içerisinde çeşitli sınıflara ayrılabilir. Bu sınıflar şöyle belirtilebilir, nozül durumuna ve akış göre, merkez akışlı, çevresel akışlı, nozül yapısına göre, tek nozüllü, çoklu nozüllü, oranlı jet pompası, simetrik olmayan jet pompaları, birincil ve ikincil akışkanın türüne göre, uygulama ve operasyonlara göre ve malzemelerine göre sınıflandırılabilirler.

Nozül durumuna ve akışlarına göre jet pompaları, temel olarak nozül durumuna ve akışın merkezden veya çeperlerden çevresel akmasına göre ikiye ayrılır.

1.1.1.1 Merkez Akışlı Jet Pompaları

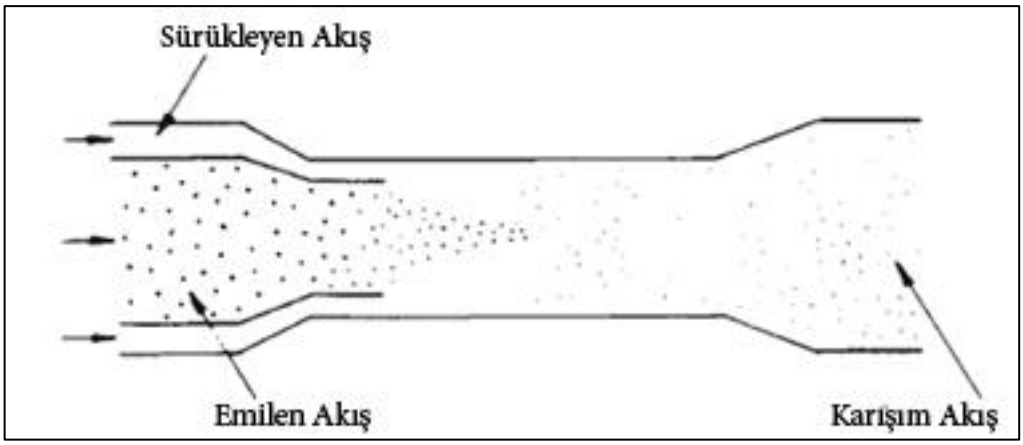
Merkez akışlı nozüle sahip jet pompalarıdır. Tipik bir merkez akışlı jet pompası şekil 1.4'te görülmektedir. Bu tip jet pompalarında çevresel emiş görülmektedir. Nozüle 2-10° arası alfa açısı diye çağrılan eğim verilir. Emiş borusu da genellikle nozüle benzer şekilde açıyla tasarlanır bu da genellikle beta açısı diye çağrılır. Karışım borusu karışımın tamamlanması için tasarlanır, uzunlukları değişken olup verime ve karışıma etki ederler. Son olarak da statik basıncı toparlamak ve ilk haline yaklaştırmak için difüzörler kullanılır.



Şekil 1.4 Merkez akışlı jet pompası

1.1.1.2 Çevresel Akışlı Jet Pompaları

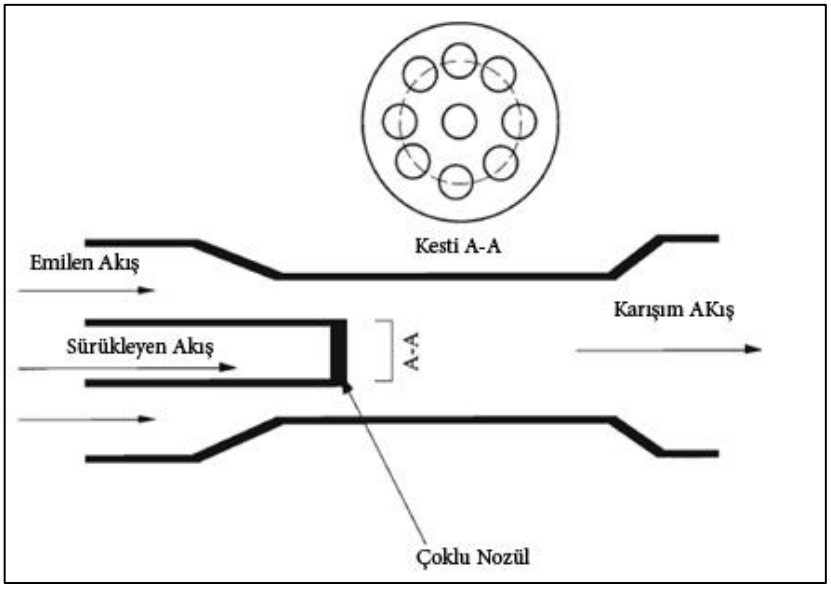
Şekil 1.5'te genel hatlarıyla görülen çevresel akışlı jet pompasında, birincil akış yada sürükleyici akış çevresel şekilde dış cidarlardan gelerek, orta bölgedeki ikincil akışı sürükler. Yüksek hızlı akış burada düşük basınçlı bölge oluşmasına sebep olur ve iç akış bu bölgeye doğru yönelir.



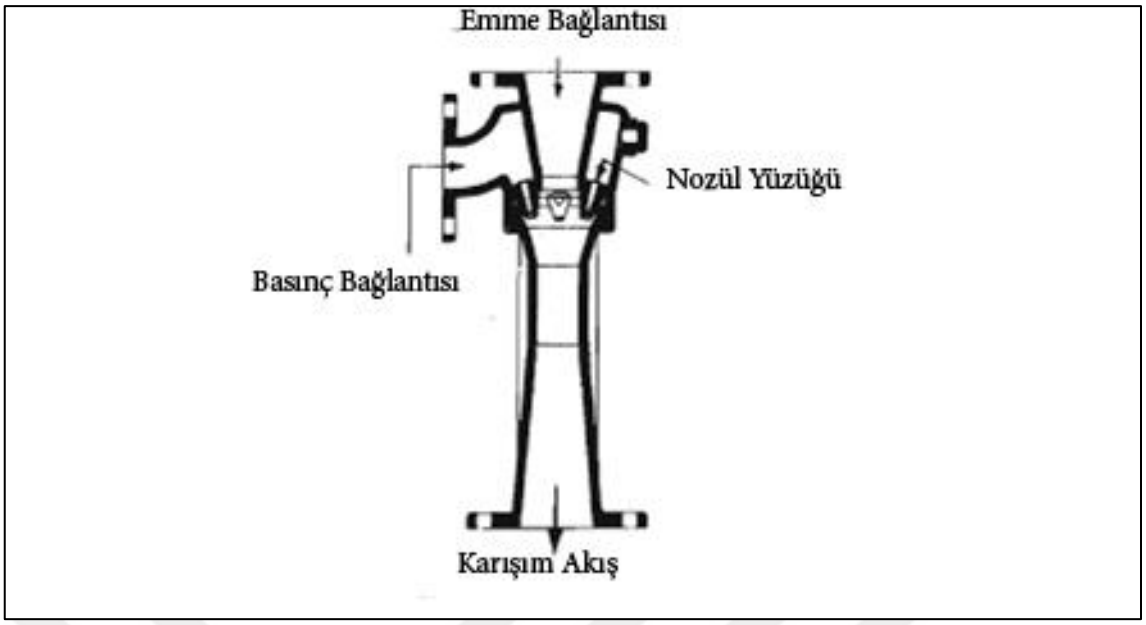
Şekil 1.5 Çevresel akışlı jet pompası

1.1.1.3 Çok Nozüllü Jet Pompaları

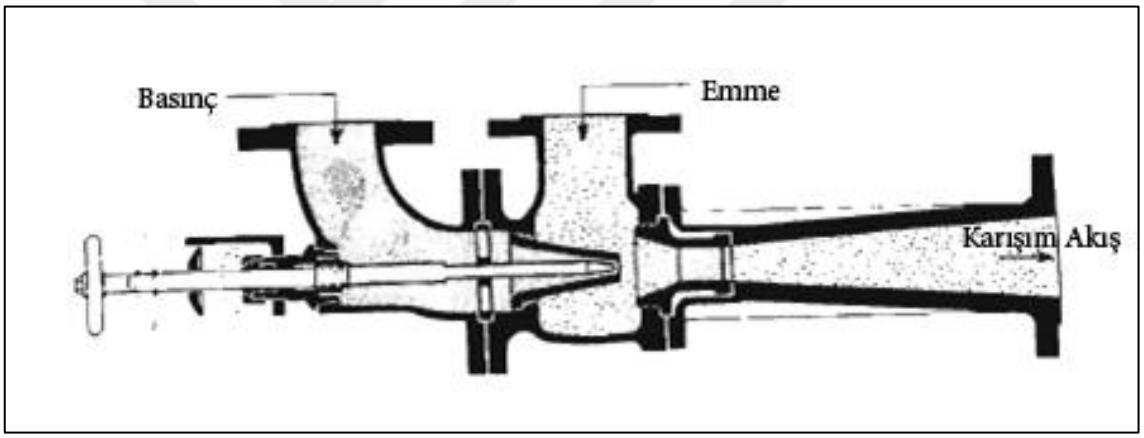
Çeşitli sayılarda nozüller çeşitli dizilim kombinasyonları ile dizilerek, birincil akışı ikincil akışı sürüklemesi için hızlandırarak karışım borusuna doğru yönlendirir. Çeşitli kaynaklarda nozül sayısı artıkça verimin artığına değinilmiştir. Bununa beraber pratikte bu parçalarının üretilebilirliği açısında pratik sayısal limitler vardır. Nozül dizilimleri şekil 1.6'da merkeze yerleştirilerek homojen şekilde dağıtıldığı gibi, şekil 1.7'deki gibi çevresel homojen şekilde de yerleştirilebilir.



Şekil 1.6 Çok nozüllü jet pompası



Şekil 1.7 Bir diğer çok nozüllü jet pompası



Şekil 1.8 Ayarlanabilir oranlı jet pompası

1.1.1.4 Ayarlanabilir-Oranlı Jet Pompaları

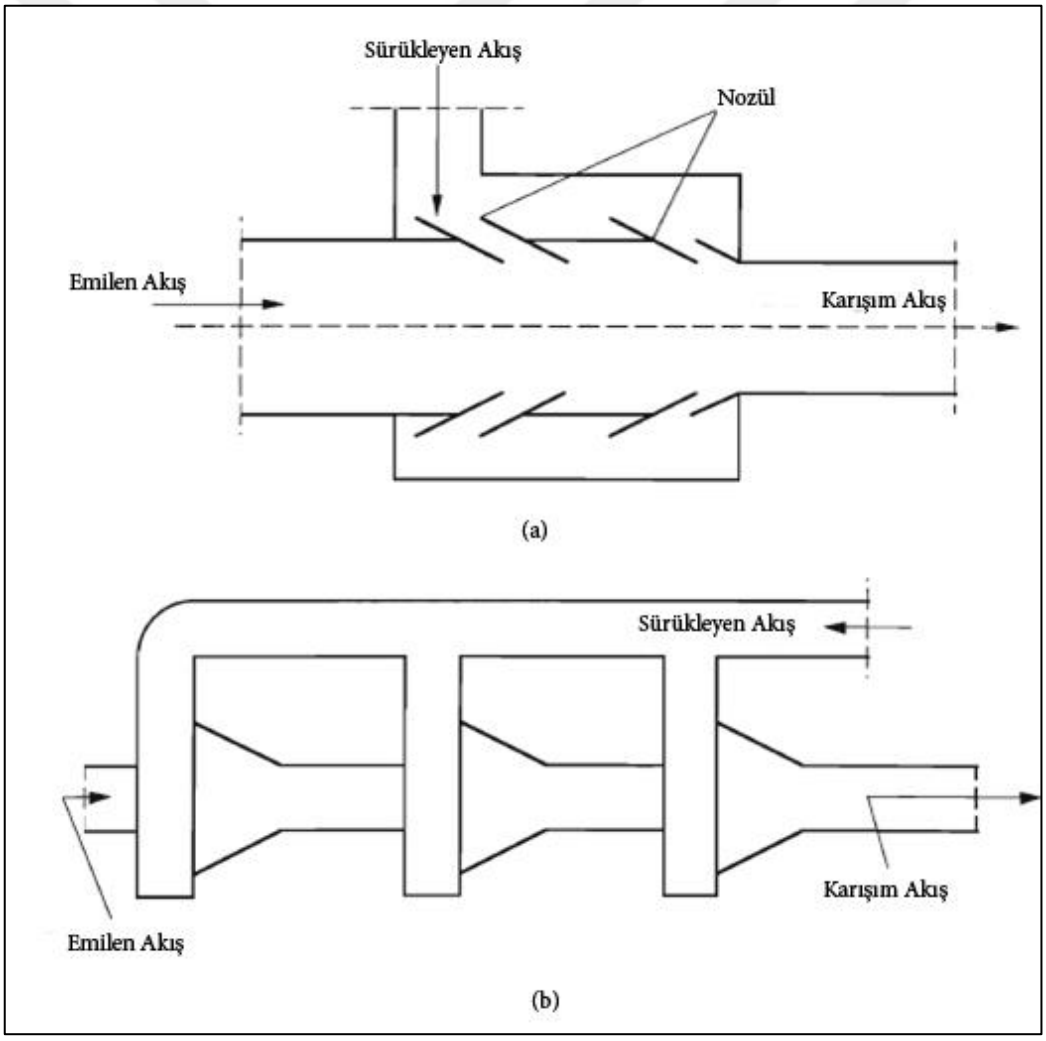
Şekil 1.8'de ayarlanabilir-oranlı jet pompasın örneği olarak iğneli jet pompası tipi görülmektedir. İğneli tip ayarlanabilir jet pompasının geleneksel jet pompalarında yapısal olarak farkı vardır. Nozül çıkış ağzı çapı veya açıklığı iğnenin ileri ve geri oynatılmasıyla operasyon koşullarına göre ayarlanabilir haldedir. Bu da sadece bir operasyon koşulu içi maksimum verimi değil tüm koşullarda mümkün olan en yüksek verime ayarlanabilir. Yahut verim yerine daha fazla debi taşınmak istediğinde nozül ağzı iğne ileri veya geri oynatarak istenilen seviyelere getirilebilir.

1.1.1.5 Çok Katlı Jet Pompaları

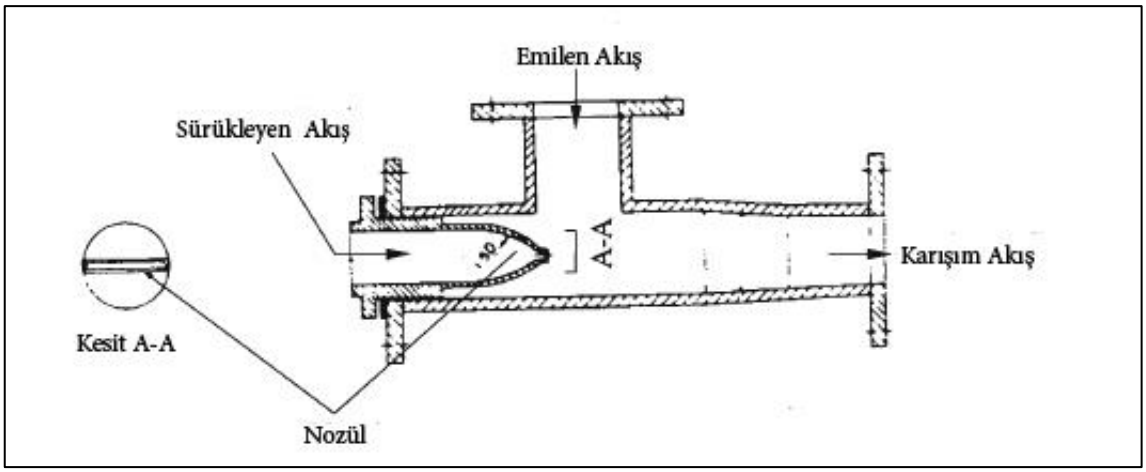
Şekil 1.9'da çok katlı jet pompalarına örnekler görülmektedir. Bu tip jet pompalarının amacı verimi artırmaktır. Bu şekilde teorik olarak sonsuz adette jet pompasını art arda yerleştirerek mümkün olan en yüksek verimi elde etmeye çalışılır.

1.1.1.6 İki-Boyutlu Jet Pompaları

İki-boyutlu jet pompaları merkezi çok nozüllü jet pompaları kadar performans sergilediği çeşitli literatür çalışmalarında bahsedilmektedir. Şekil 1.10'da düz dörtgen şekilli nozül kullanılmıştır. Çıkan jet akışta düz şekilde olup daha fazla sürükleme alanına sahiptir.



Şekil 1.9 Çok katlı jet pompası a ve b



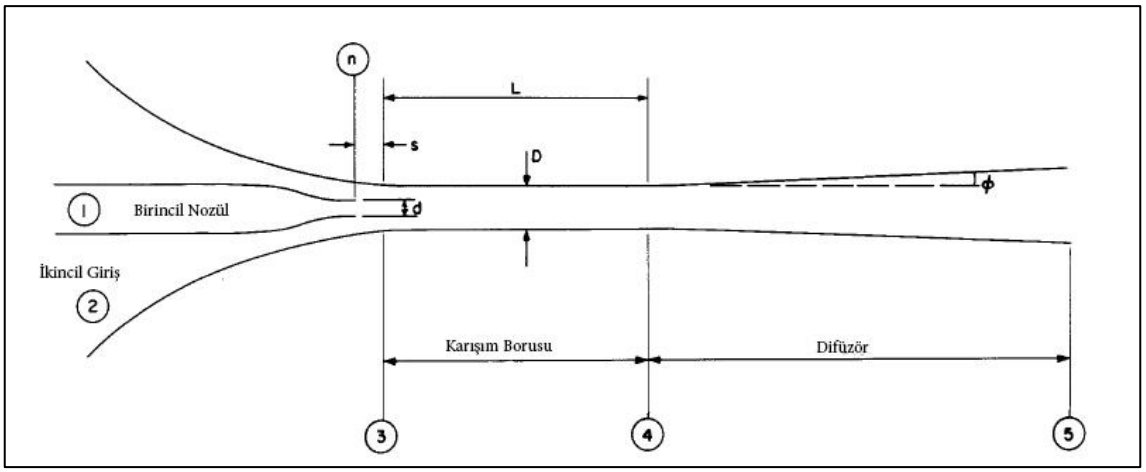
Şekil 1.10 İki-boyutlu jet pompası

1.1.7 Analitik Çalışmalar

Murray vd. [1] bir boyutlu akış teorisini baz alarak, nozül, karışım borusu ve difüzördeki kayıpları ampirik korelasyonu ile tamamlamış ve denklemleri detaylandırmışlardır. Çalışmalarında ampirik korelasyon bilgilerine ve grafiklerine detaylı şekilde yer vermişlerdir. Bu grafikleri kullanarak alternatif jet pompası tasarımlarının performanslarını öngörmek mümkündür. Bunlar, merkez ve çevresel ana akış ve ayrıca çok nozüllü tasarımlara uygulanabilir.

Yapılan türetimler ve oluşan formüller bazı varsayımlar yapılarak ortaya konmuştur. Bu varsayımlar dışına çıkıldığın gerçek sonuçlar teorik formülasyon sonuçlarından uzaklaşmaktadır. Bu varsayımlar aşağıdaki gibidir:

1. Birincil ve ikincil akışkanlar sıvıdır ve sıkıştırılamazlar.
2. Akış, karışım odası dışındaki yerlerde tek boyutlu varsayılmıştır.
3. Birincil nozülün çıkış yüzeyi, karışım borusunun girişiyle çakışıktır.
4. Nozül borusunun duvar kalınlığı çıkışta sıfırdır.
5. Karışım borusu her noktadaki kesiti sabittir.
6. Karışım (momentum transferi) karışım odasının çıkış ağzına gelmeden tamamlanır.



Şekil 1.11 Genel jet pompası gösterimi [1]

Bu çalışmada amaç, verilen birincil ve ikincil akış debisi ve basınçlar içerisinde maksimum verimi elde etmektir. Tasarım parametreleri boyutsuzlaştırarak geometri ve performansı tanımlamaya çalışmıştır.

(1) Basınç oranı N, ikincil akıştaki basınç düşüşü/birincil akıştaki basınç düşüşüne oranlayarak, boyutsuz basınç oranını N'i elde etmiştir.

$$\mathrm{N} = (P_5 - P_2)/(P_1 - P_5) \tag{1.1}$$

Ayrıca bu formülü H cinsinden şu şekilde ifade etmiştir.

$$\mathrm{N} = (H_5 - H_2)/(H_1 - H_5) \tag{1.2}$$

(2) Önemli boyutsuz parametrelerden biri olan hacimsel debiler oranı M ile ifade etmiştir.

$$\mathrm{M} = Q_s/Q_P \tag{1.3}$$

(3) Jet pompasının verimini şu şekilde tanımlamıştır.

$$\eta = \frac{Q_s(P_5 - P_2)}{Q_p(P_1 - P_5)} = MxN \tag{1.4}$$

(4) Önemli bir diğer boyutsuz parametre olan nozül çıkış kesit alanının karışım borusu kesit alanına oranı olarak R tanımlamıştır.

$$\mathrm{R} = \mathrm{A_n}/\mathrm{A_m} \tag{1.5}$$

En önemli boyutsuz tasarım parametresi olarak diğer literatürlerde de aynı şekilde yer almaktadır. Küçük alan oranlı jet pompaları düşük basınçlı, yüksek debi oranlı

karakteristiğe sahip olup (R=0,1), tam tersi büyük alan oranlarına (R=0,6) sahip jet pompaları yüksek basınç düşük debi oranlarına sahip karakteristikleri vardır. Pratik olarak R 0,02 ile 0,9 arasında değerlere sahip olmaktadır.

(5) Karışım borusunun uzunluğunun çapa oranı, L/D etkisi görülen boyutsuz parametrelerdendir.

Yukarıda bahsi geçen jet pompası verimini, farklı basınç oranları şeklinde tanımlamak mümkündür, bu sebeple verim birçok farklı şekilde türetilerek yazılabilir. Tüm bu tanımlamalar temel verim formülünden türetilerek çıkarılabilir.

Enerji korunumu ve süreklilik denklemlerinden türetilen denklem içerisinde ampirik sürtünme faktörlerinin de olduğu N denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$N = \frac{2R+\frac{2CM^2R^2}{1-R}-R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d)-\frac{CM^2R^2}{(1-R)^2}(1+K_s)}{(1+K_p)-2R-\frac{2CM^2R^2}{1-R}+R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d)} \quad (1.6)$$

Cunningham [2], sıvı-sıvı, gaz-sıvı ve sıvı-gaz jet pompası türleri için enerji ve süreklilik denklemlerinden nozül, karışım borusu ve difüzör için türettiği denklemler literatürde geniş kullanım alanına sahiptir. Bu çalışmada temel olarak altı varsayım üzerine kurarak formülleri türetmiştir. Bunlar,

1. Birincil ve ikincil akış karışım borusuna üniform hız dağılımı ile girer ve karışan akış karışım borusunu ve difüzörü üniform hız profili ile terk eder.
2. Gaz fazındaki akışkanlar söz konusu olduğundan boğazda ve difüzördeki sıkışmaların hepsi izotermal varsayılır.
3. Tüm iki fazlı akışlarda boğaz giriş ve çıkışında homojen baloncuk karışımı mevcut olur.
4. Gaz akışkandan sıvı akışkana ısı transferi ihmal edilir ve sıvı akışkan sıcaklığı sabit varsayılır.
5. Gazların sıvı içerisinde çözünürlüğü sabit basınç değişimleri altında ihmal edilir.
6. Buharın sıvıya dönüşümü ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

Gaz-sıvı ve sıvı gaz formülleri sadeleştirilerek şu formülleri elde etmiştir.

Nozül için,

$$P_i - P_o = Z(1 + K_n) \quad (1.7)$$

Boğaz giriş (karışım borusu giriş) için,

$$P_s - P_o = ZS(1 + K_{en})M^2/c^2 \quad (1.8)$$

Boğaz (karışım borusu) için,

$$P_t - P_o = Z[2b + \frac{2SM^2b^2}{1-b} - b^2(2 + K_{th})(1 + SM)(1 + M)] \quad (1.9)$$

Difüzör için,

$$P_d - P_t = Z_b^2(1 + SM)(1 + M)(1 - K_{di} - a^2) \quad (1.10)$$

Jet pompası verimi [1]'de olduğu gibi ikincil akış üzerinde yapılan faydalı işin birincil akıştan çıkarılan enerjiye oranı şeklinde tanımlamıştır.

$$\eta = \frac{Q_s(P_5 - P_2)}{Q_p(P_1 - P_5)} = MxN \quad (1.11)$$

Literatürde bulunan iki diğer verim tanımı da aşağıdaki gibidir:

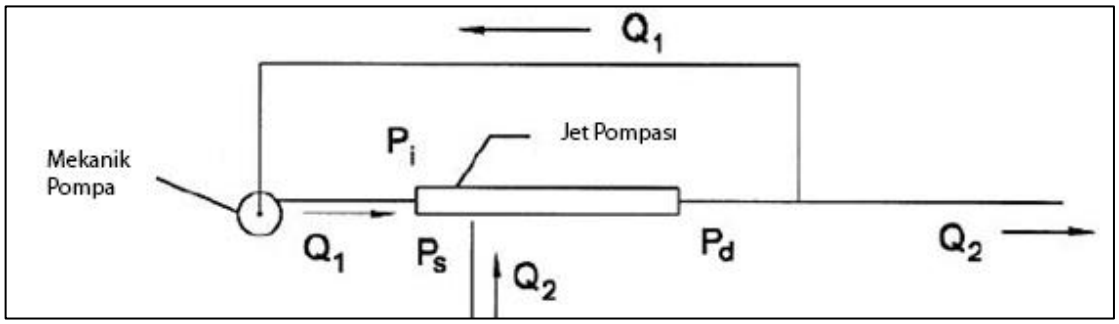
$$\eta' = \frac{Q_s(P_5 - P_2)}{Q_p(P_1 - P_2)} = \frac{\eta}{N} + 1 \quad (1.12)$$

$$\eta'' = (\mathrm{M} + 1)\frac{Q_s(P_5 - P_2)}{Q_p(P_1 - P_2)} = MxN \quad (1.13)$$

Bu iki denklem tanımı, şekil 1.11 'de gösterildiği gibi birincil akış basıncının P_2'ye kadar düşebileceğini P_5 olamayacağını varsayar. Verim çevrimi ancak üç basınç ve iki debi verildiğinde yapılabilir. Literatürde verilen verimleri karşılaştırırken bu nedenlerle dikkatli olunmalıdır.

Sonuç olarak N şu şekilde tanımlanmıştır.

$$N = \frac{2R + \frac{2CM^2R^2}{1-R} - R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d) - \frac{CM^2R^2}{(1-R)^2}(1+K_s)}{(1+K_p) - 2R - \frac{2CM^2R^2}{1-R} + R^2(1+CM)(1+M)(1+K_m+K_d)} \quad (1.14)$$



Şekil 1.12 Genel jet pompası sistemi [2]

Lines [3] yüksek lisans tezin de [2] de ortaya koyulan formülleri Matlab'de kodlayarak, bu hesapların bilgisayar yoluyla çözmek üzerine çalışma yapmıştır. [1] deki çalışmanın da web sitesinde Fotran ile yazılmış kodlar mevcuttur.

Bahsi geçen analitik çalışmalarda bazı varsayımlar yapılarak formüller türetilmiştir. Fakat bu varsayımlardaki sapmalar bir araya geldiğinde, sonuçlarda büyük sapmalara yol açmaktadır.

Birincil boru (nozül) ve karışım borusu çakışık olduğu ve karışımın ani olduğu varsayımı, gerçekte gerçekleşmeyen bir durumdur. Buradaki basınç kayıpları modellenememektedir. Belirli kayıp katsayıları grafiklerden okunarak tabloya yerleştirilmektedir.

Birincil akış ile ikincil akış arasında ısıl enerji transferi yok varsayılmaktadır. Bundan kaynaklı yoğunluk, viskozite ve sıcaklığa bağlı değişen akışkan özelliklerin sabit varsayılması anlamına gelmektedir. Bu etkenler akışı ve sürtünmeyi doğrudan etkilerler, bu da varsayımların çok farklı sonuçlar doğurmasına sebep olur.

İlk sürtünme faktörü nozül açısı ve geometrisi için denkleme katılmaktadır fakat açı, geometri, akışkan özellikleri ve Reynolds sayısı hassasiyeti yoktur.

İkincil kayıp katsayı karışım borusu giriş bölgesi içindir. Burada da benzer şekilde açı, geometri, akışkan özellikleri ve Reynolds sayısı hassasiyeti yoktur, buna ek olarak burada nozülün açısıyla karışım borusu giriş bölgesi borusunun açısıyla yapılan farklı açı kombinasyonları ve kayıpları formüle katılmamıştır.

Karışım odası sürtünme katsayıda üniform akan bir akış için standart grafik veya tablolardan okunur ve ek olarak buradan da bir hata payı vardır ve formülle bulunan sonuçların, gerçekleşen durumlardan sapmasına yol açar.

Birincil ve ikincil akışın üniform hız dağılımı ile karışım odasına girdiği ve karışım üniform hız dağılımı ile çıktığı varsayımı yapılmaktadır. Buradaki farklı hızlardaki akışın sürtünmeleri ve enerji kayıpları hesaba katılmamaktadır.

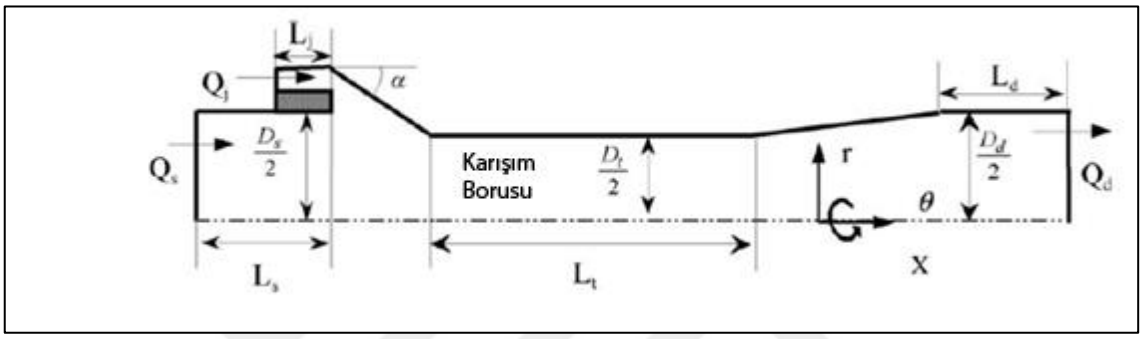
Nozül içinde geçerli olan akışın üniform hız dağılımı ile girip çıkması varsayımından dolayı buradaki sürtünmeler ve enerji kayıplarını doğru hesaplanması mümkün değildir.

Analitik formülasyonlardaki 1 boyutlu akış varsayımı, tüm geometrik etkilerin deney sonuçlarından alınması gerekli kılmaktadır. Bu kısıtlı deney sonuçlarından alınan girdiler, çeşitli geometrik kombinasyonlarını yansıtamamaktadır. Buna ek olarak akışın

iki boyutta veya üç boyutta farklı davranmasına sebep olan herhangi bir etken bu formüllerin doğru olmayan sonuçlar vermesine sebep olacaktır.

1.1.2 Nümerik Çalışmalar

Nümerik çalışmaların çoğu iki boyutlu ve bazıları üç boyutludur. Her iki durumda da sadece iç akışın etkileri hesaba katılmıştır. İç ve dış akışın etkileşimi hesaba katılmamıştır. Literatürde var olan çalışmaların hepsi simetrik şekillere sahip olduğu için iki boyutlar ve simetrik sınır koşul ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1. 13 Kwon vd. [4] çalışmasında kullandığı jet pompası

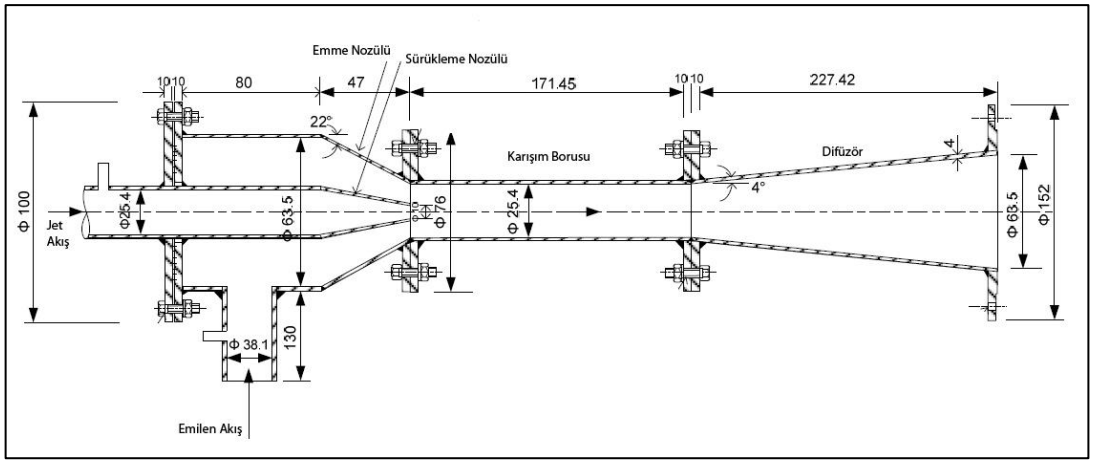
Kwon vd. [4] 2 boyutlu nümerik analiz yaparak merkez akışlı jet pompasının performansı üzerine çalışmışlardır. Modeli simetrik sınır koşuluyla kurmuş, bu şekilde analizleri yapmıştır. $k-\varepsilon$ modeli ve RNG $k-\varepsilon$ modeli test edilmiştir. Birincil akış debisi ve ikincil akış debisi ile ilişkisini incelemiş ve test sonuçlarıyla kıyaslamıştır. $k-\varepsilon$ modeli ve RNG $k-\varepsilon$ model neredeyse çakışık şekilde sonuç verirken, çok ufak bir % ile RNG $k-\varepsilon$ modeli, $k-\varepsilon$'a göre daha iyi performans sergilemiştir. Teste göre ise yaklaşık %50 sapma gerçekleşmiştir. Basınç oranları ve debi oranları grafiklerinde ise yaklaşım daha iyi olduğu görülmektedir. Toplayıcı boru açısı olarak 8°, 12°, 16°, 20°, 24°, 28° ve 32° çalışılmıştır. En iyi performans 12°'de görülmektedir ve verim yaklaşık %30'dur. Akışkan debisi 0,03 ile 0,07 m^3/s arasında çalışılmıştır. Çalışılan sıvı hakkında bilgi verilmemiştir. Düşük debilerde akış sirkülasyonları, girdapları ve geri akış olduğundan bahsetmiştir.

Mazelli vd. [5] iki ve üç boyutlu modeller kurarak $k-\varepsilon$, $k-\varepsilon$ realizable, $k-\omega$ SST ve RSM türbülans modelleriyle test sonuçlarını karşılaştırarak geniş bir çalışma ortaya koymuştur.

Vaishnav vd. [6] hava hava üzerine olan az çalışmalardan birini yapmışlardır. Hava emiş manifolduna daha fazla temiz hava emebilmek için jet pompası kullanmışlardır. Akış nozül çıkışında bazı geometrik durumlarda ve debilerde yüksek ses-altı bazı durumlarda ise ses-üstü olmaktadır. Bu çalışmada nozül çapı, nozül ve karşım borusu kesit alanlarının oranı, difüzör borusu boyu, nozül şekli ve toplayıcı boru çapı incelenmiştir. Performansa en büyük etkenin nozül ve karşım borusu kesit alanlarının oranı ve toplayıcı boru çapı olduğu tespit edilmiştir. Nozül ve karşım borusu kesit alanlarının oranı 0,4 olduğunda ve daha büyük toplayıcı boru çaplarında büyük performans artışları görülmüştür.

1.1.3 Deneysel Çalışmalar

El-Sawaf vd. [7] deneysel çalışmalar ile jet pompasının verimin artırmaya çalışmışlardır. Üç farklı parametre üzerine çalışmışlardır; emme nozülü açısı 9,7°, 9,83° ve 9,85° olmak üzere üç farklı açı, üç farklı karışım borusu uzunluğu 171,45, 184,15 ve 199,64 mm ve aynı zamanda karışım borusu odası çapı bölü uzunluğu olan boyutsuz parametre ve üç farklı difüzör açısı 4°, 5,5° ve 7° olmak üzere farklı parametreler ile çalışılmıştır. Bu değişkenler denenirken önemli bir parametre olan toplayıcı boru açısı sabit olarak 22° alınmıştır. Ayrıca birincil nozül çıkışı ile karışım borusu girişi çakışıktır. Dört farklı parametrenin sonucu paylaşmıştır, bunlar; nozül ve karışım borusu mesafesinin nozül çapına oranı (X), nozül çıkış alanının karışım borusu kesitine oranı, karışım borusunun çapına oranı ve difüzör çapının etkileri incelenmiştir. 1 ile 2,5 bar arası birincil akış sınır koşulları verilmiş olup akışkan olarak su kullanılmıştır.



Şekil 1. 14 El-Swaf vd. [7] üzerine çalıştığı jet pompası

1, 1,5, 2 ve 2,5 bar birincil akış için en yüksek verim X=1'e görülmüştür ve %25 üstüne çıkmıştır. X =0'da verim %25'leri yakalanmıştır. X 1,5 ve 2 'de tekrar düşüşe geçip %22,5'lere yaklaşmıştır ve eğriler yataylaşmış olup, M değişiminin verime etkisi göreceli olarak azalmıştır. Difüzör açısını değişimin verime etkisi M=1 olana kadar neredeyse görülmemektedir. Fakat M'nin 1 den büyük olduğu durumlarda 5,5°, 4° ve 7°'ye göre daha yüksek verim sergilemektedir. Bunun nedeni olarak 7°'de akışta ayrılmalar artmakta, buna neden olarak sürtünmenin artması olarak gösterilmektedir. 4° içinse yazar difüzörün boyunu açıya göre değiştirdiği için difüzör boyunda uzamadan dolayı sürtünme artmaktadır.

Elger vd. [8] jet pompalarında en önemli konulardan olan sirkülasyon problemleri üzerine çalışmışlar ve bunları deneysel çalışma ile ortaya koymuşlardır. Çalışmanın iki temel amacında birincisi sirkülasyonlar ne zaman olur ve ikincisi sirkülasyon alanlarının yeri ve boyutlarını anlamaktır.

Iran vd. [9] altı adet farklı parametrelere sahip jet pompasını test etmişler ve test sonucu ortaya çıkan datalar ile eğri uydurma yöntemiyle bir denklem ortaya koymuşlardır. Nozül başlangıç çapını, toplayıcı boru açısını, karışım borusu uzunluğunu, difüzör açısını ve toplam jet pompası uzunluğunu parametre olarak kullanmıştır. Birincil debi olarak 2,2 ve 1,9 l/s su kullanarak bahsi geçen parametreleri test etmiştir. Sonuç olarak nozül çıkış çapının karışım borusu çapına oranını en önemli parametre olarak bulmuşlardır. Ortaya koyduğu eğri denklemi; basınçları ve nozül çıkış çapı-karışım borusu çapı oranını, jet çıkışında ortalama hızı ve atmosferik basınç ile buhar basıncı farkını içeren parametrelerden oluşmaktadır. Data sonuçlarına göre uydurulan bu denklemin korelasyon faktörü r=0.93 olarak belirtilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tezin amacı, kamyon araçlarında kullanılan egzoz sisteminden çıkan sıcak gazın çevre parçalara, insanlara ve diğer canlılara zarar vermemesi ve ayrıca kolay tutuşabilen ot gibi maddelerin tutuşmasını engellemek amaçlı bir soğutma sisteminin tasarlanmasıdır. Bu çalışmalar sonucunda bu soğutma sistemi için herhangi bir aktif mekanik parçaya sahip olmayan ve çalışmak için ek aktif bir enerji ihtiyacı olmayan, pasif yollarla çalışan jet pompası tasarımı ortaya konması öngörülmüştür. Bu jet pompası tasarımı

sonucunda atmosfere atılan egzoz gazı sıcaklığının 385 °C altına düşürülmesi hedeflenmiştir. Bu amaca hizmet edecek ve sonraki çalışmalara rehberlik edecek bir prosedür ve çözümlemeler için formülasyon ortaya koymak hedeflenmiştir.

1.3 Hipotez

Kamyon araçlarının egzoz sisteminde egzoz gazın soğutulması amaçlı tasarlanan ve geliştirilen ilk jet pompası olması, çalışmanın temel özgünlük ve inovatif kısmıdır. Bu jet pompası sisteminin diğer çoğu literatür kaynağında olduğu gibi sadece kütle taşımak amaçlı değil, aynı zamanda bu tezdeki en önemli noktası olan egzoz gazını en kısa mesafede soğutmaktır. Egzoz gazının soğutulması birçok aktif soğutma yöntemi kullanılarak yapılabilir ve bunun için sürekli kullanılması gereken bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulur ve aynı zamanda bu tasarlanan sistemin birçok hareketli parçaya sahip olması gerekir. Bu iki madde maliyet, bakım, bakım sıklığı ve parça değişim ihtiyacını doğurur. Bunlar üretici ve kullanıcı açısından istenmeyen durumlardır. Fakat burada tasarlanan soğutma amaçlı jet pompası her hangi bir ek enerji tüketmeden egzoz gazını soğutmaktadır, ayrıca hareketli bir parçaya sahip olmadığından bozulma, servis ve değişim gibi sorunlara yol açmaz. Soğutma amaçlı jet pompası ile araçta standart soğutma sistemlerinin ötesine geçen bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Yakıt tüketimi, performans ve emisyon açısından araç mühendisliğine önemli katkılar sağlanmıştır.

Basınç, geometrik ve debi kısıtları içerisinde en kısa mesafede egzoz gazını soğutma amaçlı optimizasyon yapılmıştır. Aynı zamanda literatürde ve jet-pompası sınıflandırmasında mevcut olmayan kanat tasarımlı akış karıştırılmasıyla, momentum transferini en kısa mesafede tamamlayan tasarım ortaya konmuştur.

Çalışmada analitik, nümerik ve deneysel çalışmalarla geliştirmeler yapılmıştır. RANS realizable $k-\varepsilon$ modeli ve LES modeli 3D çözümlenmiş olup, iç akış ve dış akış ilişkisi modellemeye dahil edilmiştir. Mesh çözünürlüğü ve sayısı yüksekliği açısından şimdiye kadar yapılan en detaylı ve gelişmiş çalışmadır.

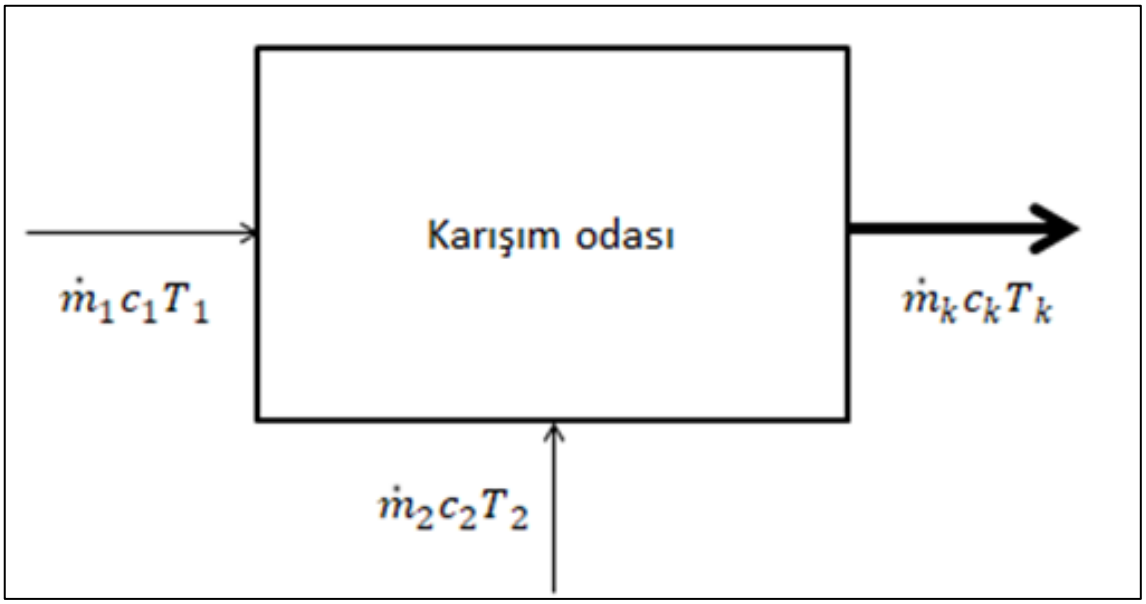
Literatürde mevcut olan analitik formülasyonlarda deneysel data bilgisi ve ancak test yapılarak bilenebilecek bazı bilgiler olmadan çözümleme yapılamazken, bu çalışma sonucunda genelleştirilmiş jet pompası formülasyonları ortaya konulmuştur ve sadece

geometrik bilgiler ve birincil akış debisi girilerek sonuçlar elde edilebilir hale getirilmiştir. Bu formüllasyonlar sayesinde nümerik veya bir test çalışması yapılmadan çok hızlı bir şekilde optimum jet pompası tasarımı yapılabilmektedir.

BÖLÜM 2

ANALİTİK ÇALIŞMA

Kütle ve enerji korunumu, bir karıştırıcıya giren iki farklı enerjiye sahip akışkanı ele alırsak. Birinci akışan sahip olduğu enerji ve ikinci akışan sahip olduğu enerjiyle kapalı bir hacim içerisinde dış ortamdan yalıtılmış ve dış ortamla ile ısı transferinin sıfır olduğu adyabatik durumda, akışkanlar kendi aralarında karışılırlar. Tam olarak karışmış halde tanımlanan hacmi terk eden karışımın kütlesi birinci ve ikinci akışkanın kütlesinin toplamına eşittir. Aynı zamanda toplam enerji korunur ve iki akışkanın toplam enerjisi karışım akışkanın toplam enerjisine eşit olur.



Şekil 2.1 Kütle ve enerji korunumu

Kütlenin korunumu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_k \quad (2.2)$$

Enerji korunumu

$$\dot{E}_g + \dot{E}_{ç} = \dot{E}_{değişen} \quad (2.3)$$

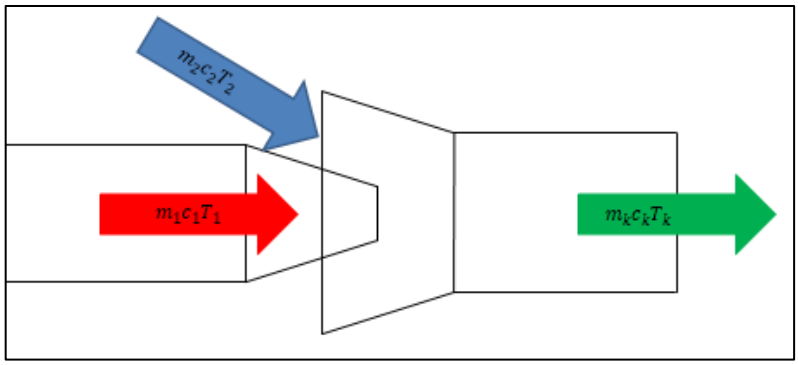
$$\dot{m}_1 c_1 T_1 + \dot{m}_2 c_2 T_2 = \dot{m}_k c_k T_k \quad (2.4)$$

Aynı formüller aynı varsayımlarla ile bir jet pompasına uygularsak:

1. Jet pompası duvarları yalıtılmış ve ortamla bir ısı transferi yoktur.
2. Karıştırıcıya belirtilen $\dot{m}_1$ ve $\dot{m}_2$ kütleleri girmektedir.
3. Karıştırıcı çıkışında akış tam olarak karışmış bir şekilde terk etmektedir.
4. Sürtünmeler kaynaklı ısı ortaya çıkışı ve enerji kaybı yok varsayılmıştır.

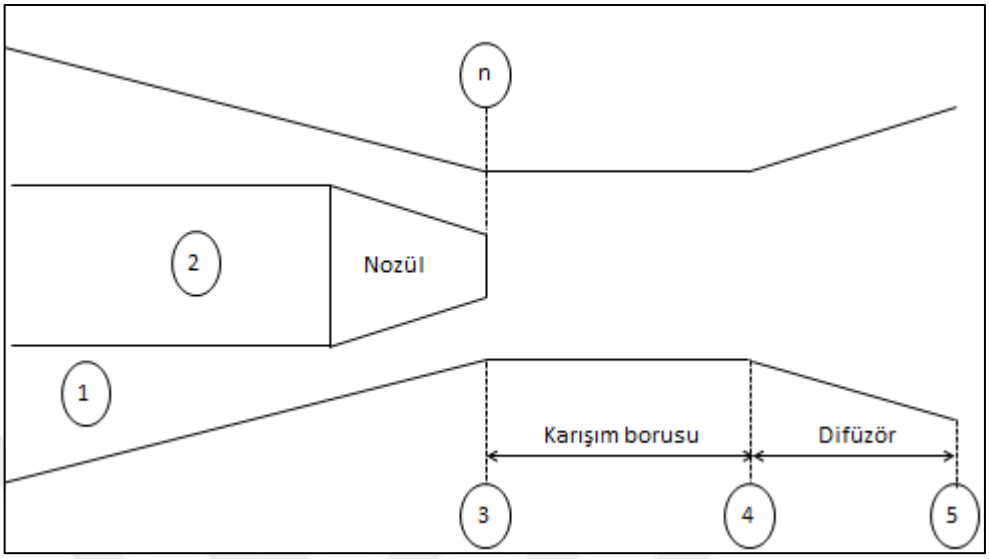
Bu varsayımlar altında, karıştırıcıdan çıkan karışımın kütlesi birinci ve ikinci akışkanın toplam kütlesine eşit olup, sahip olduğu enerji iki akışanın toplam enerjisine eşittir.

Bu yolla debilerini, sıcaklığını ve akışkan özeliklerini bildiğimiz iki akışkanın karışım çıkış sıcaklığı hesaplanabilir. Dolayısıyla şu çıkarım yapılabilir; eğer tam karışmış bir akış elde edebilecek jet pompası tasarımı yapılırsa, düşülebilecek en düşük teorik sıcaklık enerji korunumundaki karışım sıcaklığına eşit olacaktır.



Şekil 2.2 Kütle ve enerji korunumunun jet pompasına uygulanması

Kütle korunumu ve enerji korunumu denklemleri kullanarak hedeflenen 385°C sıcaklığa düşülmesi için gerekli emilmesi gereken debiler hesaplanır. Sonraki adım olarak ise bu karışımı tam olarak karıştırabilecek stratejinin kurulması ve tasarlanması olacaktır.



Şekil 2.3 Kütle ve enerji korunumunun jet pompasına uygulanması

Enerji korunumu göz önüne alındığında, birincil ikincil akış basınçlarıyla, karışımın difüzör çıkışındaki basınç yazılırsa;

$$P_1 = p_3 + \frac{1}{2}\rho_p V_n^2 + \text{Birincil nozül basınç kaybı} \quad (2.5)$$

$$P_2 = p_3 + \frac{1}{2}\rho_s V_3^2 + \text{İkincil boru giriş basınç kaybı} \quad (2.6)$$

$$P_5 = p_4 + \frac{1}{2}\rho_d V_4^2 - \text{Difüzör basınç kaybı} \quad (2.7)$$

Basınç kayıpları yazılırsa

$$\text{Birincil nozül basınç kaybı} = K_p(\frac{1}{2}\rho_p V_n^2) \quad (2.8)$$

$$\text{İkincil boru giriş basınç kaybı} = K_s(\frac{1}{2}\rho_s V_3^2) \quad (2.9)$$

$$\text{Difüzör basınç kaybı} = K_d(\frac{1}{2}\rho_d V_4^2) \quad (2.10)$$

Basınç kayıpları denklemleri enerji korunum denklemlerinde yerlerine yazılırsa

$$P_1 = p_3 + \frac{1}{2}\rho_p V_n^2(1 + K_p) \quad (2.11)$$

$$P_2 = p_3 + \frac{1}{2}\rho_s V_3^2(1 + K_s) \quad (2.12)$$

$$P_5 = p_4 + \frac{1}{2}\rho_d V_4^2 (1 - K_d) \quad (2.13)$$

Süreklilik denklemi yazılırsa

$$\rho_P \dot{Q}_P + \rho_s \dot{Q}_s = \rho_s \dot{Q}_d \quad (2.14)$$

Burada $\mathrm{M} = \dot{\mathrm{Q}}_\mathrm{s}/\dot{\mathrm{Q}}_\mathrm{P}$, V_4 difüzör girişindeki hız ve V_3 ikincil akışın karışım borusu girişindeki hızı, süreklilik denkleminden ifadeler birincil nozül çıkış hız türünden ifade edilirse;

$$V_4 = R(1 + M)V_n \quad (2.15)$$

$$V_3 = \frac{MR}{1-R} V_n \quad (2.16)$$

Karışım borusu için momentum korunumu yazılırsa,

$$p_3 A_3 + \rho_P \dot{Q}_P V_n + \rho_s \dot{Q}_s V_3 =$$
$$p_4 A_4 + \rho_m \dot{Q_m} V_4 + \text{Karışm borusu sürtünme kaybı} \quad (2.17)$$

V_4 ve V_3'ü momentum denkleminde yerine yazarsak,

$$(p_4 - p_3)A_4 = \rho_p A_n V_n^2 + \rho_s (A_3 - A_n)(\frac{MR}{1-R})^2 V_n^2 - \rho_d \frac{4fL}{D} R^2 (1 + M)^2 \frac{V_n^2}{2} \quad (2.18)$$

Difüzör çıkış ve ikincil akış girişi arasında toplam basınç değişimi yazılırsa

$$P_5 - P_2 = p_4 - p_3 + (1 + K_d)\frac{1}{2}\rho_d V_4^2 - (1 - K_s)\frac{1}{2}\rho_s V_3^2 \quad (2.19)$$

Denklem 2.13 ve yoğunluğu oranı $\mathrm{C} = \rho_\mathrm{s}/\rho_\mathrm{p}$ denkleme katılırsa

$$P_5 - P_2 = \frac{1}{2}\rho_p V_n^2 [2R + \frac{2CM^2R^2}{1-R} - R^2(1 + K_m + K_d)(1 + CM)(1 + M) -$$
$$C(1 + K_s)(\frac{MR}{1-R})^2] \quad (2.20)$$

Benzer şekilde denkleme 2.9 ve 2.10'dan $\mathrm{P}_1 - \mathrm{P}_5$ yazılırsa,

$$P_1 - P_5 =$$
$$p_4 - p_3 + \left(1 + K_p\right)\frac{1}{2}\rho_p V_n^2 - (1 - K_d)R^2(1 + M)(1 + CM)\frac{1}{2}\rho_p V_n^2 \quad (2.21)$$

Tekrar denklem 2.21 katılırsa,

$$P_1 - P_5 = \frac{1}{2}\rho_p V_n^2 [-2R - \frac{2CM^2R^2}{1-R} +$$
$$R^2(1 + K_m + K_d)(1 + CM)(1 + M) + \left(1 + K_p\right)] \quad (2.22)$$

Verim şu şekilde tanımlanabilir,

$$\eta = \frac{\dot{Q}_S(P_5 - P_2)}{\dot{Q}_P(P_1 - P_5)} \tag{2.23}$$

Burada jet pompası için basınç oranları,

$$N = \frac{P_5 - P_2}{P_1 - P_5} \tag{2.24}$$

İki akışkanın debi oranları ise,

$$M = \frac{\dot{Q}_S}{\dot{Q}_P} \tag{2.25}$$

Denklem 2.18'deki verim şöyle ifade edilebilir,

$$\eta = M.N \tag{2.26}$$

Basınç oranını, denklem 2.15 v 2.16'daki basınç farklarının oranları şeklinde yazılırsa;

$$N = \frac{2R + \frac{2CM^2R^2}{1-R} - R^2(1+K_m+K_d)(1+CM)(1+M) - C(1+K_s)(\frac{MR}{1-R})^2}{(1+K_p)\frac{1}{2}\rho_p V_n^2 - (1-K_d)R^2(1+M)(1+CM)\frac{1}{2}\rho_p V_n^2} \tag{2.27}$$

Burada R nozül çıkış alanının karışım borusu alanına oranıdır. M yukarıda belirtildiği gibi debi oranıdır, diğer değişkenler ise basınç katsayıları ve yoğunluk oranlarıdır. Dolaysıyla birincil akışkan ve ikincil akışkanın bahsi geçen boru çaplarındaki debilerin bilinmesi gerekir. Bununla beraber tüm diğer sürtünme katsayıları Reynolds sayısına dolaysıyla akışkanın hızına ve özelliklerine bağlıdır.

Jet pompası tasarım gereksinimleri üç kategoride sınıflandırılabilir,

1- Jet pompasının optimum verimle çalıştığı aralığın saptanması.

2- Ana gereksinim, özel bir debi veya debi oranın olabilir.

3- Ana gereksinim, özel bir basınç veya basınç oranı olabilir.

M ve N'nin problem öncesi tanımlanması genellikle gerçekleşmez. Uygun değerler verilmediğinde anormal verim değerleri ortaya çıkar bu nedenle birbirine bağlı olan bu iki değerden biri verilir.

Tasarım kriterlerinde izlenecek yol,

1- Eğer debi oranları M tasarım gereksinimi olarak tanımlanırsa, buna karşılık gelen alan oranları R ve basınç oranları N deneysel elde edilmiş datalarla çizilmiş [1]3a ve [1]3b'den elde edilebilir.

2- Eğer debi oranları N tasarım gereksinimi olarak tanımlanırsa, buna karşılık gelen alan oranları R ve basınç oranları M deneysel elde edilmiş datalarla çizilmiş [1]3a ve [1]3b'den elde edilebilir.

3- Basınç oranları M ve debi oranları N bir kısıtlama olarak verilmezse, R yaklaşık 0,27 alınır buda maksimum verime eşit olur. R'ye karşılık gelen M ve N deneysel elde edilmiş datalarla çizilmiş [1]3a ve [1]3b'den elde edilebilir. Gerekirse iterasyon yapılarak iyileştirilir.

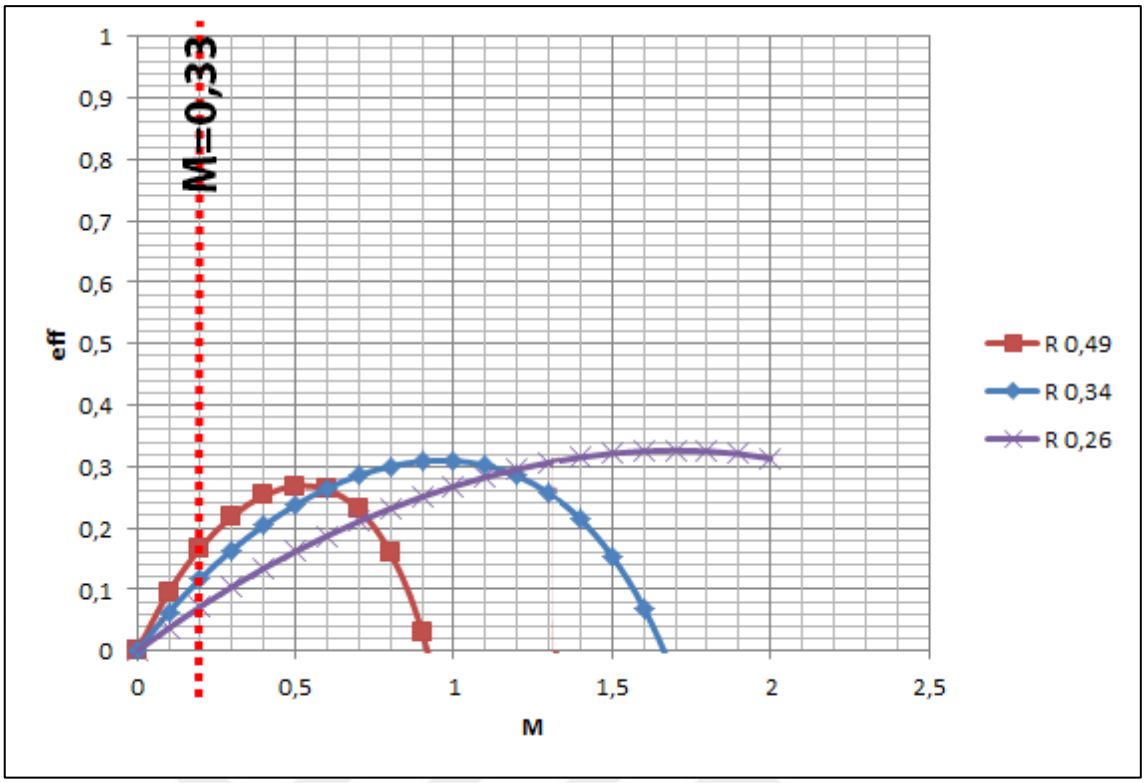
4- Eğer debi oranları N ve basınç oranları M sabit olarak verilirsek, alan oranları R formülden çıkarılabilir.

Bu çalışmada kısıtlar olarak nozül giriş çapı 120 mm, nozül çıkış çapı esnek bırakılmıştır. Karışım borusu çapı maksimum 170 mm ile kısıtlanmıştır. İkincil akış toplayıcı borusu giriş çapı da esnektir. Birincil akış debisi yani egzoz debisi araç çalışma koşulları içerisinde uygulanacaktır. Bunlar 0,138, 0,277 ve 0,416 kg/s'dir.

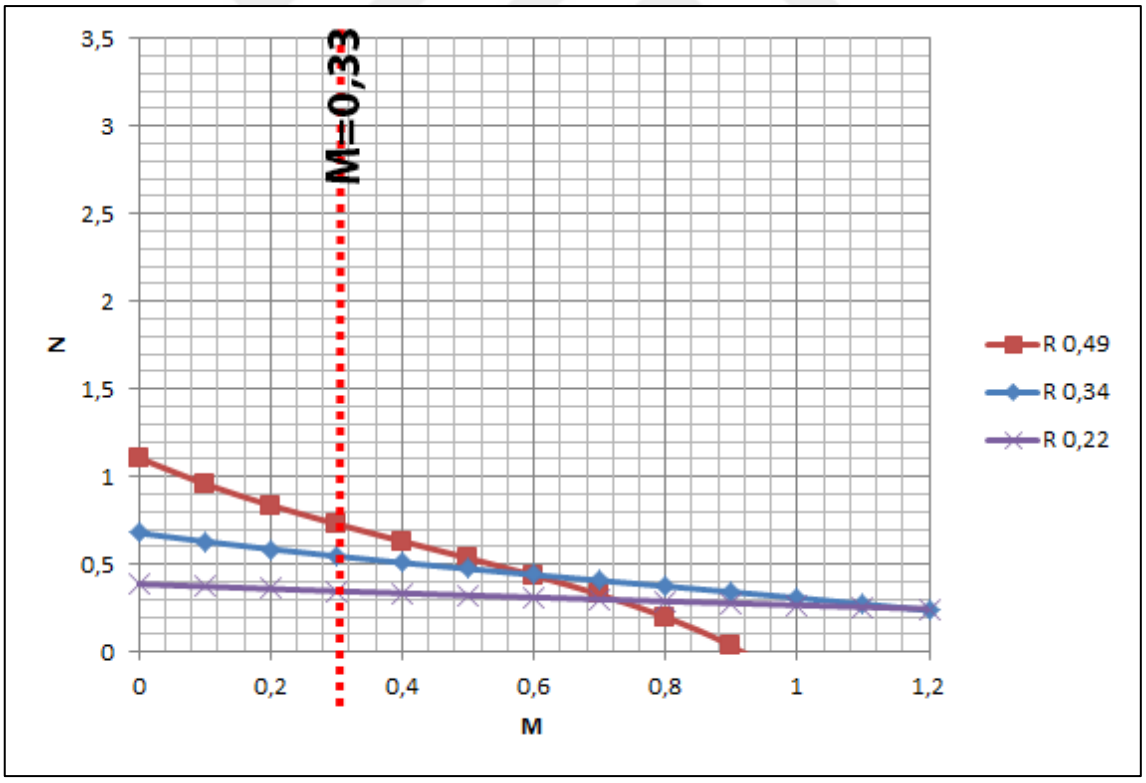
Birinci bölümde hesaplanan bu aralıkta egzoz debisini 385°C altına indirecek debiler oranı M ≥ 0,33 olmaktadır.

Bu çalışmada grafikleri çizmek için öncelikle birincil ve ikincil akışın sürtünme katsayıları ve ayrıca karışım borusu ve difüzör borusu sürtünme katsayıları, HAD'dan hesaplanan hız ve buradan bulanan Reynolds sayısı ile tablolardan tespit edilmiştir. Bunlar $1+K_m+K_d$=0,5, $1+K_s$=1,05, ayrıca 120-120 mm nozül için 1+kp=1,15, 120-100 mm nozül için $1+K_p$=1,3 ve 120-80 mm nozül için $1+K_p$=1,4 olarak bulunmuştur. M, N ve verim grafikleri şekil 2.4 ve 2.5'te görülmektedir. Kırmızı çizgiyle çizilen dikeyler aranılan M=0,33'ü göstermektedir. Bu dikeyin sağ tarafında kalan bölgeler istenilen sonuçları vermektedir.

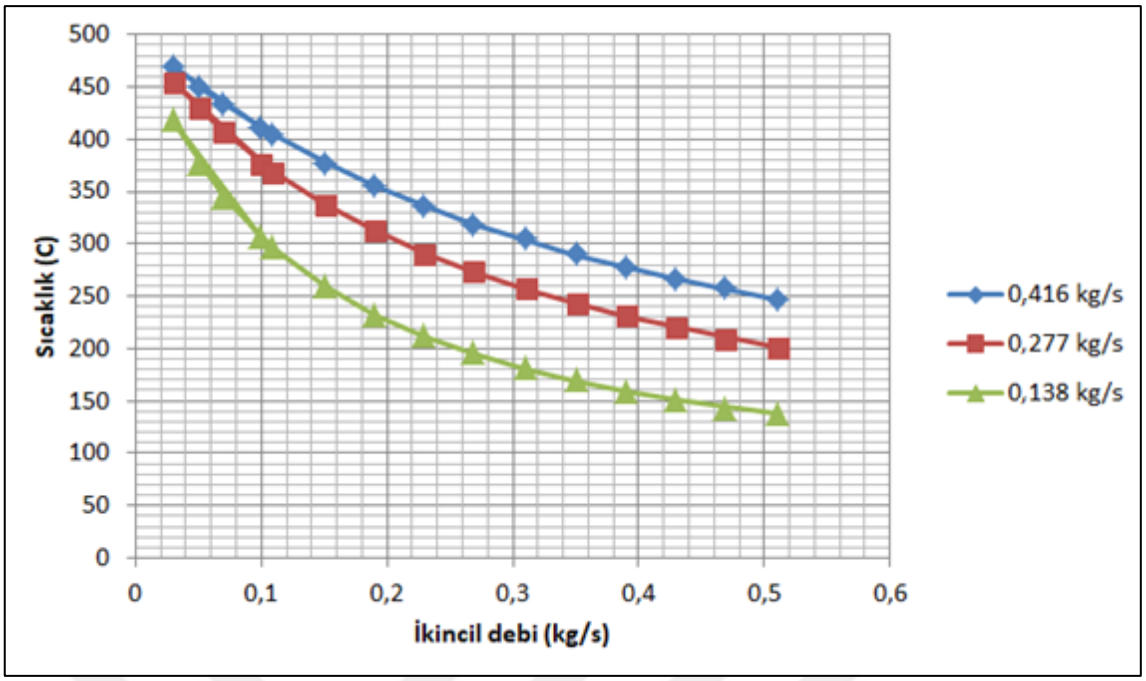
Şekil 2.6 ve 2.7'de sıcaklık, M debiler oranı ve ikincil akışkan debisi (sürüklenen akışkan) grafikleri 0,416, 0,277 ve 0,138 kg/s birincil akışkan debisine göre çizilmiştir. Burada da görüldüğü gibi M=0,33 ve yüksek değerlerde 385°C ve altı karışım sıcaklıkları elde edilmektedir.



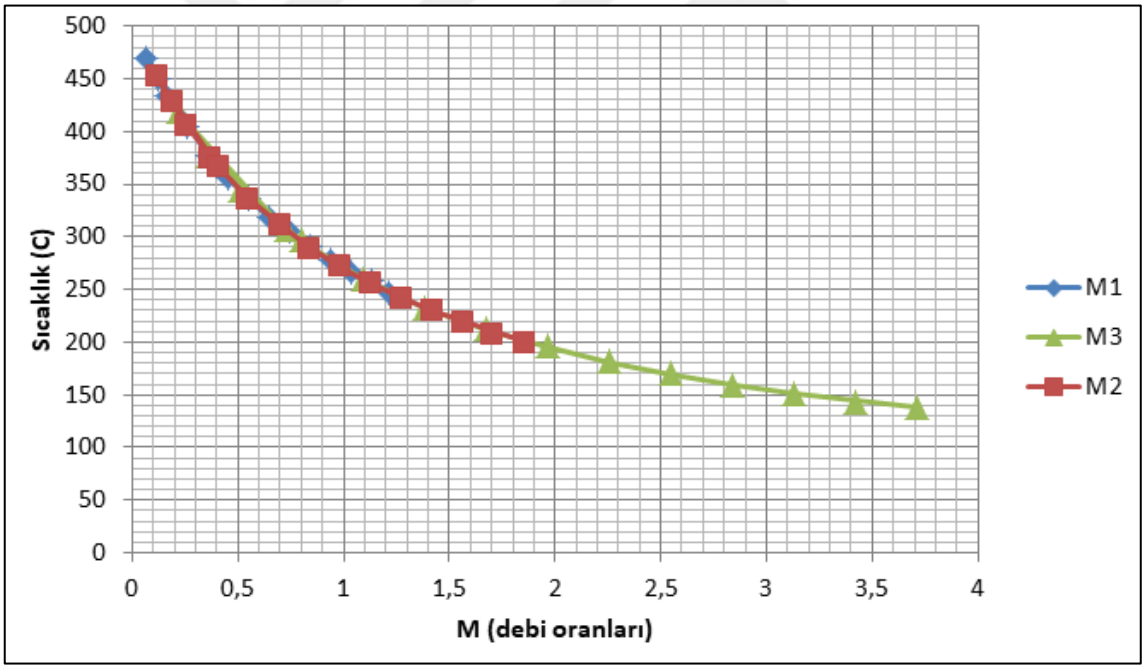
Şekil 2.4 M ve verim (eff) grafiği



Şekil 2.5 R değişimin M ve N'ye etkisi



Şekil 2.6 İkincil debi ve sıcaklık karşılaştırması



Şekil 2.7 M ve sıcaklık karşılaştırması

BÖLÜM 3

NÜMERİK ÇALIŞMA

Bu bölümde ilk olarak türbülans modelleri hakkında bilgilere yer verilmiştir. Türbülans modelleri oluşturan altyapı, modellere etkiyen faktörler ve modellerin ortaya çıkardığı sonuçlar ortaya konmuştur. Yapılan çalışmaya performans ve fiziki problemleri en iyi şekilde modelleyen uygun modellerin seçimi ve uygulanmasına yer verilmiştir.

3.1 Türbülans Modelleri

Navier-Stokes denklemlerinin, karmaşık geometrilerdeki yüksek Reynolds-sayısı türbülanslı akışlar için zamana bağlı çözümleri, hareketlerin en küçük ölçeklerine kadar olan yolun bir süre gelmesi mümkün değildir. Navier-Stokes denklemlerini izlenebilir hale getirmek için iki alternatif yöntem kullanılabilir; böylece küçük çaplı çalkantılı dalgalanmaların doğrudan simüle edilmesine gerek yoktur: Reynolds ortalama (ya da topluluk ortalaması) ve filtreleme. Her iki yöntem de bilinmeyenler için bir kapanış elde etmek için modellemesi gereken yönetim denklemlerinde ek terimler getirmektedir.

Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri, akışın çözülmesi için ortaya konan ve tüm türbülans ölçekleri için modellenmiş denklemlerdir. RANS tabanlı modelleme yaklaşımı, çeşitli akışkan hesaplamalarında yaygın olarak kullanılmakta olup, pratik mühendislik uygulamaları için yaygın olarak benimsenmiştir. $k-\varepsilon$ ve varyantları, $k-\omega$ ve RSM gibi RANS denklemleri genellikle zamana bağlı olmayan akışları hesaplamak için kullanılır ki bunlar kararsızlığı dışarıdan dayatılabilir (örneğin, zamana bağlı sınır koşulları veya kaynakları) veya kendi kendini idame ettirebilirler (ör., Girdap-dökülme, akış kararsızlıkları).

LES, büyük filtrelerin "filtrelenmiş" Navier-Stokes denklemlerini kullanarak zamana bağlı bir simülasyonda açıkça hesaplandığı (çözümlendiği) alternatif bir yaklaşımdır. LES'in ardındaki mantık, daha az türbülansın modellenmesidir. Aynı zamanda, daha küçük izler için "evrensel" bir model bulmanın daha kolay olduğuna inanılmaktadır. Çünkü bunlar daha fazla izotropik olma eğilimindedir ve sınır koşulları gibi makroskobik özelliklerden daha az etkilenirler. Süzme, esas olarak, uzaysal filtreleme kullanıldığında gözenek büyüklüğü olarak alınan filtrenin boyutundan daha küçük girdapları çıkarmak için kesin Navier-Stokes denklemlerinin matematiksel bir manipülasyonudur. Reynolds-ortalaması gibi, filtreleme işlemi, kapanmayı sağlamak için modellenmesi gereken ek bilinmeyen terimler yaratır.

Yüksek Reynolds sayısı endüstriyel akışları için LES kullanılması durumunda, önemli miktarda hesaplama kaynağı gerektirir. Bu, esas olarak enerji içeren türbülanslı girdapların hem alan hem de zaman etki alanlarında çözülmesi gereğidir. Aynı nedenden ötürü, LES aynı zamanda son derece doğru mekansal ve zamansal ayrıştırmalar gerektirir. Bu gereksinimler sağlandığında yüksek doğruluklar ortaya koyar.

Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri, ortalama (topluluk ortalaması ya da zaman ortalamalı) ve dalgalanan bileşenler arasında sıkıştırılmış olan Navier Stokes denklemlerinden gelmektedir. Momentum denklemleri, ortalamanın matematiksel yöntemleri sonucunda;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial x_i}{\partial x_j} + \frac{\partial x_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial x_l}{\partial x_l})] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u_i' u_j'}) \tag{3.2}$$

Denklem 3.1 ve 3.2 Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri denir. Anlık Navier-Stokes denklemleri ile aynı genel forma sahiptirler; buradaki hızlar ve diğer çözüm değişkenleri, anlık ve topluluk ortalamalı (veya zaman ortalamalı) değerleri temsil etmektedir. Bu Reynolds stres adı verilen $-\rho\overline{u_i' u_j'}$ kısmı denklem 3.1'i çözebilmek için modellenmesi gerekmektedir.

Reynolds stresi çözmek için birçok türbülans modeli vardır, bu çalışmada Realizable k-ε modeli tercih edilmiştir çünkü bu modelin diğer alternatif modellere göre bir çok avantajı vardır. Bununla beraber LES ile aynı çözümler yapılmış ve karşılaştırılmaları ortaya konmuştur.

3.2 Standart $\mathbf{k-\varepsilon}$ Model

İki denklemli bir türbülans modelidir, iki ayrı taşınım denklemini çözerek hem türbülanslı hem de zaman ölçeğinin belirlenmesini sağlar. Launder ve Spalding [10] tarafında önerilen ve iki denklemli türbülans modellerinden olan standard $k-\varepsilon$ günümüzde yaygın bir kullanım alanına sahiptir. Özellikle pratik mühendislik ve hesaplamalarında en yoğun kullanılan ve literatürde sonuçları ortaya konmuş bir türbülans modelidir. Sağlamlık, ekonomik ve kabul edilebilir doğruluk yaklaşımıyla nedeniyle akış ve ısı transferi çözümlerinde endüstri ve akademik çalışmalarda yer almaktadır. Standard $k-\varepsilon$ yarı amprik bir modeldir. Bu model için türetilen denklemler fenomenolojik düşüncelere ve deneylere dayanır.

Standard $k-\varepsilon$ modeli türbülans kinetik enerji k ve bu enerjini yok olma oranı ε için taşınım denklemlerinin modellenmesine dayanır. k için taşının denklemi direkt olarak aynı denklemden türetilir. ε için taşının denklemi ise fiziksel yürüme ile belirlenir ve matematiksel olarak muadiline benzerlik taşır.

Standard $k-\varepsilon$ türetilmesinde akış tam türbülanslı akış ve moleküler viskosite ihmal edildiği varsayılır. Bu varsayımlar göz önüne alındığında Standard $k-\varepsilon$'ın sadece türbülanslı akışlar için geçerli ve uygun olduğu görülmektedir.

Standard $k-\varepsilon$ modelinin güçlü ve zayıf yönleri bilinmektedir. Güçlü yönleri: dayanıklı, ekonomik, kabul edilebilir doğruluk yaklaşımıyla yüksek performans sağlamasıdır. Zayıf yönleri ise: negatif basınç gradyanlarında, swirl ve akış dönüşlerinde zayıf performans sergilemesidir. Negatif yönleri güçlendirmek için bazı modifikasyonlar yapılarak RNG $k-\varepsilon$ ve realizable $k-\varepsilon$ olarak yeni türbülans modelleri olarak yeniden ortaya konmuştur.

Türbülans kinetik enerji k ve onun yok olma oranı ε aşağıdaki denklemlerden çıkarılır,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho\varepsilon + Y_M + S_k \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.4)$$

Türbülans viskosite ayrıca eddy viskosite diye bazı kaynaklarda geçmektedir. Türbülans viskosite μ_t , k ve ε'nun fonksiyonu olduğu,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.5)$$

Denkem ile hesaplanır, burada C_μ sabit bir sayıdır.

Yukarı bahsi geçen 3.3 ve 3.4 denklemlerindeki diğer sabitler $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_k$, σ_ε, aşağıda varsayılan değerleri alırlar.

$$C_{1\varepsilon} = 1{,}44,\ C_{2\varepsilon} = 1{,}92,\ \sigma_k = 0{,}09,\ \sigma_k = 1{,}0,\ \sigma_\varepsilon = 1{,}3 \quad (3.6)$$

3.3 Realizable $k - \varepsilon$ Model

Realizable $k - \varepsilon$ modeli, standard $k - \varepsilon$ model'den iki önemli unsurla ayrılır. Bunlardan ilki, Realizable $k - \varepsilon$ model türübülans viskosite için alternative bir formülasyon içerir, ilerleyen kısımda formülden detaylı olarak bahsedilecektir. İkincil farklılık ise, yok olma oranı ε için modifiye edilmiş bir denklem kullanılır. Bu denklem girdap dalgalanmasının ortalama karesi olarak tanımlanır ve taşınım denkleminden türetilir.

"Gerçekleştirilebilir (Realizable)" terimi, modelin, türbülanslı akışların fiziği ile tutarlı olarak Reynolds stres üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamaları karşıladığı anlamına gelir. Ne standart model ne de RNG modeli bunu gerçekleştirilemez. Gerçekleştirilebilir modelin arkasındaki matematiği anlamak için, Boussinesq ilişkisini ve eddy viskozite tanımını birleştirmeyi düşünülmesi gerekmektedir. Normal Reynolds stres için bir sıkıştırılamaz gerilmiş ortalama akış için ifade şu şekildedir.

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3} - 2\vartheta_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7'i kullanarak, tanımı pozitif bir nicelik olan normal stres negatif hale getirildiğinde yani gerilme gerektiği kadar büyük olursa, buna "non-realizable" denir.

$$\frac{k}{\varepsilon}\frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3{,}7 \quad (3.8)$$

Benzer şekilde, ortalama gerilme (stres) oranı büyük olduğunda kesme gerilmeleri için Schwarz eşitsizliğinin de ihlal edilebileceği gösterilebilir. Gerçekleştirilebilirliği (normal gerilmelerin pozitifliği ve kayma gerilmeleri için Schwarz eşitsizliği) sağlamanın en kolay yolu, onu ortalama akışa (ortalama deformasyona) ve türbülansa duyarlılaştırarak değişken yapmaktır. C_μ değişkeni birçok türbülans modeli çalışan araştırmacının çalışmasında yer almıştır, bunlar arasında Reynolds [11] de yer almaktadır. Birçok araştırmacı tarafında önerilmiş olan bu parametre ve deneysel olarak da kanıtlanmıştır. Örneğin, denge sınır tabakalarının logaritmik tabakasında 0,09 ve kuvvetli homojen bir kesme akışında 0,05 bulunur. Gerçekleştirilebilir ve RNG modellerinin her ikisi de, akış özelliklerinin güçlü akış çizgisi eğriliği, girdaplar ve rotasyon içerdiği standart model üzerinde önemli gelişmeler göstermiştir. Model hala nispeten yeni olduğu için, tam olarak hangi örneklerde gerçekleşebilir - modelin RNG modelinden sürekli olarak daha iyi performans gösterdiği net değildir. Bununla birlikte, ilk çalışmalar, gerçekleştirilebilir modelin, akış ayrımı olan akışlarda ve karmaşık ikincil akış özelliğine sahip akışlarda en iyi performansını sağladığını göstermiştir ve validasyonu yapılmıştır. Standart modelin ya da diğer geleneksel modellerin zayıflıklarından biri, dağılım oranı için modellenmiş denklem olmalarında yatmaktadır. İyi bilinen yuvarlak-jet anomali (düzlemsel jetlerde yayılma hızının makul olarak iyi tahmin edildiği, ancak aksimetrik jetler için yayılma hızının tahmin edilmesinin beklenmedik şekilde kötü olduğu sonucuna dayanarak adlandırılmıştır) esas olarak modellenmiş dağılım denkleminden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Shih vd. [12] tarafından teklif edilen realizable $k-\varepsilon$ modeli, $k-\varepsilon$ modelindeki geleneksel eksiklikleri aşağıdakiler benimseyerek modeller:

• Orjinali Reynolds tarafından önerilen C_μ değişkenini içeren yeni bir eddy-viskozite formülü.

• Karesel ortalama girdap dalgalanmasının dinamik denklemine dayalı olarak yok olmayı modelleyen ε yeni bir denklem.

Gerçekleştirilebilir modelin bir kısıtı, hesaplama alanının, hem döner hem de sabit sıvı bölgeleri (örneğin, çok sayıda referans çerçevesi, döner kayar kafesler) içerdiği durumlarda, fiziksel olmayan türbülanslı viskoziteler üretmesidir. Bunun nedeni,

gerçekleşebilir modelin türbülanslı viskozitenin tanımında ortalama rotasyonun etkilerini içermesidir. Bu ekstra rotasyon etkisi, tek hareketli referans çerçeve sistemleri üzerinde test edilmiş ve standart modelin üzerinde üstün bir davranış sergilemiştir. Ancak, bu modifikasyonun doğası gereği, birden fazla referans çerçeve sistemine uygulanması biraz dikkatle yapılmalıdır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho k u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + G_b - \rho\varepsilon + Y_M + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \varepsilon u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\vartheta\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b + S_\varepsilon \quad (3.10)$$

ve

$$C_1 = max[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}], \eta = S\frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.11)$$

Bu denklemlerde, $\mathrm{k}-\varepsilon$ modellerinde türbülanslı üretimin modellenmesinde açıklandığı gibi hesaplanan ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu temsil eder. $\mathrm{k}-\varepsilon$ Modellerinde Yüzdürme Etkisinin Türbülans Üzerindeki Etkileri bölümünde [15] anlatılan şekilde hesaplanan, yüzdürme nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretilmesidir. $\mathrm{k}-\varepsilon$ Modellerinde Türbülans Üzerindeki Sıkıştırılabilirliğin Etkileri bölümünde [15] tarif edildiği gibi hesaplanabilen, sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanma dilatasyonunun toplam yayılma hızına olan katkısını temsil eder ve sabittir ve sırasıyla çalkantılı Prandtl sayıları ve kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir. Denklemin standart modelde ve RNG modelinde aynı olduğuna dikkat edilmelidir. Bununla birlikte, denklemin biçimi standart ve RNG tabanlı modellerden oldukça farklıdır. Dikkate değer özelliklerden biri, denklemdeki üretim terimidir, yani diğer modeller ile aynı terimi içermez. Mevcut formun spektral enerji transferini daha iyi temsil ettiğine inanılmaktadır. Bir başka arzu edilen özellik ise, imha teriminin denklemin sağ tarafındaki üçüncü terim herhangi bir tekilliğe sahip olmamasıdır; yani, onun paydası yok olur ya da sıfırdan küçük olur. Bu özellik, gelenekselde – payda da bulunan bir tekilliğe sahip modeller ile zıttır. Bu model, geniş bir aralıktaki akışlar için kapsamlı olarak doğrulanmıştır, döner homojen kesme akışlar, jetler ve karıştırma katmanları dahil serbest akışlar, kanal ve sınır tabaka akışlar ve ayrılmış akışlar buna dahildir. Tüm bu durumlar için, modelin performansının standart modelden önemli

ölçüde daha iyi olduğu bulunmuştur. Özellikle dikkate değer olanı, gerçekleşebilir modelin yuvarlak jet anomalisini çözmesi yani, aksimetrik yayılma oranını tahmin etmesidir.

3.4 Large Eddy Simülasyonu

LES, Navier-Stokes denklemlerini filtrelemek için kullanılır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i}) = 0 \tag{3.12}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \overline{u_i}\,\overline{u_j}\right) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\sigma_{ij}\right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{3.13}$$

σ_{ij} tarafından tanımlanan moleküler viskoziteye bağlı stres tensörüdür.

$$\sigma_{ij} = [\mu(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i})] \tag{3.14}$$

Ve τ_{ij}

$$\tau_{ij} \equiv \rho\overline{u_i u_i} - \overline{u_i}\,\overline{u_j} \tag{3.15}$$

Filtre, işlev ızgarası boyutudur. Daha küçük olan kenarlar ızgara boyutu kaldırılarak alt-grup skalası (SGS) modeli ile modellenir. Daha büyük girdaplar, filtrelenmiş geçici N-S denklemi ile sayısal olarak doğrudan çözülür. Alt-grid ölçekli türbülans modelleri; Smagorinsky-Lilly modeli, WALE modeli, Dinamik Smagorinsky-Liily modeli ve Dinamik Kinetik Enerji Taşıma modelidir.

3.5 Üniformity İndeksinin Hesaplanması

Üniformity indeksi belirtilen değişkenin bir yüzey üzerindeki değişimini tanımlamaya yardımcı olur. Bu değer 1 ile 0 arasında değişmekte olup, 1 en yüksek üniformityi 0 ise en düşük üniformityi belirtir. Üniformity indeksi alan veya kütle ağırlıklı alınabilir.

Alan ağırlık üniformity indeksi, herhangi bir değişken için şu denklemle hesaplanır:

$$\gamma_a = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n}[(|\emptyset_i - \overline{\emptyset_a}|)A_i]}{2|\overline{\emptyset_a}|\sum_{i=1}^{n}A_i} \tag{3.17}$$

$$\overline{\emptyset_a} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \emptyset_i A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i} \quad (3.18)$$

3.6 Fizik Modelinin Kurulması

Öncelikle akış debisine ve hızlarına bakıldığında, akışkan debi aralığı 0,138 kg/s ve 0,416 kg/s arasında değişmektedir. Bu debi, belirtilen çeşitli çaplarda ve sıcaklıklarda altında akış her durumda M < 0,3 ses-altı olmaktadır. Bundan dolayı akış sıkıştırılamaz kabul edilmiştir. Yoğunluk akışkan sıcaklığına göre değişmektedir. Bu nedenle sıcaklık-yoğunluk fonksiyon eğrileri kullanılmıştır.

Akışkan hızı nozül öncesi boru, nozül, toplayıcı/emme borusu ve karışım borusunun iç ve dış yüzeylerinde farklı hızlarda olmaktadır. Bu her debi ve geometri için değişmektedir. Dolayısıyla analizleri yapılan tüm kombinasyonlar için ağ yapısı tekrar hesaplanmış olup, tekrardan uygun $\mathrm{y+}$ ve geometri lokasyonlarına göre ağ yapısı oluşturulmuştur.

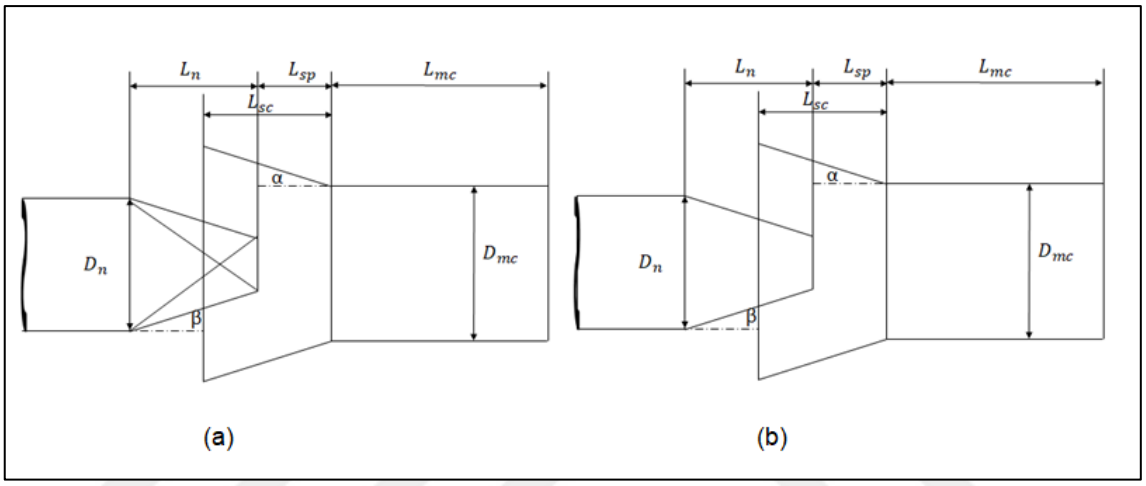
Çalışmada iki farklı türbülans modeli kullanılmıştır. Birincisi RANS Realizable $\mathrm{k-\varepsilon}$ enhancement wall treatment'tır, ikincisi ise LES yani large eddy simülasyonudur. Her ikiside türbülans modelinin önceki konuda bahsedildiği gibi çalışma teorisi büyük farklar arz etmektedir.

RANS Realizable $\mathrm{k-\varepsilon}$ enhancement wall treatment için $\mathrm{y+}$ 3 ila 10 arasında değişmektedir. Akışkanın hızı ve özelliklerine göre bölge bölge bu ağ boyutu ayarlanmış olup on adet sınır tabaka hücresi kullanılmıştır.

LES için $\mathrm{y+}$ yaklaşık 1 uygun olup iyi sonuçlar almak için önemlidir. Akışkanın hızı ve özelliklerine göre bölge bölge bu mesh boyutu ayarlanmış olup on adet sınır tabaka hücresi kullanılmıştır.

Şekil 3.1 jet pompasının kesit şematik görseli görülmektedir. Nozül boru giriş çapı $\mathrm{D_n}$ 120 mm'dir. Bu çap tüm benzer araçlar için belirtilen ölçülerde olmaktadır. Bu nedenle sabit tutulmuştur. Nozül uzunluğu $\mathrm{L_n}$ 200 mm olarak sabit tutulmaktadır. Bunun sebebi hacimsel kullanılabilecek alanın kısıtlı olması ve yapısal sağlamlıktır. Bu çaplarda olabilecek en uzun uzunluktur. Toplayıcı boru uzunluğu $\mathrm{L_{sc}}$ ve karışım odası uzunluğu $\mathrm{L_{mc}}$ sırasıyla 200 ve 300 mm'dir. Bu boyutlar hacimsel kısıtta ve yapısal dayanım için

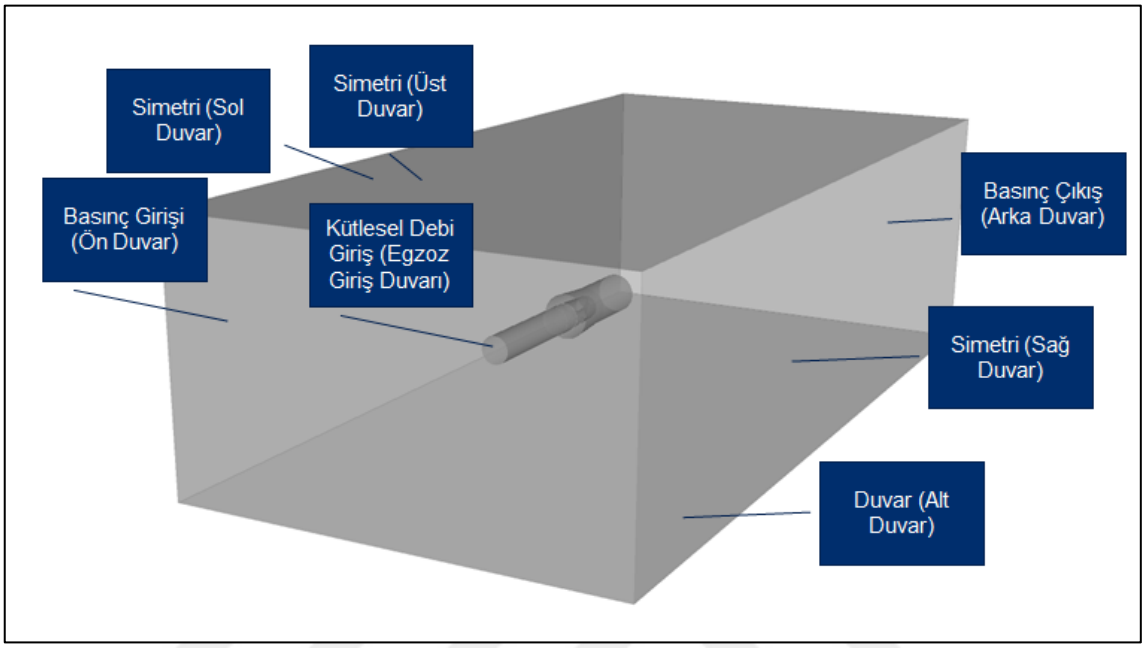
olabilecek maksimum uzunluklardır ve sabittir. Karışım borusu çapı D_n 170 mm'dir ve sabittir, buda hacimsel ve yapısal dayanım kısıttır. α ve β sırasıyla nozül ve toplayıcı boru açılarıdır. Bu açılara bağlı olarak nozül borusu çıkış çapı ve toplayıcı boru giriş çapı değişmektedir. Şekil 3.1 (a)'da türbülatörlü jet pompası görülmektedir. Türbülatör nozülün içerisinde yerleştirilmiştir, bu sayede maksimum karışım minimum basınç kaybıyla gerçekleştirilmek amaçlanmıştır. Aynı zamanda noktasal maksimum sıcaklıklar minumuma indirilerek ortalama sıcaklığa yaklaşması ve/veya eşitlenmesi sağlanmaya çalışılmıştır.



Şekil 3.1 Türbülaötrlü (a) ve türbülatörsüz (b) jet pompaları.

Kontrol hacmi şekil 3.2'de görüldüğü gibi dikdörtgenler prizmasıdır. 2000 mm toplayıcı borusundan önce ve sonrasında 4000 mm olmak üzere toplamda 6000 mm x ekseninde kontrol hacminin uzunluğudur. Yükseklik 2000 mm ve en 3600 mm'dir. Kontrol hacminin giriş duvarı ön duvarı basınç girişi olarak tanımlanmıştır ve atmosfer basıncı olup aynı zamanda standart deney koşulları olan 40°C sıcaklık tanımlanmıştır. Kontrol hacminin çıkış duvarı olan arka duvar ise basınç çıkışı tanımlamıştır ve atmosfer basıncı olup aynı zamanda standart deney koşulları olan 40°C sıcaklık tanımlanmıştır. Yer deney ortamında olduğu gibi sabit duvar olarak tanımlanmıştır. Yan ve üst duvarlarsa simetri koşulu tanımlanmıştır. Egzoz gazının jet pompasına girdiği borunun duvarına kütlesel debi girişi verilmiştir. Burada 0,138, 0,277 ve 0,416 kg/s egzoz debileri 500°C sıcaklıkta verilmektedir. Egzoz çıkış kontrol hacmine açıldığından kısıtlayıcı bir sınır koşulu bulunmamaktadır.

Modelde enerji, akış ve radyasyon çözümlemeleri yapılmaktadır. Deneyi gerçekleştirilecek sistemin modeli nümerik ortamda kurulmuş olup. Tüm model 3 boyutlu modellenmiş olup, tüm geometri birebir ve tüm fiziksel olaylar tam olarak modellenmiştir.

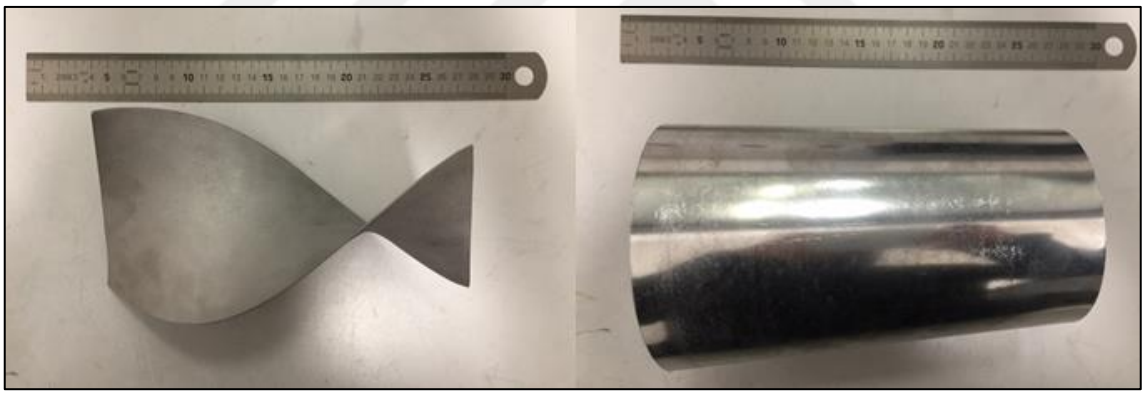


Şekil 3.2 Kontrol hacmi ve sınır koşulları

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışma için HAD çalışmalarıyla belirlenen optimum geometriye sahip jet pompası tasarımı üretilmiştir. Nozülün içerisindeki kanat ise açısal hassasiyetten dolayı metal 3 boyutlu yazıcı ile üretilmiştir. Daha sonra nozülün içerisine yerleştirilerek kaynak yapılmıştır.



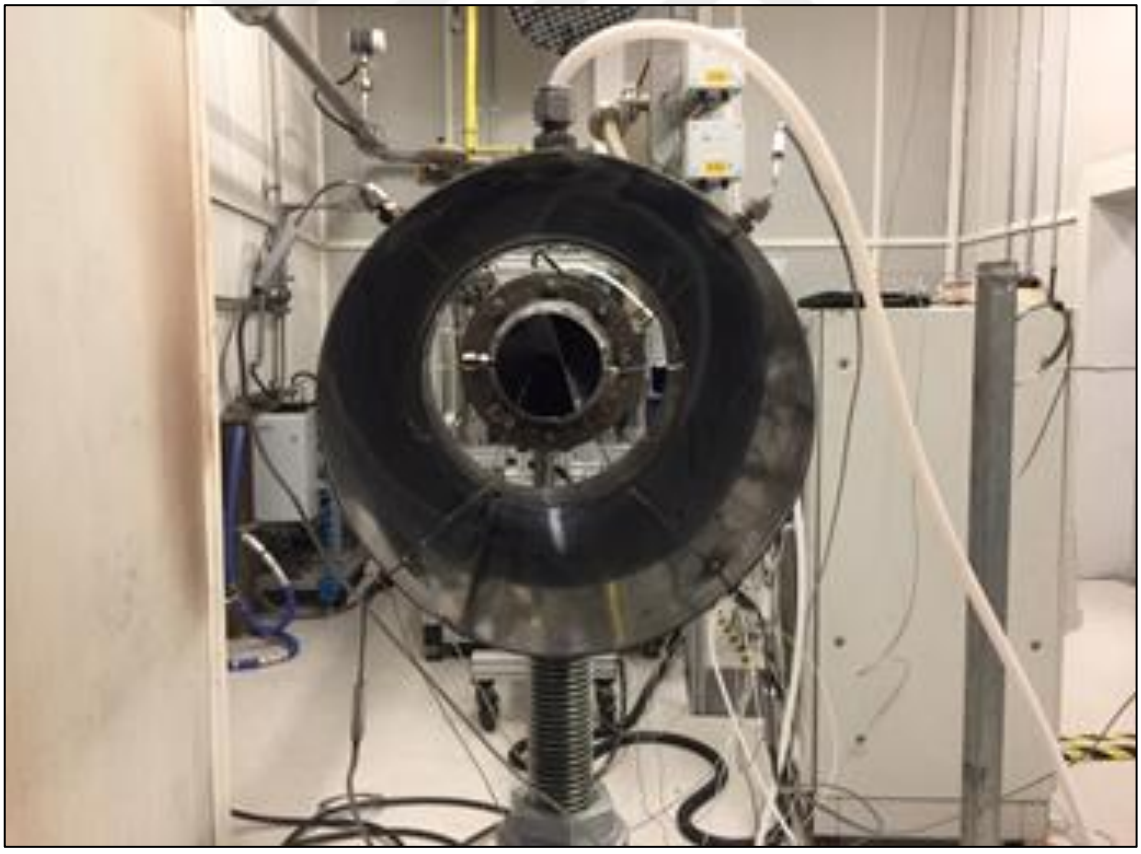
Şekil 4.1 Nozül ve içerisine yerleştirilen kanat.

Basınç ve sıcaklık ölçüm noktaları şekil 4.5'te görüldüğü gibidir. Nozül başlangıcına gelmeden önce yüzeyden basınç ve boru merkezinde bir adet sıcaklık ölçümü için k tipi termokupllar yerleştirilmiştir. Nozül çıkışına bir adet basınç ve yine boru merkezine bir adet termokupl yerleştirilmiştir. İki boru arasına nozülden 250 mm uzaklığa çevre noktalara termokupllar yerleştirilmiştir. Bunun sebebi nozülden çıkan jet akışın toplayıcı (emme) borusuna girerken herhangi bir sızma durumu olup olmadığını anlamak içindir. Toplayıcı borusuna şekil 4.46 (a)'daki gibi 4 adet termokupl boruya daldırılmıştır. Doksan derece farkla eşit açılar ile yerleştirilmiştir. Bu kesitte de bir adet

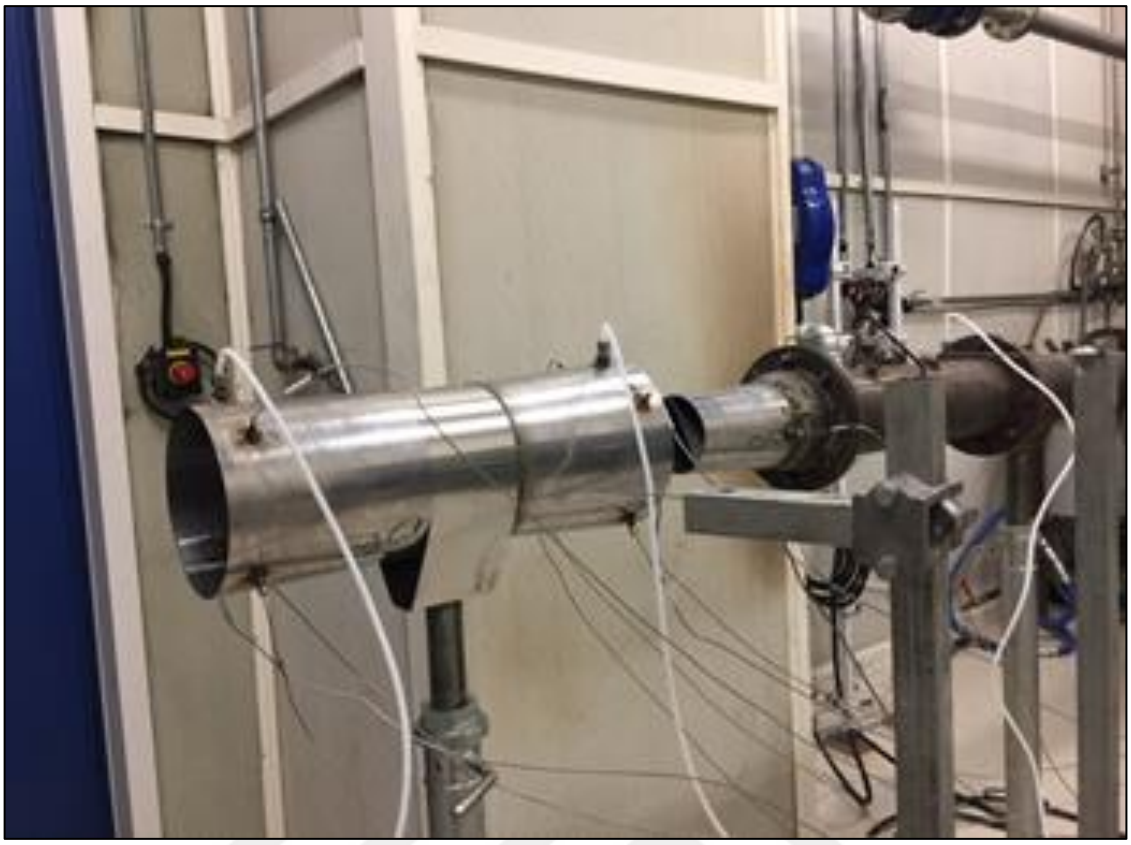
basınç ölçer bulunmaktadır. Karışım odası çıkışında şekil 4.6 (b)'deki gibi benzer yerleşim ile termokupl yerleştirilmiştir. Ayrıca bir adette basınç ölçer buraya yüzeye yerleştirilmiştir. Karışım odası çıkışından 100 mm sonra merkez noktaya bir adet termokupl yerleştirilerek merkez sıcaklık ölçülmeyi hedeflenmiştir.

Deney düzeneği kurulmadan önce şekil 4.7'deki gibi daha önce belirlenen noktalara basınç ölçmek için ve termokuplları yerleştirmek için gerekli delikler açılmıştır. Delikler açıldıktan sonra termokuplların ve basınç ölçerlerin tutucuları buraya yerleştirilmiştir. Deney düzeneği birleştirilmeden önce ölçüm noktalarına termokupl ve basınç ölçerler takılıp düzgün çalıştıkları kontrol edilmiştir. Sonrasında ölçüm aletleri sökülüp, deney düzeneğinin birleştirilmesine geçilmiştir.

Nozül bölümü brülör bağlantı borusuna monte edilerek sabitlenmiştir. Toplayıcı borusu ve karışım borusu kısmı ayaklı v tipi tutucuyla sabitlenmiştir. Akışan gaz yüksek debilere çıktığın da büyük bir itme gücü doğurduğundan herhangi problemle karşılaşmamak için

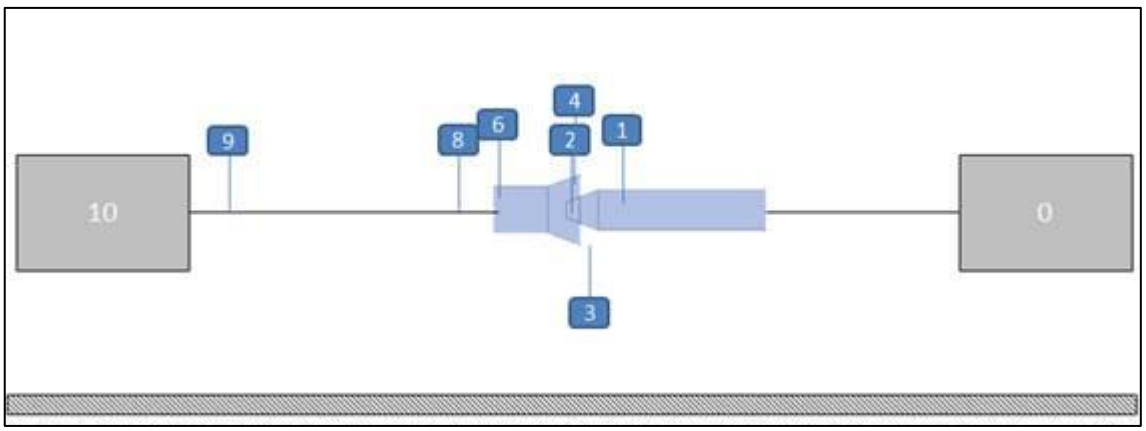


Şekil 4.2 Deney düzeneği ön



Şekil 4.3 Deney düzeneği ön-yan

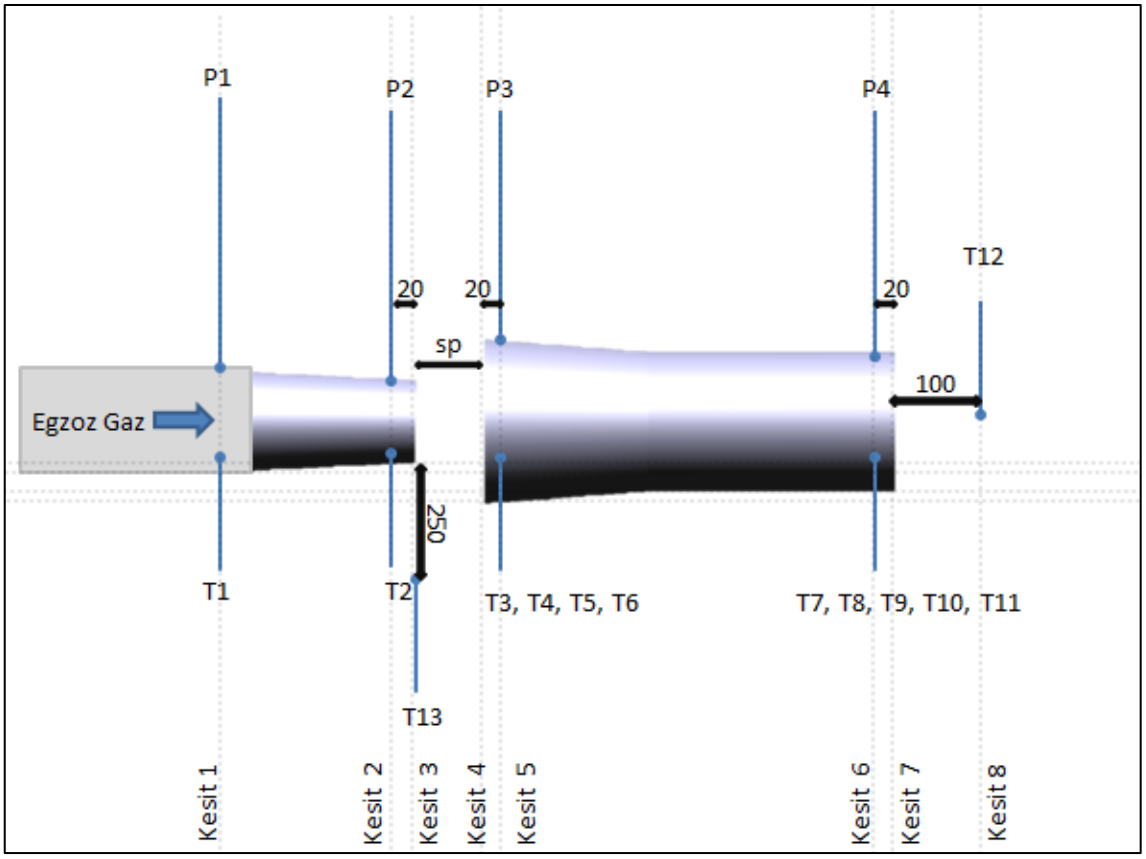
uygun şekilde sabitlenmiştir. Aynı zamanda farklı nozül-karışım odası mesafeleri deneysel çalışmada deneneceği için ileri geri kaydırılabilir bir durum için tasarlanmıştır.



Şekil 4.4 Deney düzeneği şematiği

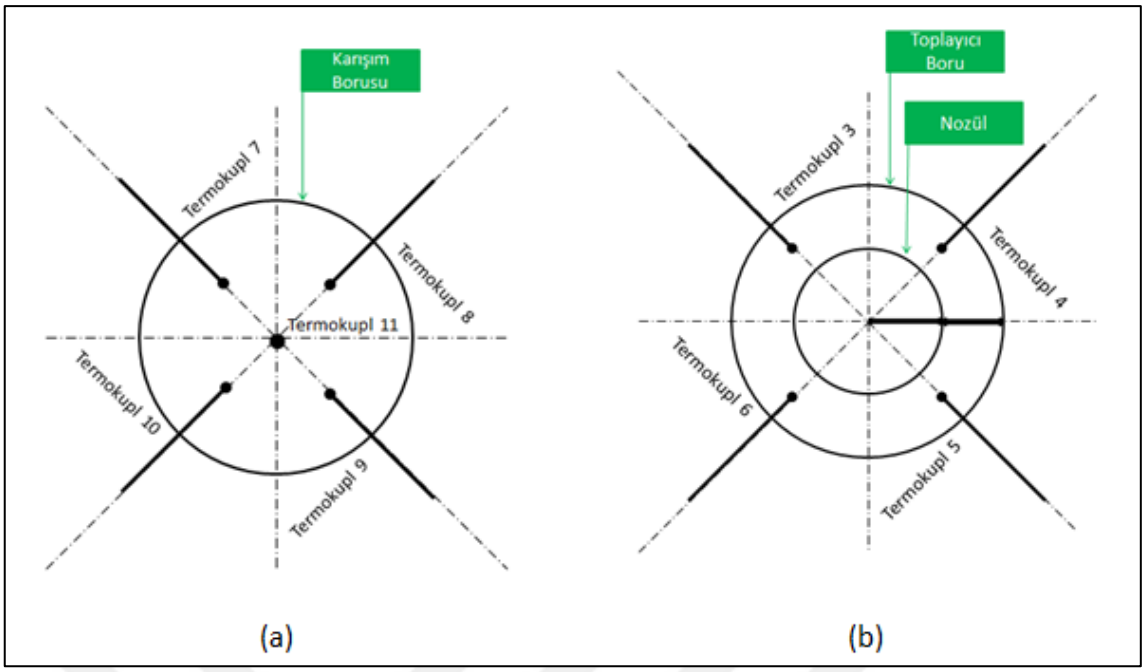
Şekil 4.4'te deney düzeneğinin şematik gösterimi görülmektedir. 0 nolu bölüm brülörü temsil etmektedir. Brülör istenilen sıcaklığa, debiye ayarlanabilir ve sabit tutulabilir bir şekilde tasarlanmıştır. Egzoz gazını simüle edebileceğimiz 0,138, 0,277 ve 0,416 kg/s gibi debilerde 500°C sıcaklığa ulaşıp sabit sürekli bir akış sağlayabilmektedir. Şekil

4.4'teki 1-8 nolu noktalar şekil 4.5'te detaylı kesit halinde gösterilmektedir. 9 nolu ölçüm noktası debi ölçer ile karışım debisinin ölçüldüğü noktadır ve son olarak 10 nolu kısım ise gazın atmosfere tahliye edildiği bölgedir.

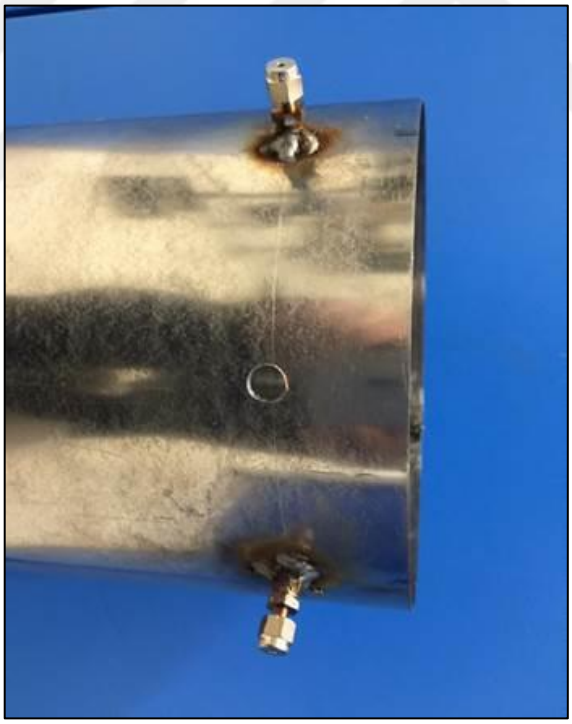


Şekil 4.5 Jet pompası enstürümantasyonu

Dinamik ve toplam basınçlar ölçülerek iki farklı yolla basınç ölçümü yapılmıştır. Şekil 4.2 ve 4.3'te kurulmuş, enstürümantasyonu yapılmış deney düzeneğinin farklı açılardan görüntüler mevcuttur. Şekil 4.6 (a) Karışım borusu çıkışında 5 adet termokupl yerleştirilmiştir. Bunlardan biri boru merkezine diğer 4'dü de 42,5 mm derinliğinden çeperden uzaklığa merkeze doğru yerleştirilmiştir. Şekil 4.6 (b) 25 mm derinliğe çeperden uzaklığa merkeze doğru yerleştirilmiştir. Deneyin tekrarlanabilirliği için her koşulda 5'er kez deneyler tekrarlanmıştır.



Şekil 4.6 Termokupl yerleşimi



Şekil 4.7 Basınç sensörleri ve termokupl sensör girişleri

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çalışmada, kamyonların çalışma koşulları birer çalışma aralığı olarak alınmıştır. Benzer motor hacimlerine sahip tüm diğer kamyonların da çalışma aralıkları bahsedilen aralıklarla örtüşmektedir. Debi aralığı egzoz gazı için 0,138 ve 0,416 kg/s aralığı olarak ortaya konabilir. Yine benzer bir yaklaşımda motor hacimleri, performansı ve yakıt tüketimleri göz alındığında egzoz çıkış borusu için 2200 Pa basınç kaybı genele uygulanabilir bir sınırdır. Egzoz çıkış borusu çapları, tasarım için sahip olunan hacim ve boruların fiziksel dayanımları açısından tez içerisinde belirtilen boru çapları dışına çıkılması mümkün değildir.

385°C egzoz çıkış borusu çıkış kesit sıcaklığı çevredeki parçaların, insanların, diğer canlıların zara görmemesi ve ot gibi kolay tutuşacak cisimlerin oluşturacağı problemleri engellemek için ideal bir sınırdır.

Birincil boru (nozül) ve karışım boru kesit alan oranları R, beta açısı, alfa açısı ayrı ayrı ve birbirleriyle ilişkili şekilde araştırılmış ve son olarak nozül-karışım borusu mesafesi bu ilişkiye dahil edilmiştir. Bu çalışmada bir grup data ortaya konmuştur, bu datalardan uygun formülasyonlar ortaya konarak faydalanılmıştır. Bu şekilde araç egzozları için jet pompası tasarım rehberi ve formülasyonları ortaya konmuştur.

Grafiklerde N, M, verim ve sıcaklıklar dataları çizilmiştir. M ve N grafikleri çözümleme için kritik öneme sahiptir. M oranının artması daha fazla atmosferden soğuk hava emilebilmesi anlamına gelmektedir. M artıkça ortalama termodinamik sıcaklık düşmektedir. Çünkü atmosfer havası yani ikincil debisi artmaktadır. M ve N

grafiklerinin altında emilen atmosfer hava debisinin, egzoz gazını istenilen 385°C ve altına düşürüp düşürmediğini göstermek için görsel eklenmiştir. Burada kritik nokta M=0,33'tür. M=0,33 ve üstünde, egzoz karışım sıcaklığı termodinamik olarak 385° C altına düşmektedir. Analitik hesap ile emilen hava debisiyle 385°C altında karışım elde etmenin mümkün olduğu görülmektedir. Bununla beraber bir boyutlu analizlerin karışım derecesini ve maksimum sıcaklığı saptaması mümkün değildir. 3 boyutlu nümerik çalışmaların sonucunda, verilen kısıtlar altında türbülatörsüz hiçbir jet pompası iyi bir karışım sağlayamamaktadır ve noktasal olarak çekirdek bölgede 385° C üzerinde sıcaklıklar görülmektedir. Atmosfere havası içeri emildiği gibi karışım borusu cidarı çevresinde çevresel olarak karışım borusunu terk etmektedir. Benzer şekilde egzoz gazı nozül çıkışından sonra çekirdek merkez bölgede akışa devam etmektedir. Buna çözüm olarak akışı karıştırmak için birçok türbülatör çalışılmıştır. Kanat tasarımları bir başlangıçlı 5°'den 90°'ye kadar 5° farkla denenmiştir. Bu kanatlar nözül borusu boyunca aynı açıyla dönmektedir. Akışın ayrılması, karışım ve basınç düşüşleri göz önüne alındığında 50°'lik kanat açısına sahip türbülatör uygun görülmektedir. Türbülatör bölümünde görüldüğü gibi tüm sp'lerde karışım borusundan çıkan karışımın ortalama ve maksimum noktasal olarak sıcaklığı 385°C altına düşürülmüştür. Bu sıcaklıklar grafikler üzerinde her üç debi olan 0,138, 0,277 ve 0,416 kg/s için detaylı olarak gösterilmektedir.

5.1 Nozül ve Karışım Borusu Kesit Alan Oranları

Nozül ve karışım borusu kesit alan oranlarının incelenmesinde, nozül başlangıç ve bitiş çapları aynı alınmıştır, yani düz borular üzerine çalışılmıştır. Çizelge 5.1'de görüldüğü gibi altı farklı çap oranı çalışılmıştır. Bunlar R için 0,73, 0,64, 0,56, 0,50, 0,25 ve 0,16'dır.

Sonuçlar göstermektedir ki yüksek R oranları yani karışım boru çapları küçüldükçe M ve N eğrileri yataylaşmaya başlamaktadır. Her boru için düşük debiler yüksek R'lerde daha iyi M debi oranları performansı göstermektedir. Aynı zamanda N basınç oranları da yüksek olmaktadır, burada da performansları yüksektir. Dolayısıyla en yüksek verimi vermektedir. Sabit debilerde R'ler kıyaslandığında, R azaldığında yani boru çapı büyüdüğünde M debi oranları artmaktadır. Buda daha fazla ikincil akışkan emildiğini göstermektedir. N basınç oranlarına bakıldığında düşüş gözükmektedir. Hedef olarak

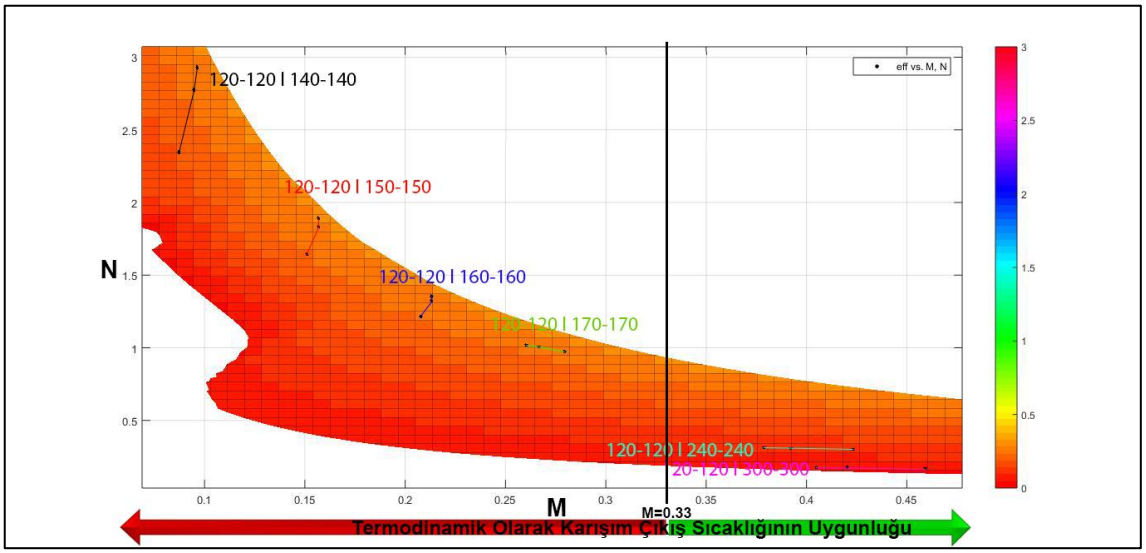
seçilen M=0,33 debi oranını R=0,40'ta görülmektedir. Yani 5 ve 6 nolu borularda ancak bu sağlanmaktadır. Tasarım için verilen hacim kısıtı maksimum 170 mm olduğundan. Düz borular ile bu kısıtta istenilen M debi oranları yakalanması mümkün değildir.

Şekil 5.5 ve 5.6 'da farklı R'lerdeki boruların hız ve sıcaklık kontürleri görülmektedir. Sıcaklık kontürleri maksimum 385°C olan kısıtlara göre çizilmiştir. Karışım borusu çıkışında da bu kısıtı sağlamamaktadırlar.

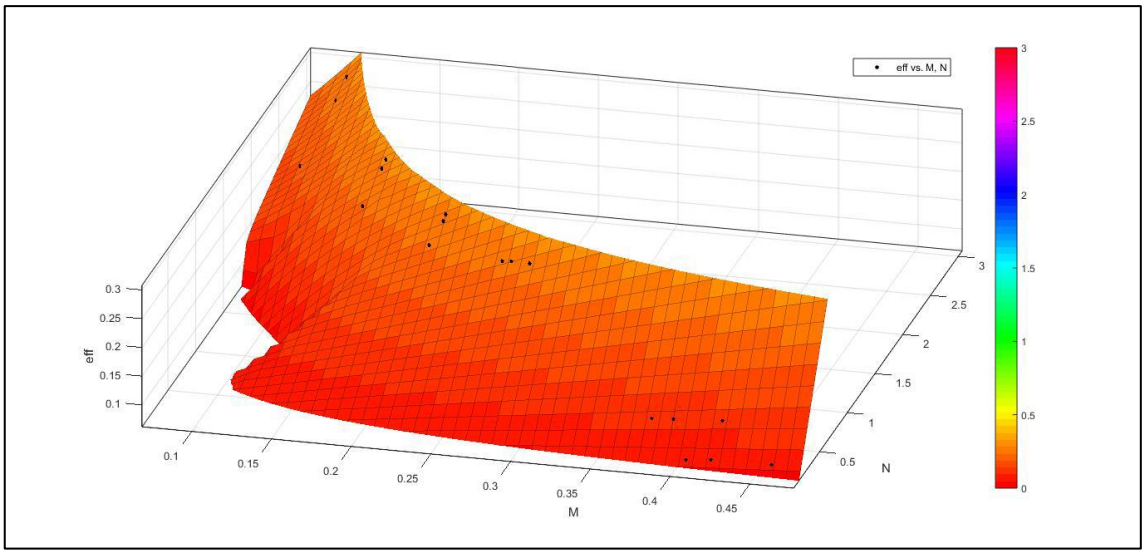
Bundan dolayı birincil boruyu üzerinde çıkış çapı daraltılarak nozül haline getirip momentum artırılıp emilen hava debisinin artırılması yolunda çalışmaya devam edilmiştir.

Çizelge 5.1 Farklı R'lerin incelenmesi

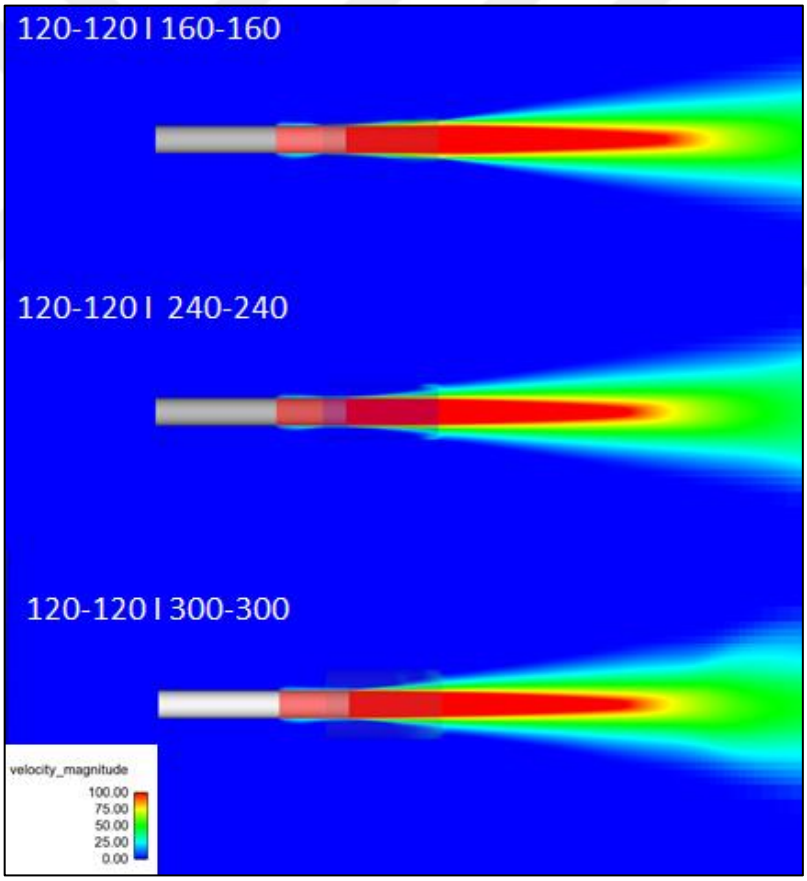
No	Nozül (mm)		Karışım Borusu (mm)		R
	Giriş Çapı	Çıkış Çapı	Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	120	120	140	140	0,73
2	120	120	150	150	0,64
3	120	120	160	160	0,56
4	120	120	170	170	0,50
5	120	120	240	240	0,25
6	120	120	300	300	0,16



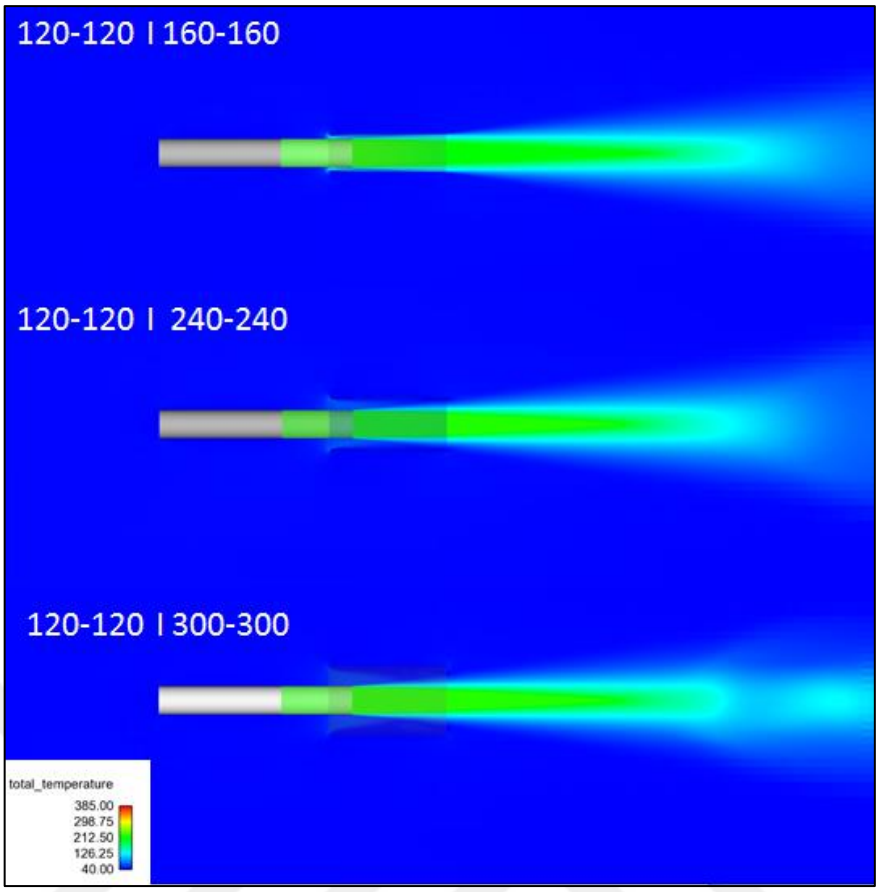
Şekil 5.1 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° 6 farklı çaplı nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.2 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° 6 farklı çaplı nozüllerin M, N ve verim grafiği



Şekil 5.3 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° olan boruların hız kontürleri



Şekil 5.4 Toplayıcı açısı α=0° olan 6 farklı çaplı toplayıcı borular ile nozül açısı β=0° olan boruların sıcaklık kontürleri

5.2 Nozül Açısı ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi

Nozül açısı en kritik parametrelerden biridir. Bu parametre jet akışın hızını en çok etkileyen faktördür. Aynı zamanda basınç kaybı yaratan en büyük faktör bu parametredir.

5.2.1 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=0 mm)

Nozül açısının etkisini incelemek için çizelge 5.2'de görülen çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Burada toplayıcı borusu sabit tutulup nozül açısı değiştirilerek etkisi incelenmiştir. Daha sonra farklı toplayıcı açısında yine bu tekrarlanmıştır.

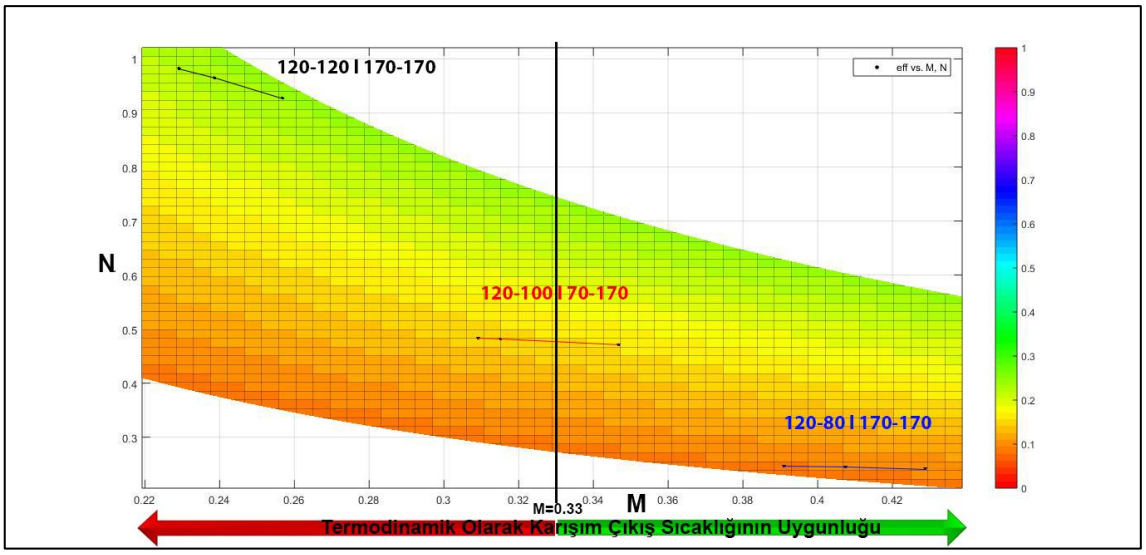
Nozül açısı artıkça sürüklenen ikincil akışkan debisi artmaktadır. Aynı zaman da yüksek debilerdeki N basınç oranları düşmektedir. Yani nözül açısı artıkça yüksek debilerdeki

basınç kayıp artışı düşük debilere göre daha fazla olmaktadır. Nozül açısı artıkça tüm debilerdeki N oranı birbirine yaklaşmakta ve eğriler yataylaşmaktadır.

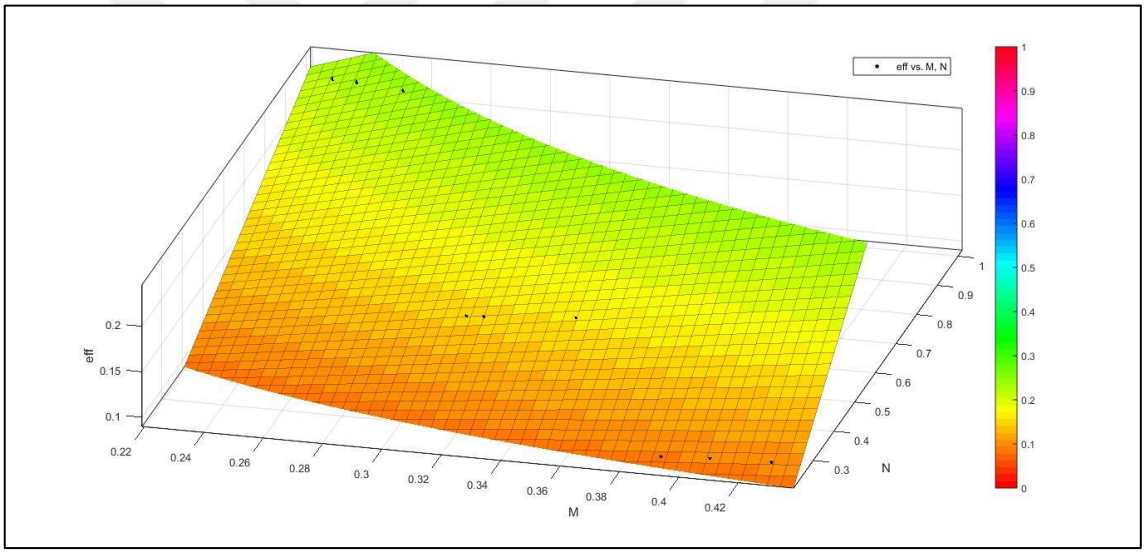
Toplayıcı boru eğimi artıkça M debi oranlarında her nozül açısında ve her debide artmaktadır.

Çizelge 5.2 Nozül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

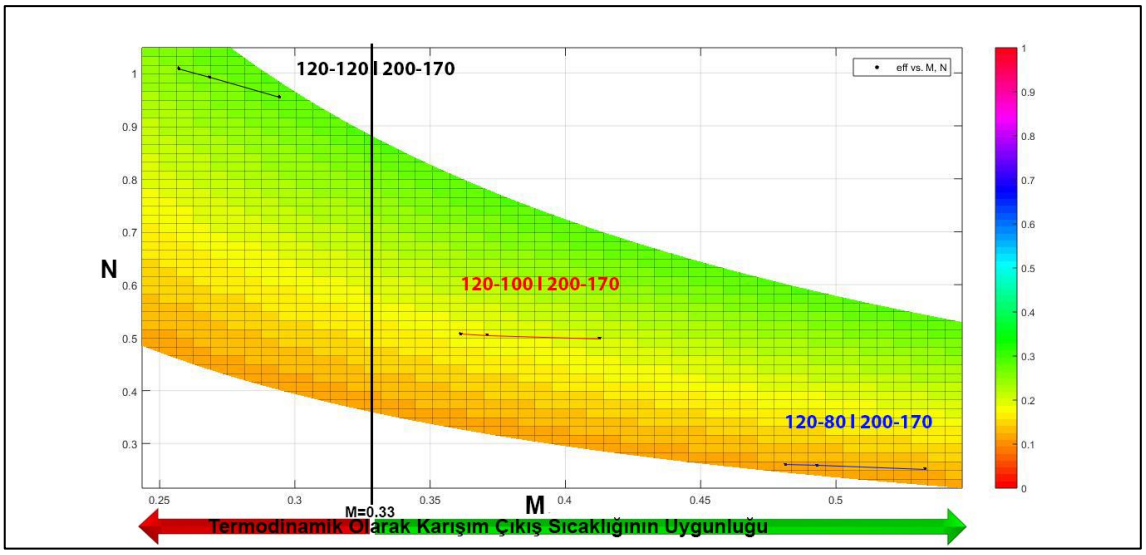
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	0	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	0	0,277	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
3	0	0,138	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
4	0	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	0	0,277	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
6	0	0,138	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
7	0	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	0	0,277	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
9	0	0,138	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
10	0	0,416	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
11	0	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	0	0,138	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
13	0	0,416	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
14	0	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	0	0,138	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
16	0	0,416	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
17	0	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	0	0,138	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
19	0	0,416	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
20	0	0,277	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
21	0	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	0	0,416	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
23	0	0,277	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
24	0	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	0	0,416	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
26	0	0,277	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
27	0	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



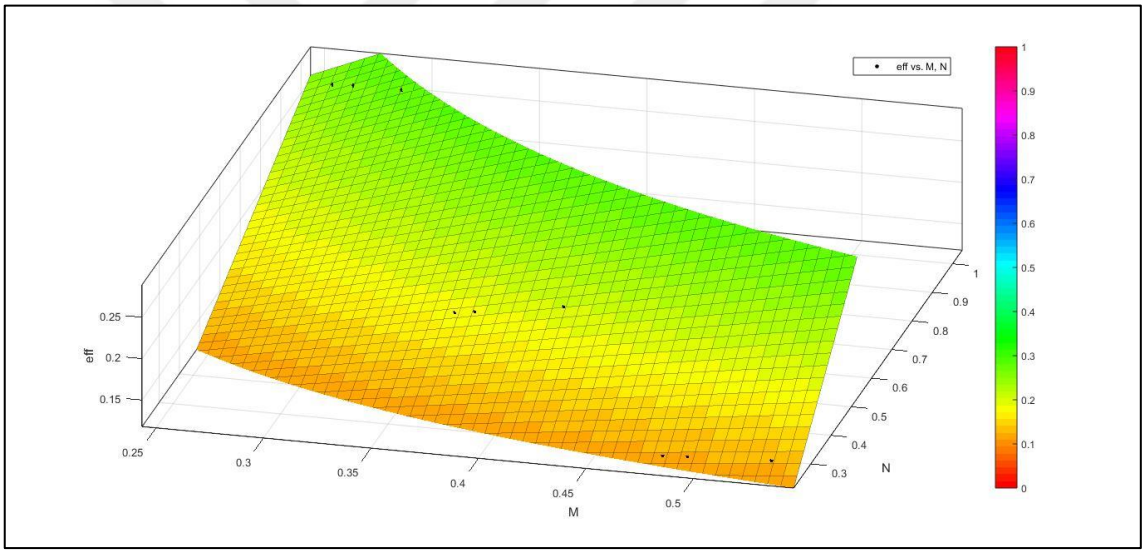
Şekil 5.5 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



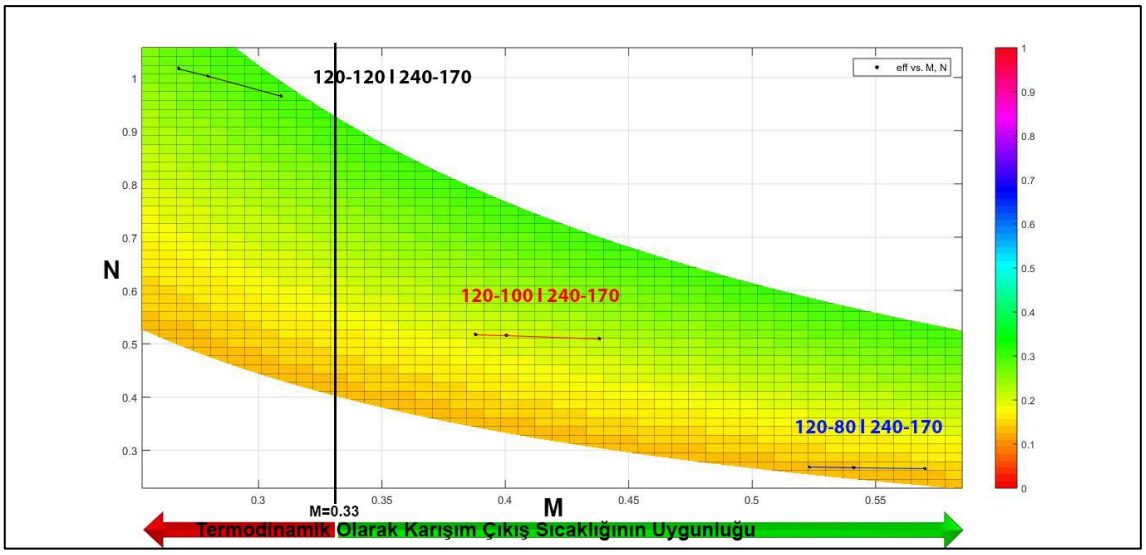
Şekil 5.6 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



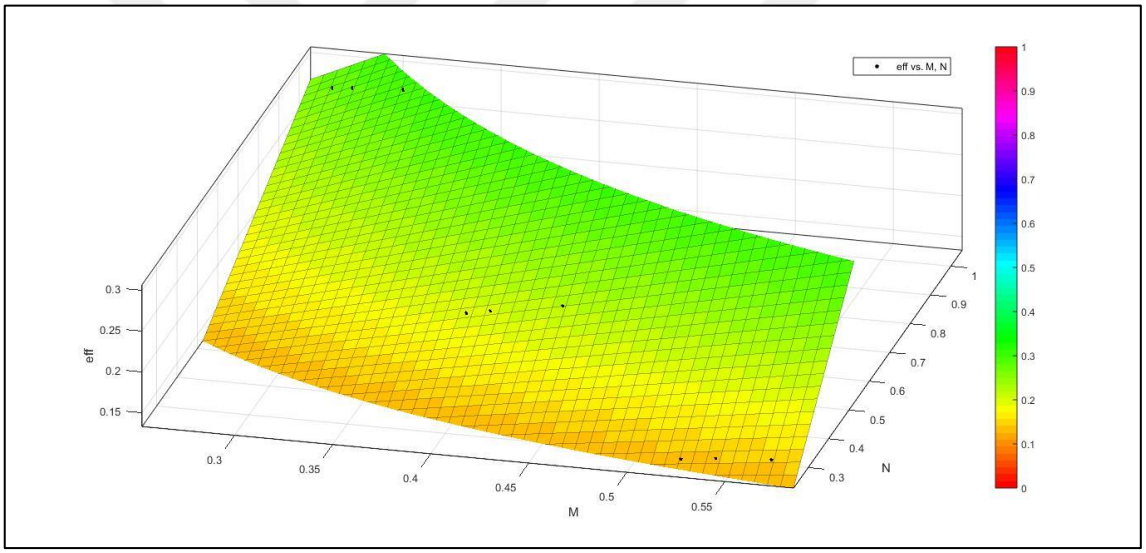
Şekil 5.7 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.8 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.9 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.10 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri

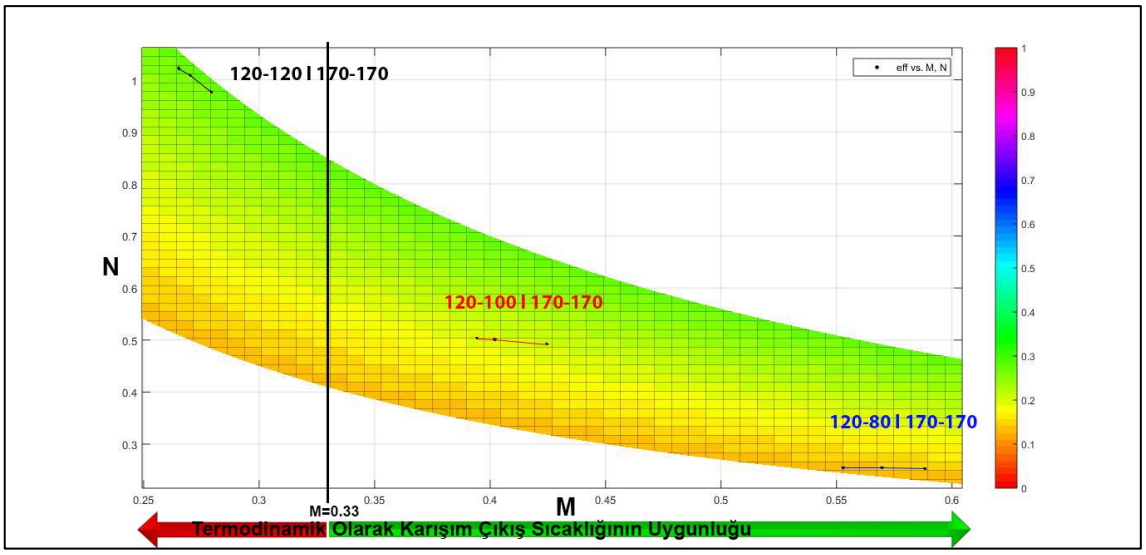
5.2.2 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=100 mm)

Nozül açısının etkisini incelemek için çizelge 5.3'de görülen çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Burada toplayıcı borusu sabit tutulup nozül açısı değiştirilerek etkisi incelenmiştir. Daha sonra farklı toplayıcı açısında yine bu tekrarlanmıştır. sp=0 mm'de görülen değişimler burada da gözlenmiştir. sp=100'de, sp=0 mm'ye göre eğriler

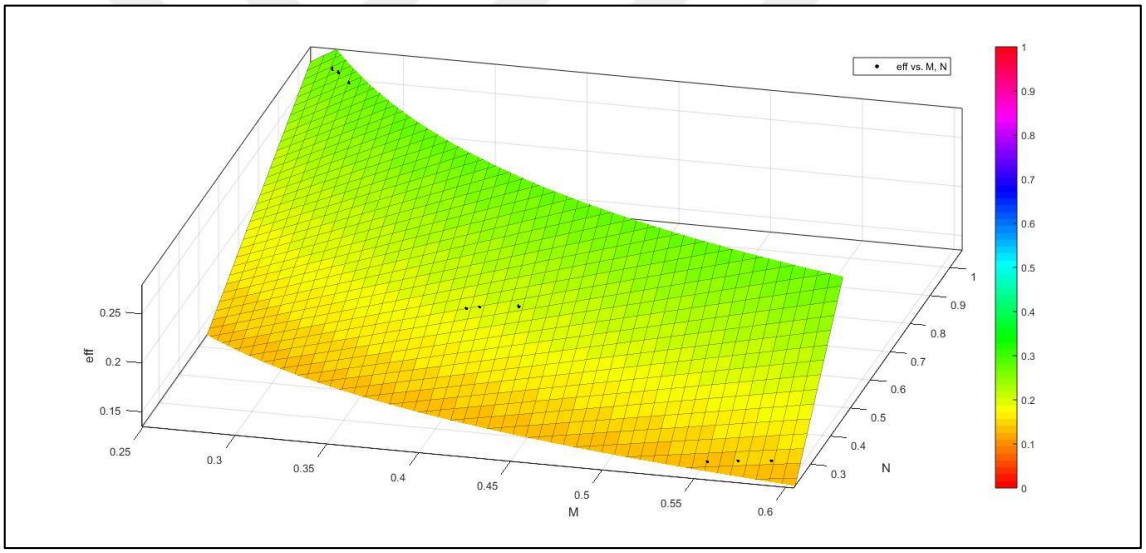
dikleşmeye başlamıştır. Bunun sebebi yüksek debilerdeki akışlar M debi oranları düşük debideki akışlara göre daha fazla artış göstermesidir. Bu nedenle yüksek debideki M oranları düşük debideki M oranlarına yaklaşmaktadır.

Çizelge 5.3 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

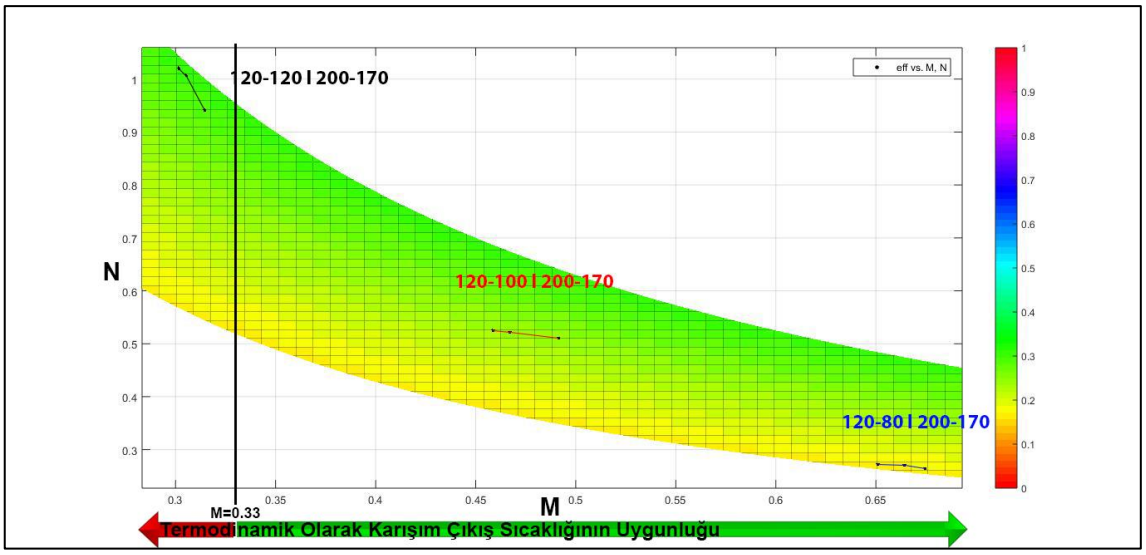
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	100	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	100	0,277	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
3	100	0,138	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
4	100	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	100	0,277	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
6	100	0,138	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
7	100	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	100	0,277	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
9	100	0,138	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
10	100	0,416	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
11	100	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	100	0,138	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
13	100	0,416	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
14	100	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	100	0,138	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
16	100	0,416	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
17	100	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	100	0,138	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
19	100	0,416	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
20	100	0,277	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
21	100	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	100	0,416	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
23	100	0,277	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
24	100	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	100	0,416	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
26	100	0,277	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
27	100	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



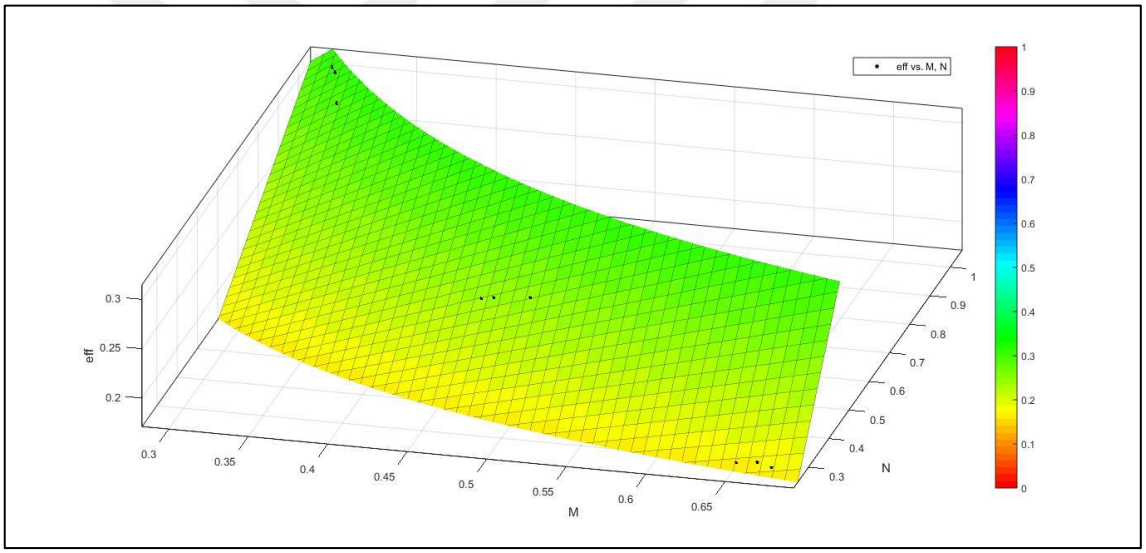
Şekil 5.11 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



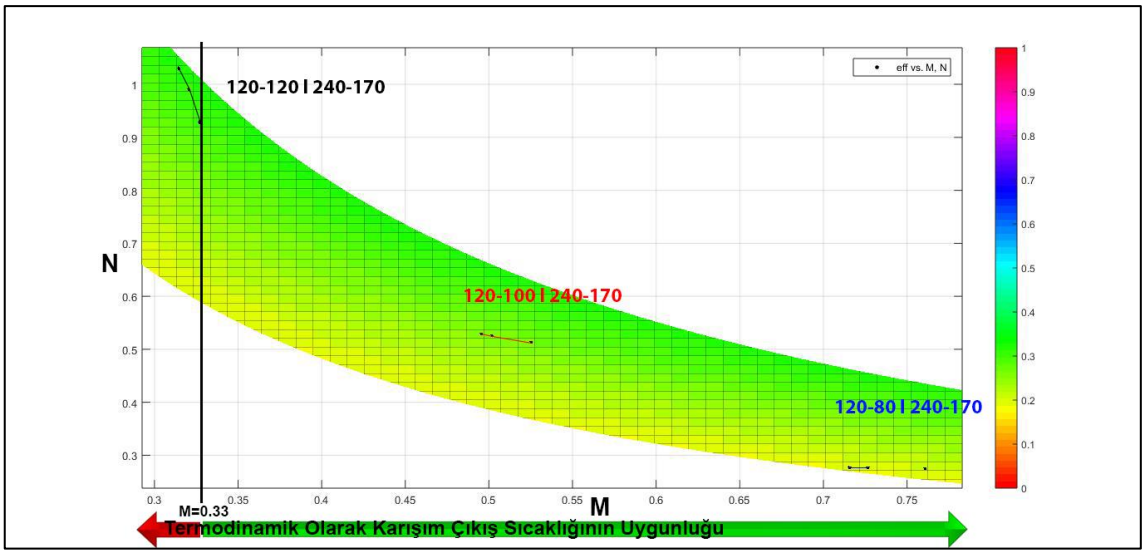
Şekil 5.12 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



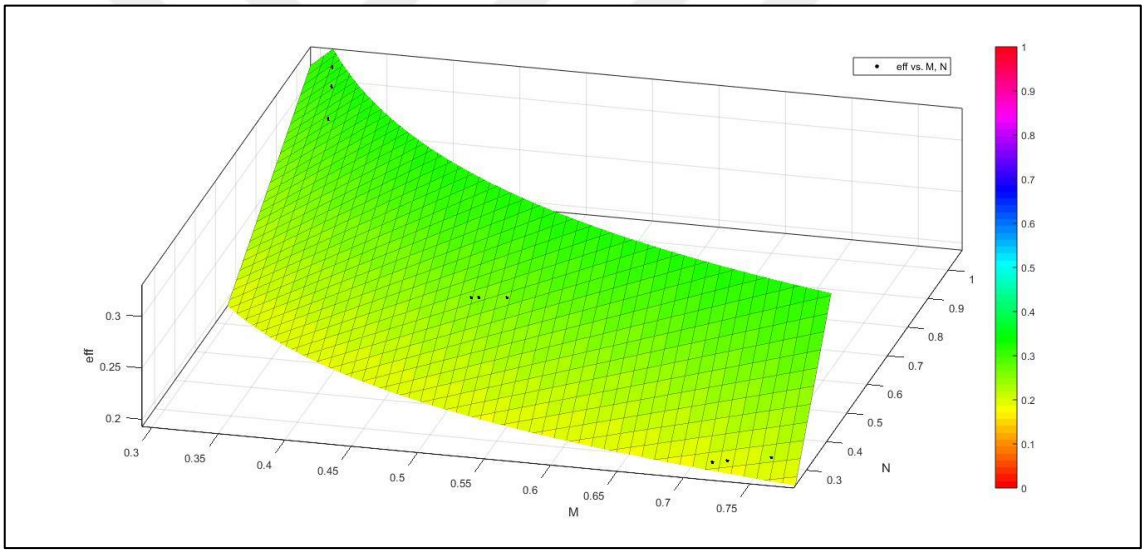
Şekil 5.13 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.14 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.15 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.16 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri

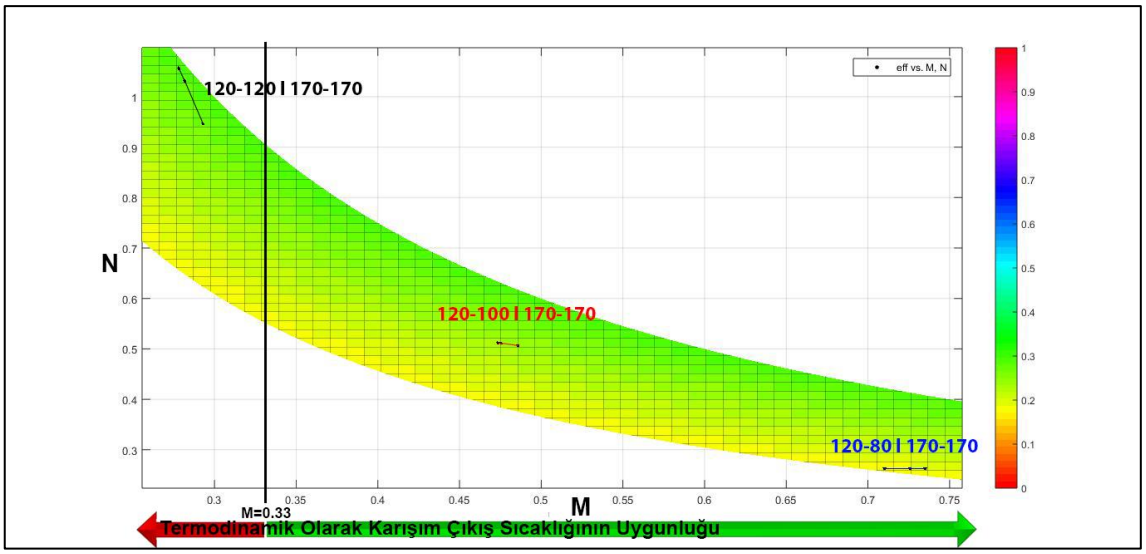
5.2.3 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=200 mm)

Nozül açısının etkisini incelemek için çizelge 5.4'te görülen çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Burada toplayıcı borusu sabit tutulup nozül açısı değiştirilerek etkisi incelenmiştir. Daha sonra farklı toplayıcı açısında yine bu tekrarlanmıştır. sp=0 ve sp=100 mm'de görülen değişimler burada da gözlenmiştir. sp=200'de, sp=0 ve sp=100

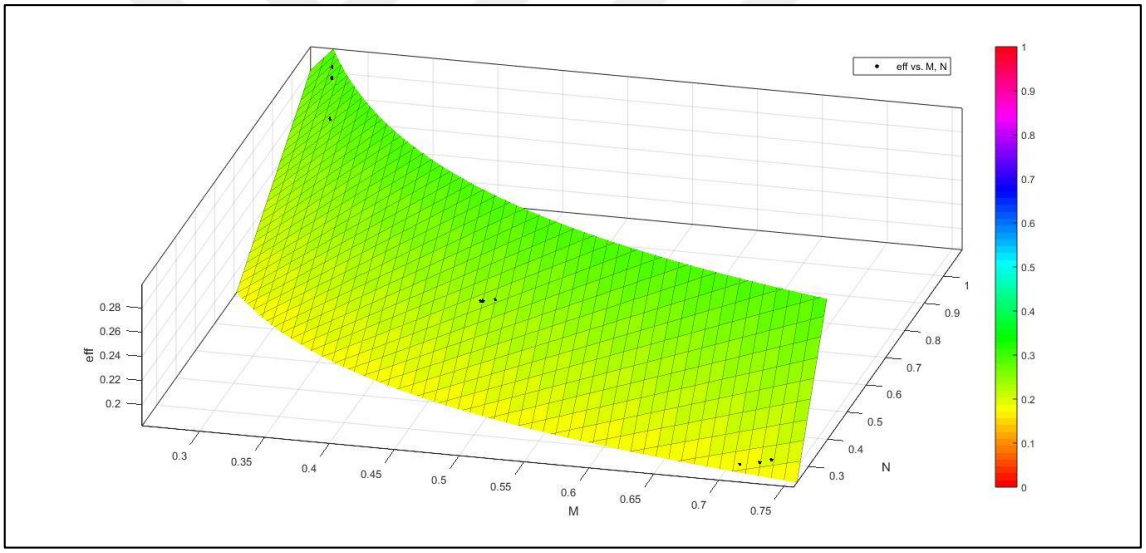
mm'ye göre eğriler dikleşmeye başlamıştır. Bunun sebebi yüksek debilerdeki akışlar M debi oranları düşük debideki akışlara göre daha fazla artış göstermesidir. Bu nedenle yüksek debideki M oranları düşük debideki M oranlarına yaklaşmaktadır.

Çizelge 5.4 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

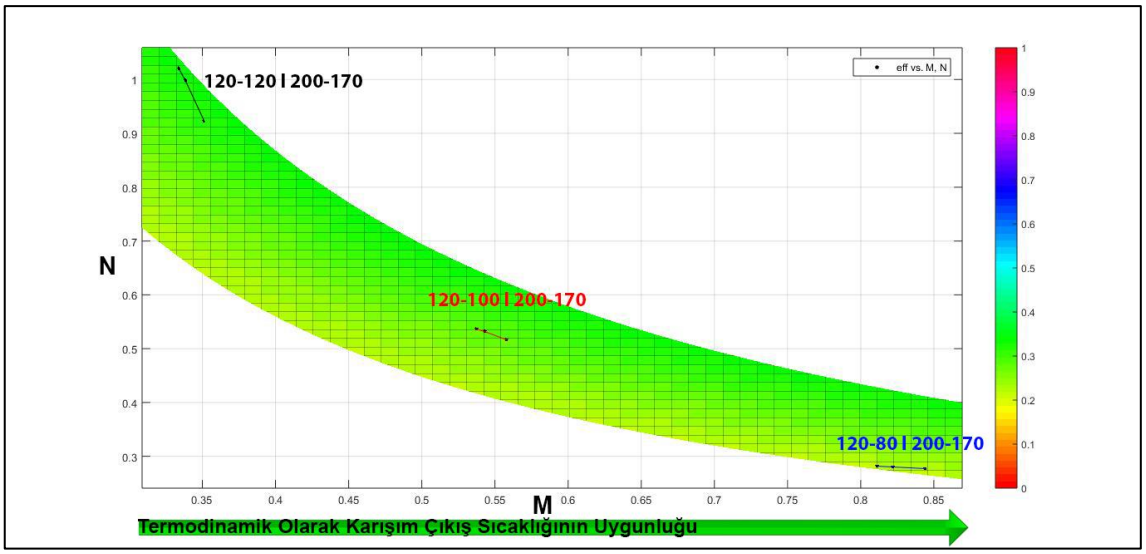
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	200	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	200	0,277	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
3	200	0,138	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
4	200	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	200	0,277	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
6	200	0,138	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
7	200	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	200	0,277	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
9	200	0,138	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
10	200	0,416	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
11	200	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	200	0,138	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
13	200	0,416	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
14	200	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	200	0,138	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
16	200	0,416	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
17	200	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	200	0,138	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
19	200	0,416	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
20	200	0,277	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
21	200	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	200	0,416	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
23	200	0,277	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
24	200	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	200	0,416	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
26	200	0,277	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
27	200	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



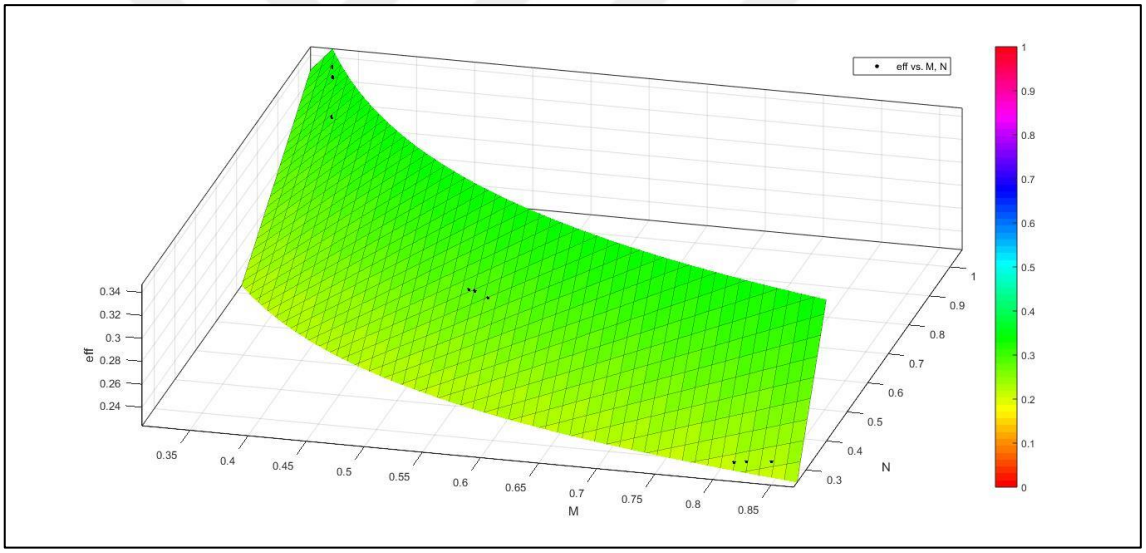
Şekil 5.17 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



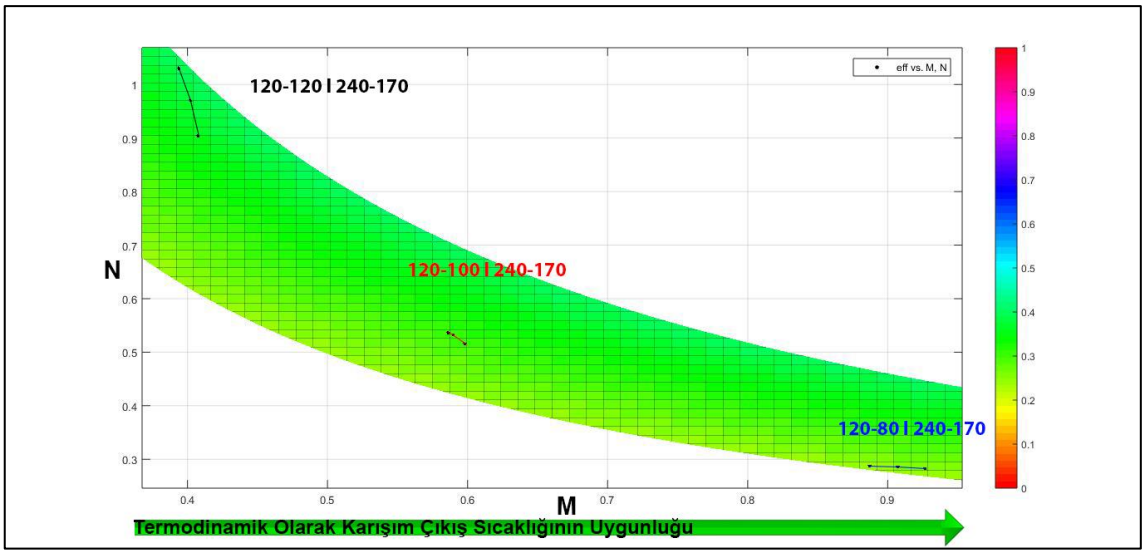
Şekil 5.18 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



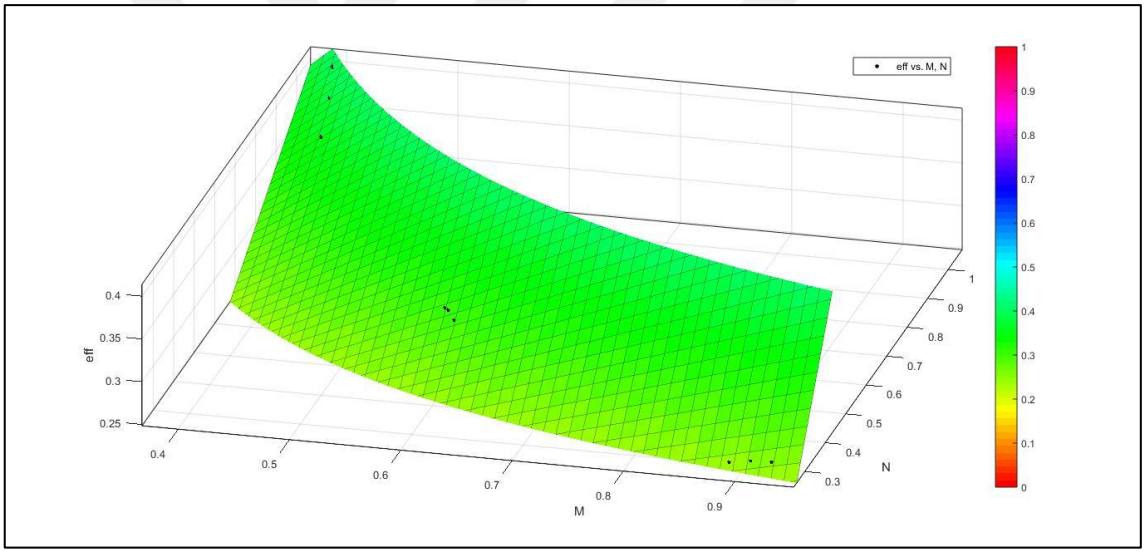
Şekil 5.19 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.20 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.21 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.22 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri

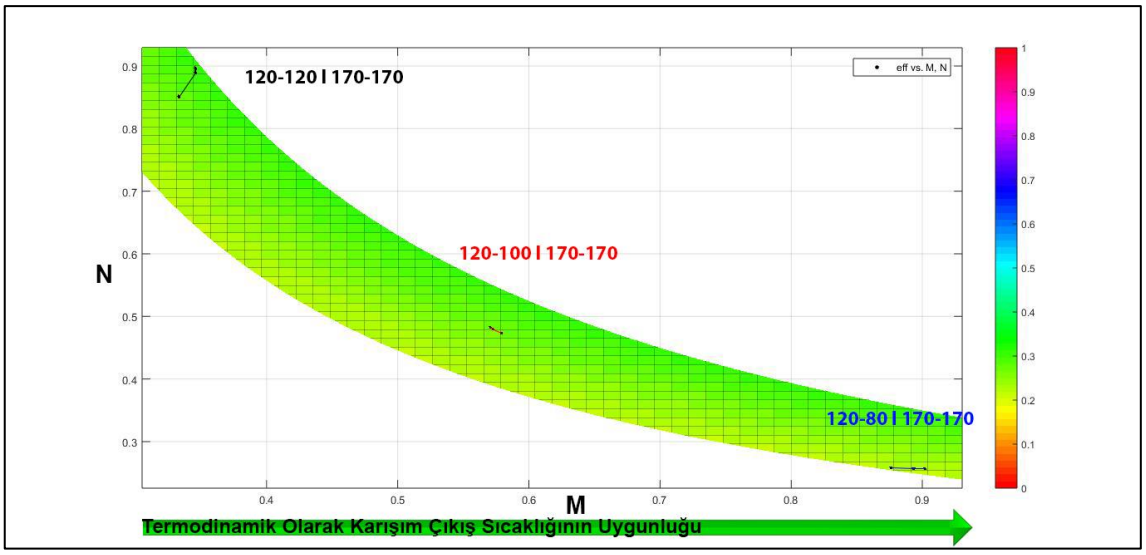
5.2.4 Nozül Açısı (β=0°, 2,85° ve 5,71°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=300 mm)

Nozül açısının etkisini incelemek için çizelge 5.5'te görülen çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Burada toplayıcı borusu sabit tutulup nozül açısı değiştirilerek etkisi incelenmiştir. Daha sonra farklı toplayıcı açısında yine bu tekrarlanmıştır. sp=0 ve sp=100 ve sp=200 mm'de görülen değişimler burada da gözlenmiştir. sp=200, sp=0 ve

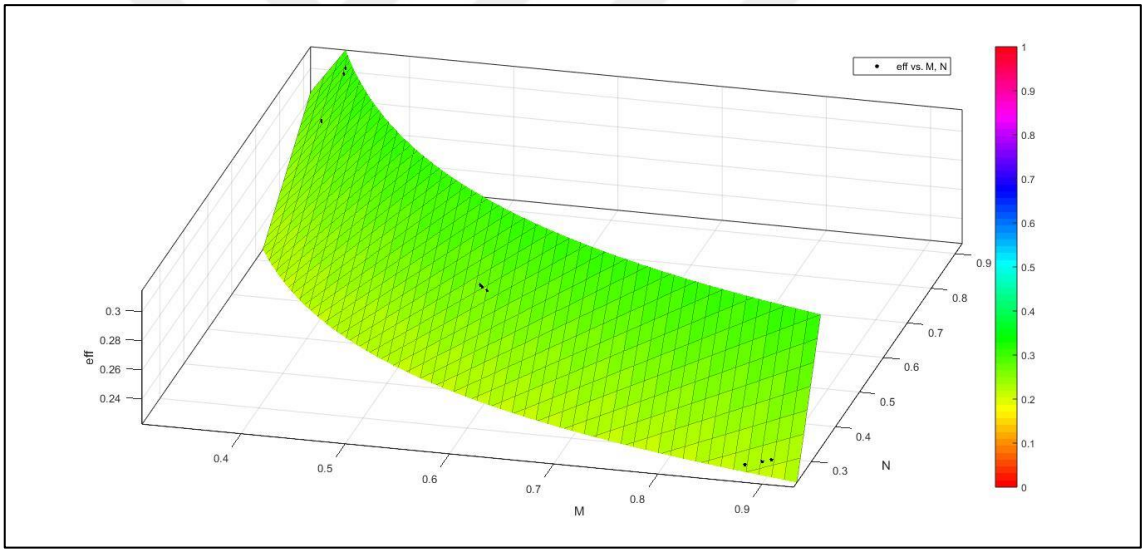
sp=100 mm'ye göre eğriler dikleşmeye başlamıştır. Bunun sebebi yüksek debilerdeki akışlar M debi oranları düşük debideki akışlara göre daha fazla artış göstermesidir. Bu nedenle yüksek debideki M oranları düşük debideki M oranlarına yaklaşmaktadır.

Çizelge 5.5 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

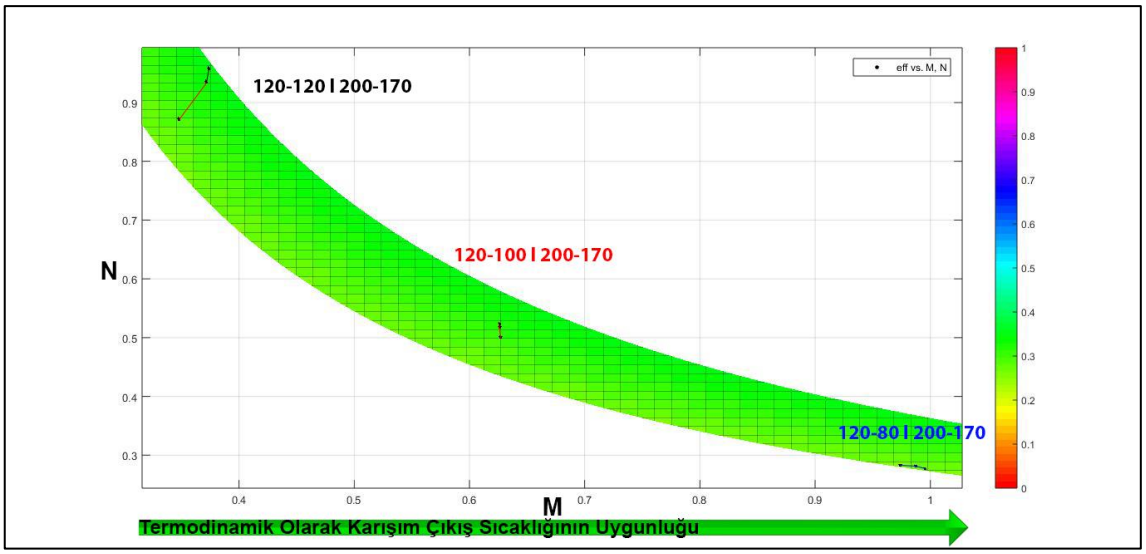
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	300	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	300	0,277	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
3	300	0,138	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
4	300	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	300	0,277	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
6	300	0,138	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
7	300	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	300	0,277	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
9	300	0,138	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
10	300	0,416	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
11	300	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	300	0,138	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
13	300	0,416	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
14	300	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	300	0,138	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
16	300	0,416	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
17	300	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	300	0,138	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
19	300	0,416	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
20	300	0,277	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
21	300	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	300	0,416	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
23	300	0,277	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
24	300	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	300	0,416	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
26	300	0,277	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22
27	300	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



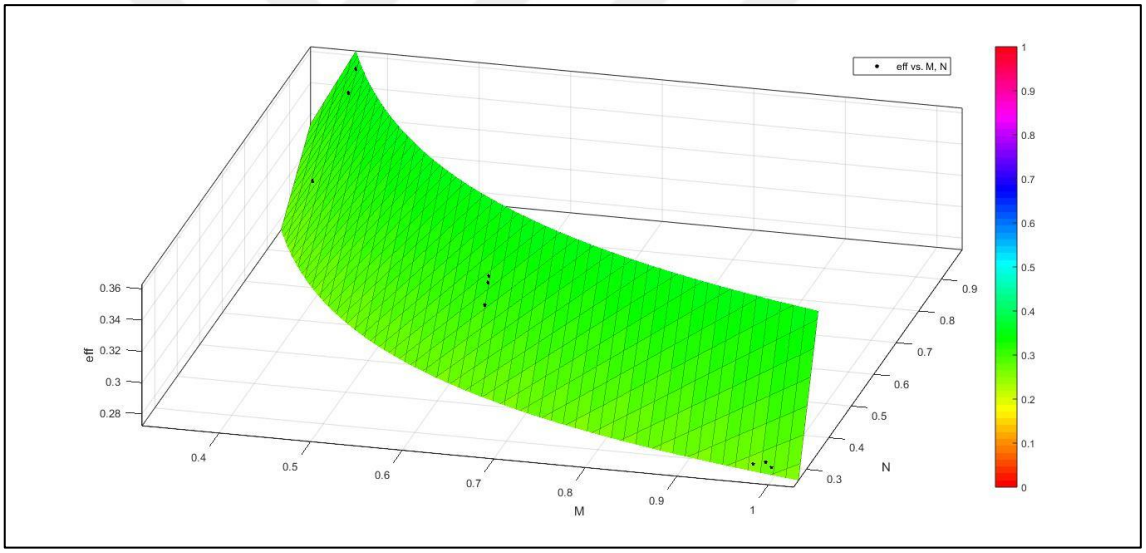
Şekil 5.23 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



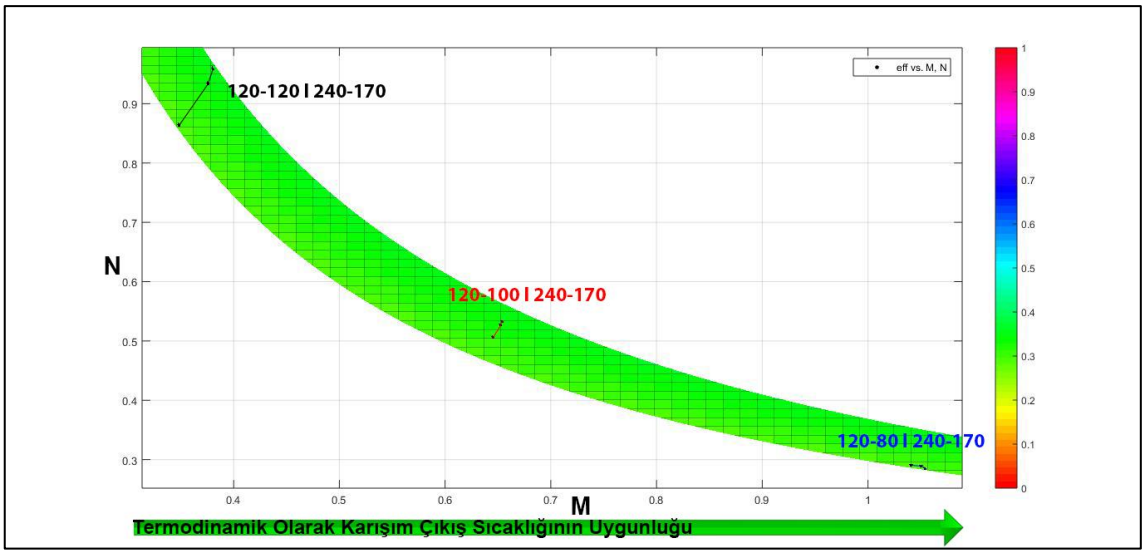
Şekil 5.24 Toplayıcı açısı α=0° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



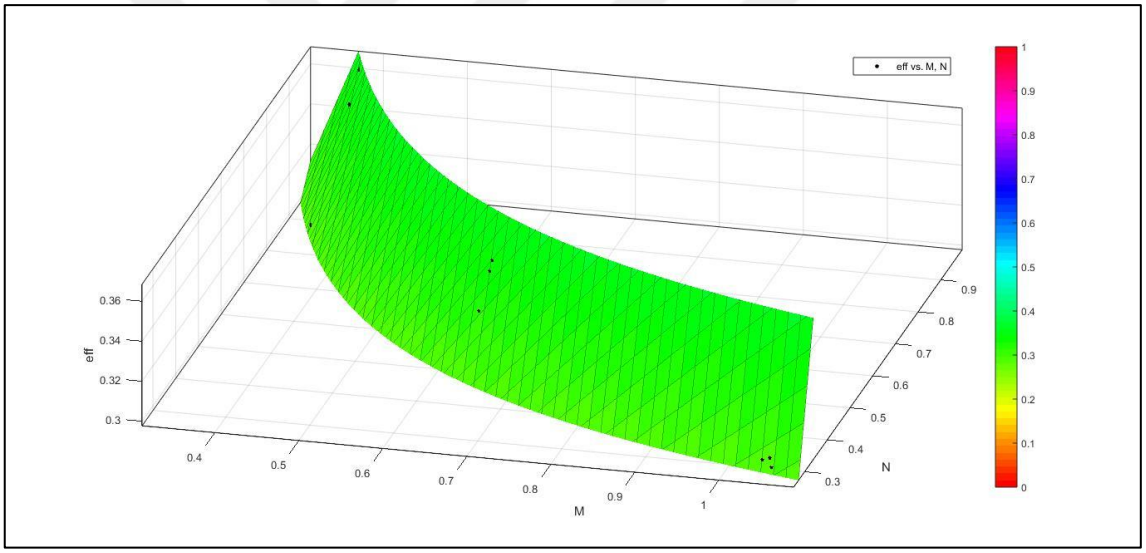
Şekil 5.25 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül Açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.26 Toplayıcı açısı α=4,29° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.27 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M ve N grafiği



Şekil 5.28 Toplayıcı açısı α=9,93° olan toplayıcı boru ile nozül açısı β=0°, 2,85° ve 5,71° nozüllerin M, N ve verim (eff) grafikleri

5.2.5 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=0 mm)

Toplayıcı boru açısı değişimi basınç kaybını düşürmek ve daha çok içeriye akış emebilme/sürükleyebilmek için yapılmıştır. Aynı zamanda toplayıcı çoğu kaynakta bağımsız olarak çalışılmıştır. Fakat nozül açısı ve dış etkenler ile performansa beraber

etki ederler. Bu nedenle bu bölümde toplayıcı boru açışı nozül açısıyla beraber araştırılmış ve sonuçlar ortaya konulmuştur.

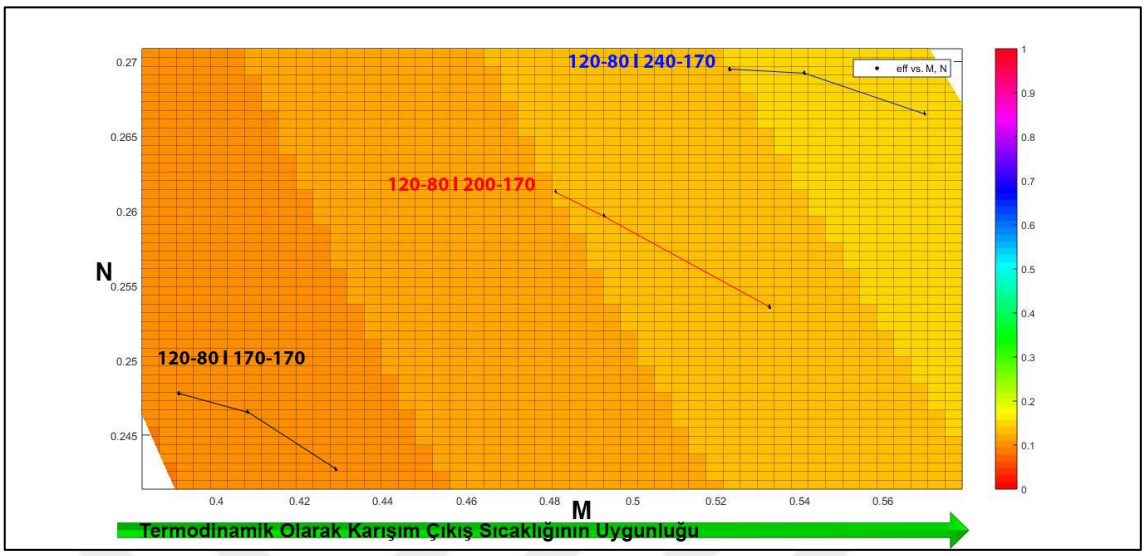
sp 0, 100, 200 ve 300 mm olmak üzere 4 bölümde incelenmiştir. Her bölümde 3 farklı debi ve farklı açılarla her bölümde 27 farklı çalışma yer almaktadır.

Çizelge 5.6 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

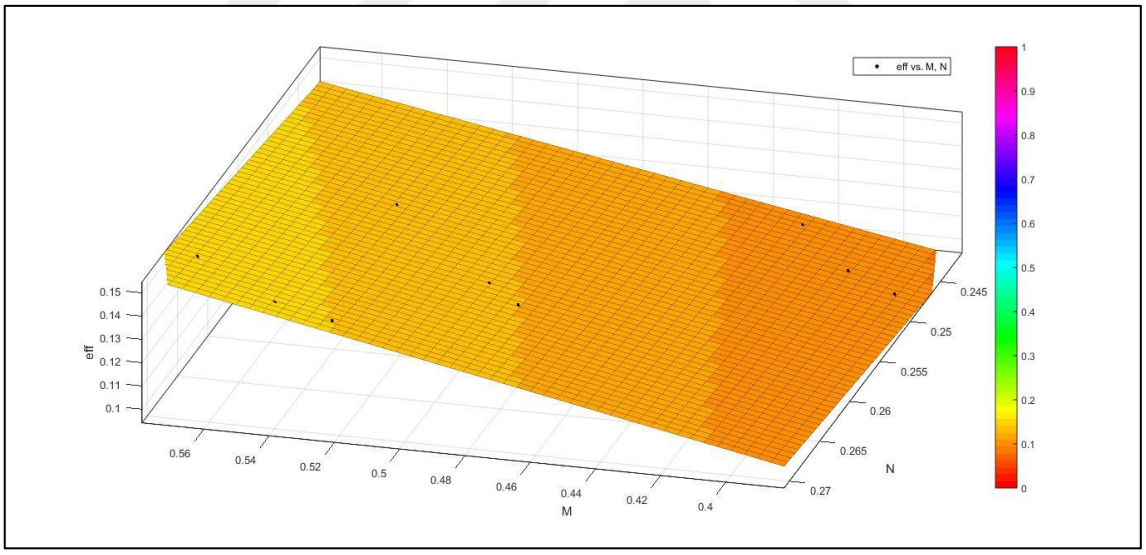
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	0	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	0	0,277	120	120	0	170	170	4,29	170	170	0,50
3	0	0,138	120	120	0	170	170	9,93	170	170	0,50
4	0	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	0	0,277	120	100	2,85	170	170	4,29	170	170	0,35
6	0	0,138	120	100	2,85	170	170	9,93	170	170	0,35
7	0	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	0	0,277	120	80	5,71	170	170	4,29	170	170	0,22
9	0	0,138	120	80	5,71	170	170	9,93	170	170	0,22
10	0	0,416	120	120	0	200	170	0	170	170	0,50
11	0	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	0	0,138	120	120	0	200	170	9,93	170	170	0,50
13	0	0,416	120	100	2,85	200	170	0	170	170	0,35
14	0	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	0	0,138	120	100	2,85	200	170	9,93	170	170	0,35
16	0	0,416	120	80	5,71	200	170	0	170	170	0,22
17	0	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	0	0,138	120	80	5,71	200	170	9,93	170	170	0,22
19	0	0,416	120	120	0	240	170	0	170	170	0,50
20	0	0,277	120	120	0	240	170	4,29	170	170	0,50
21	0	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	0	0,416	120	100	2,85	240	170	0	170	170	0,35
23	0	0,277	120	100	2,85	240	170	4,29	170	170	0,35
24	0	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	0	0,416	120	80	5,71	240	170	0	170	170	0,22
26	0	0,277	120	80	5,71	240	170	4,29	170	170	0,22
27	0	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22

Toplayıcı açısı artıkça M debi oranları ve sürüklenen ikincil hava artmaktadır. Aynı zamanda beklenen basınç kaybı düşmektedir ve N basınç oranları artmaktadır. M ve N artmasıyla, bu iki boyutsuz sayının çarpımı olan verimde artmaktadır.

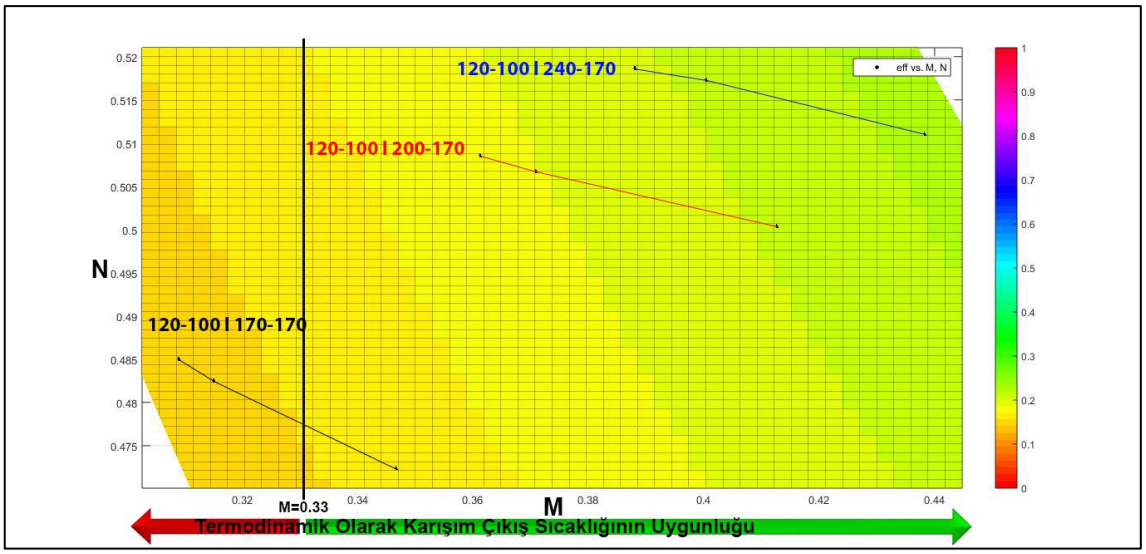
Bununla beraber nozül açısı artıkça yüksek debilerdeki M ve N'ler birbirine yaklaştığı görülmektedir.



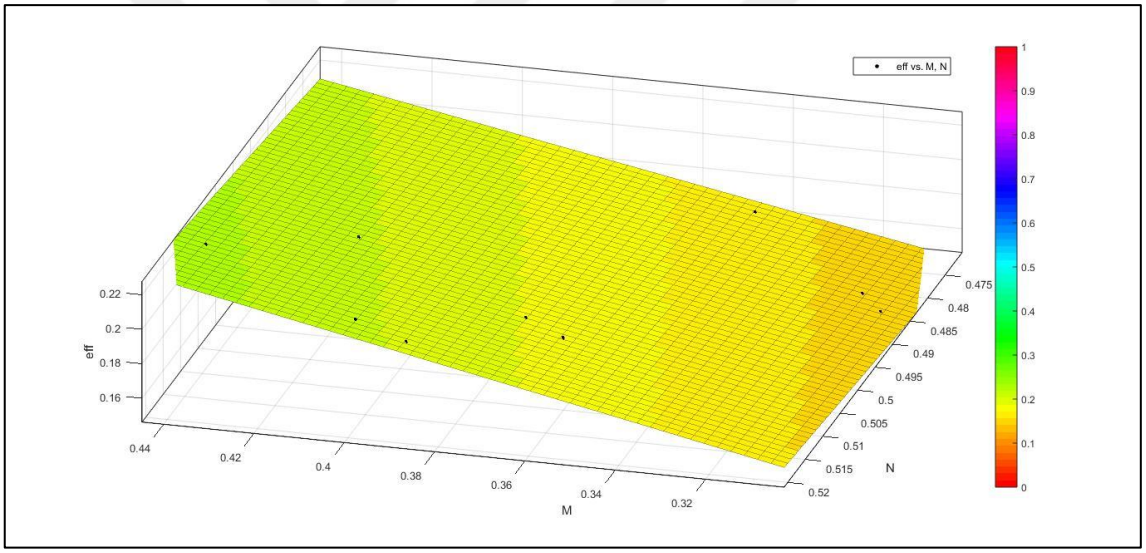
Şekil 5.29 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



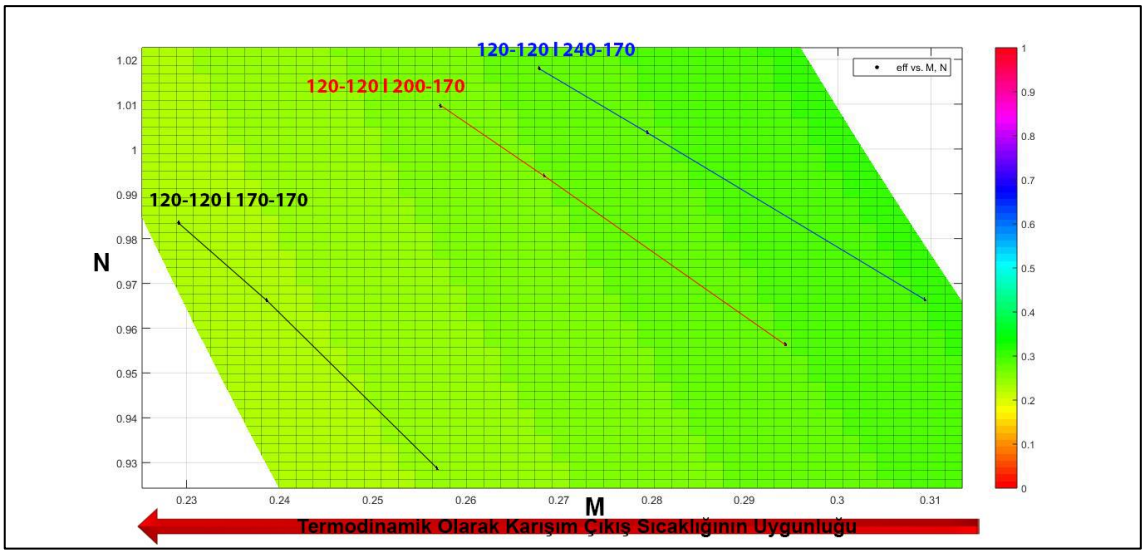
Şekil 5.30 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



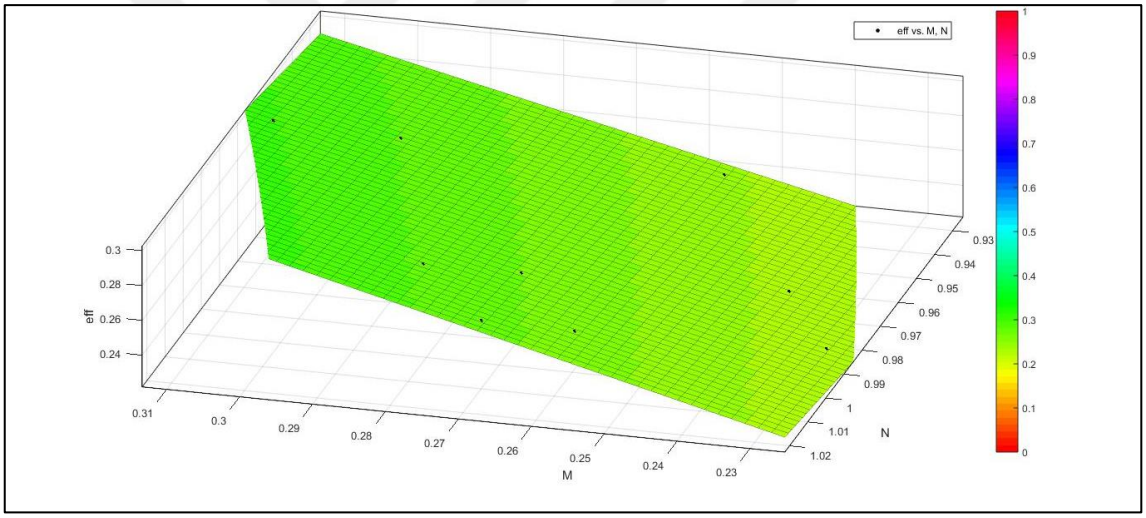
Şekil 5.31 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.32 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.33 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



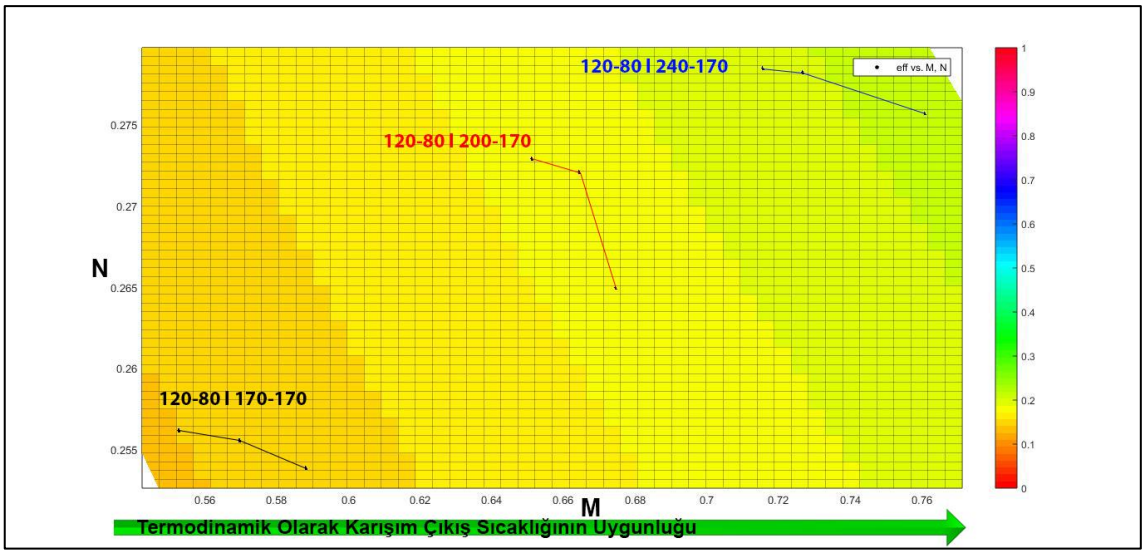
Şekil 5.34 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri

5.2.6 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=100 mm)

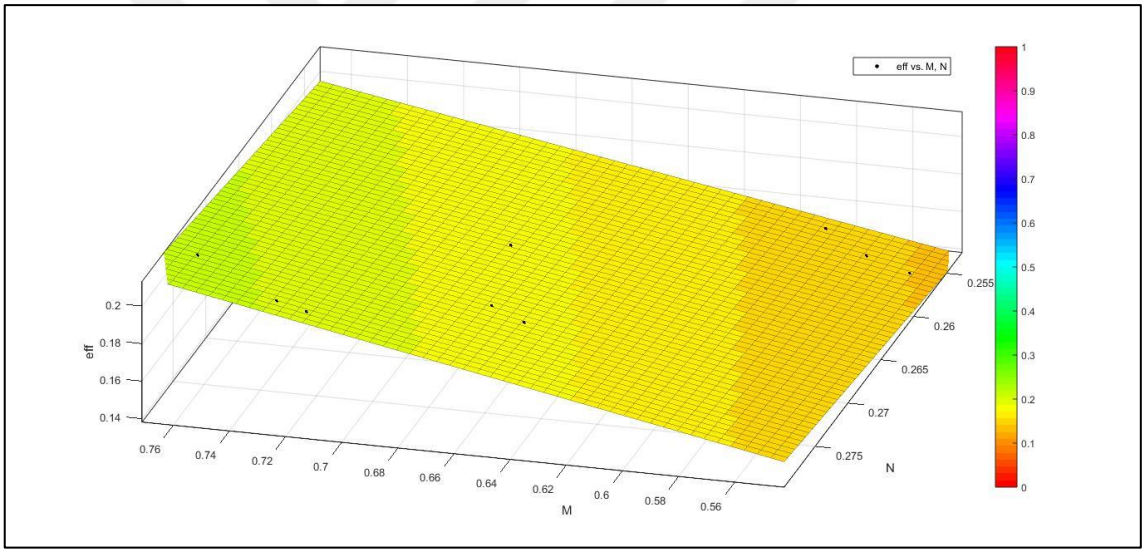
sp=0 mm'ye benzer davranışlar sergilemektedir. Buna ek olarak eğriler dikeyleşmeye başlamaktadır. Bunun sebebi yüksek debilerin daha performanslı olarak daha fazla ikincil debi sürüklemesidir.

Çizelge 5.7 Nozül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

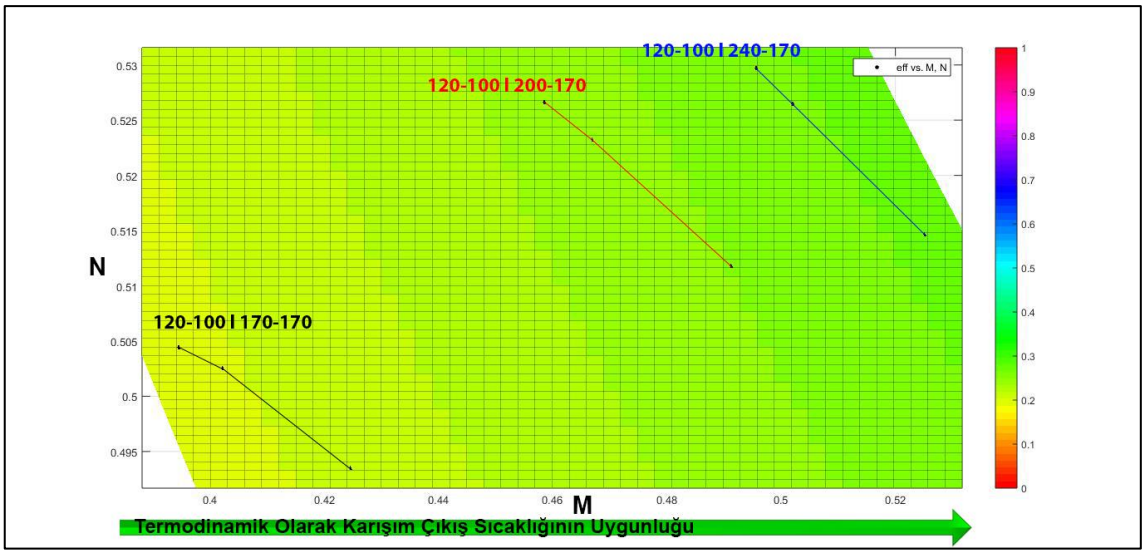
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	100	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	100	0,277	120	120	0	170	170	4,29	170	170	0,50
3	100	0,138	120	120	0	170	170	9,93	170	170	0,50
4	100	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	100	0,277	120	100	2,85	170	170	4,29	170	170	0,35
6	100	0,138	120	100	2,85	170	170	9,93	170	170	0,35
7	100	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	100	0,277	120	80	5,71	170	170	4,29	170	170	0,22
9	100	0,138	120	80	5,71	170	170	9,93	170	170	0,22
10	100	0,416	120	120	0	200	170	0	170	170	0,50
11	100	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	100	0,138	120	120	0	200	170	9,93	170	170	0,50
13	100	0,416	120	100	2,85	200	170	0	170	170	0,35
14	100	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	100	0,138	120	100	2,85	200	170	9,93	170	170	0,35
16	100	0,416	120	80	5,71	200	170	0	170	170	0,22
17	100	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	100	0,138	120	80	5,71	200	170	9,93	170	170	0,22
19	100	0,416	120	120	0	240	170	0	170	170	0,50
20	100	0,277	120	120	0	240	170	4,29	170	170	0,50
21	100	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	100	0,416	120	100	2,85	240	170	0	170	170	0,35
23	100	0,277	120	100	2,85	240	170	4,29	170	170	0,35
24	100	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	100	0,416	120	80	5,71	240	170	0	170	170	0,22
26	100	0,277	120	80	5,71	240	170	4,29	170	170	0,22
27	100	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



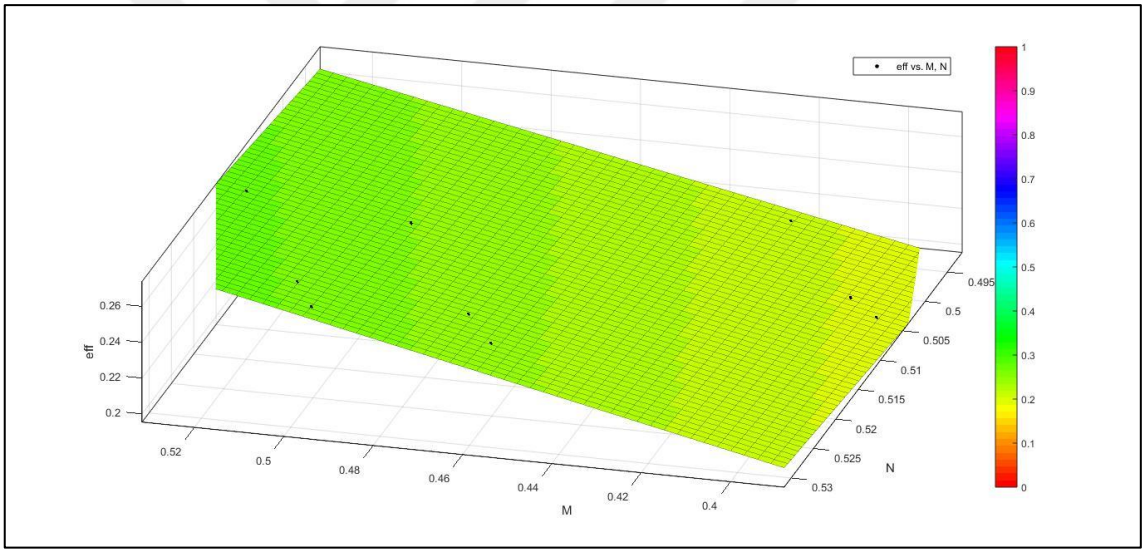
Şekil 5.35 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



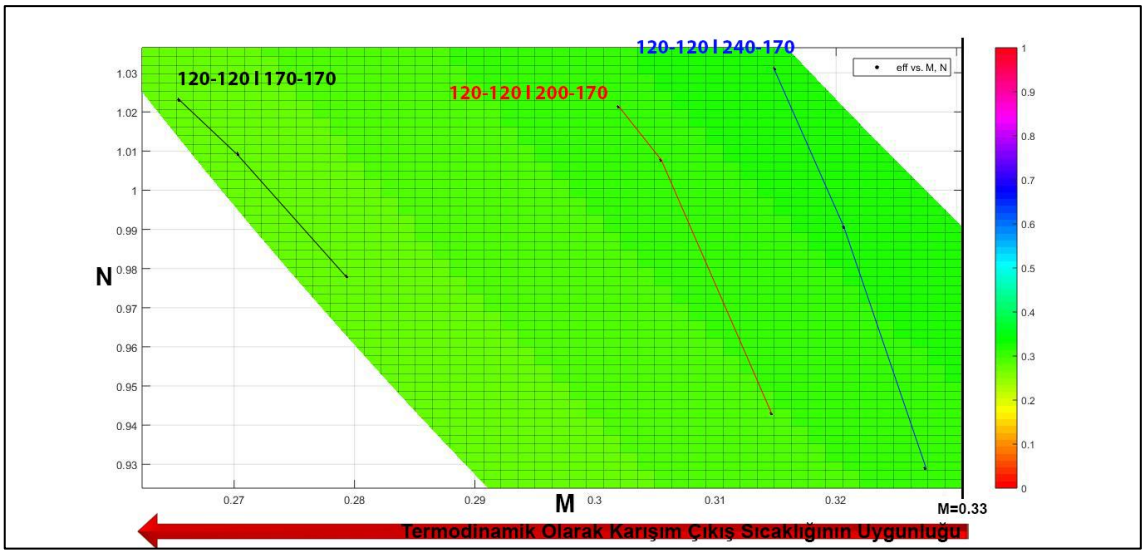
Şekil 5.36 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



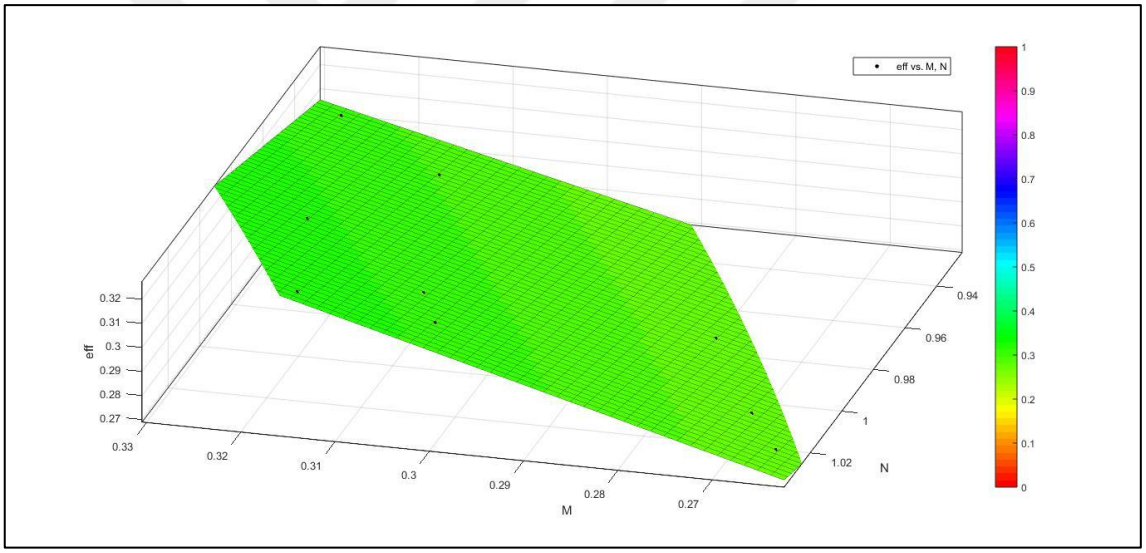
Şekil 5.37 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.38 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.39 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



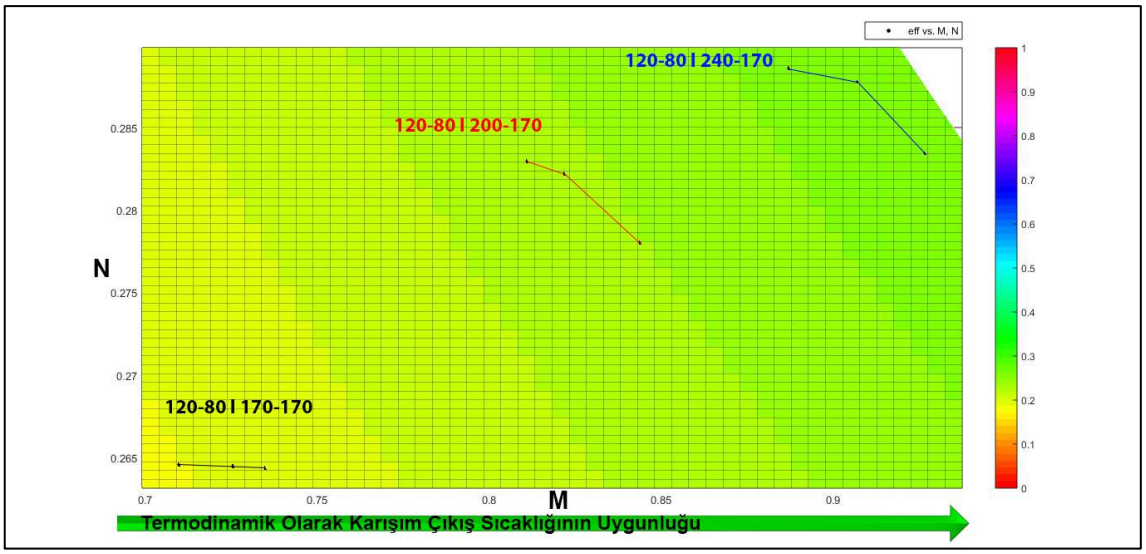
Şekil 5.40 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri

5.2.7 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=200 mm)

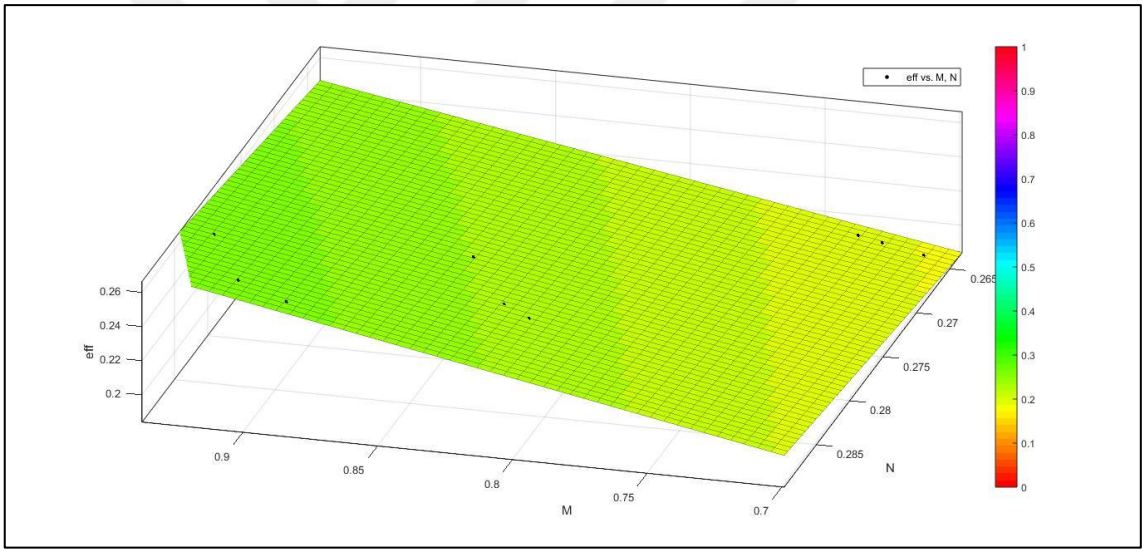
sp=0 ve sp=100 mm'ye benzer davranışlar sergilemektedir. Buna ek olarak eğriler dikeyleşmeye başlamaktadır. Bunun sebebi yüksek debilerin daha performanslı olarak daha fazla ikincil debi sürüklemesidir.

Çizelge 5.8 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

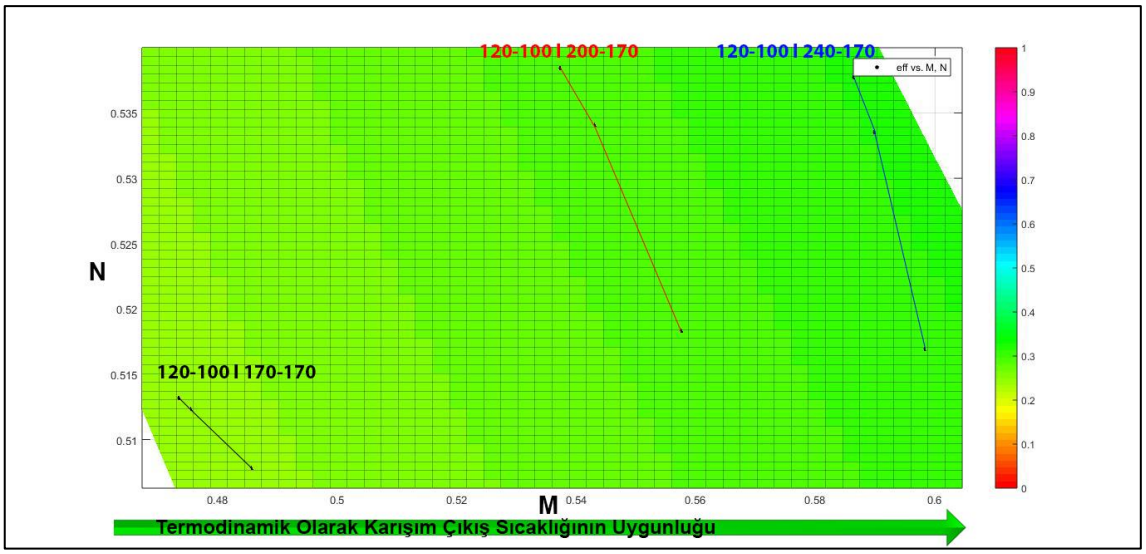
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	200	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	200	0,277	120	120	0	170	170	4,29	170	170	0,50
3	200	0,138	120	120	0	170	170	9,93	170	170	0,50
4	200	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	200	0,277	120	100	2,85	170	170	4,29	170	170	0,35
6	200	0,138	120	100	2,85	170	170	9,93	170	170	0,35
7	200	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	200	0,277	120	80	5,71	170	170	4,29	170	170	0,22
9	200	0,138	120	80	5,71	170	170	9,93	170	170	0,22
10	200	0,416	120	120	0	200	170	0	170	170	0,50
11	200	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	200	0,138	120	120	0	200	170	9,93	170	170	0,50
13	200	0,416	120	100	2,85	200	170	0	170	170	0,35
14	200	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	200	0,138	120	100	2,85	200	170	9,93	170	170	0,35
16	200	0,416	120	80	5,71	200	170	0	170	170	0,22
17	200	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	200	0,138	120	80	5,71	200	170	9,93	170	170	0,22
19	200	0,416	120	120	0	240	170	0	170	170	0,50
20	200	0,277	120	120	0	240	170	4,29	170	170	0,50
21	200	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	200	0,416	120	100	2,85	240	170	0	170	170	0,35
23	200	0,277	120	100	2,85	240	170	4,29	170	170	0,35
24	200	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	200	0,416	120	80	5,71	240	170	0	170	170	0,22
26	200	0,277	120	80	5,71	240	170	4,29	170	170	0,22
27	200	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



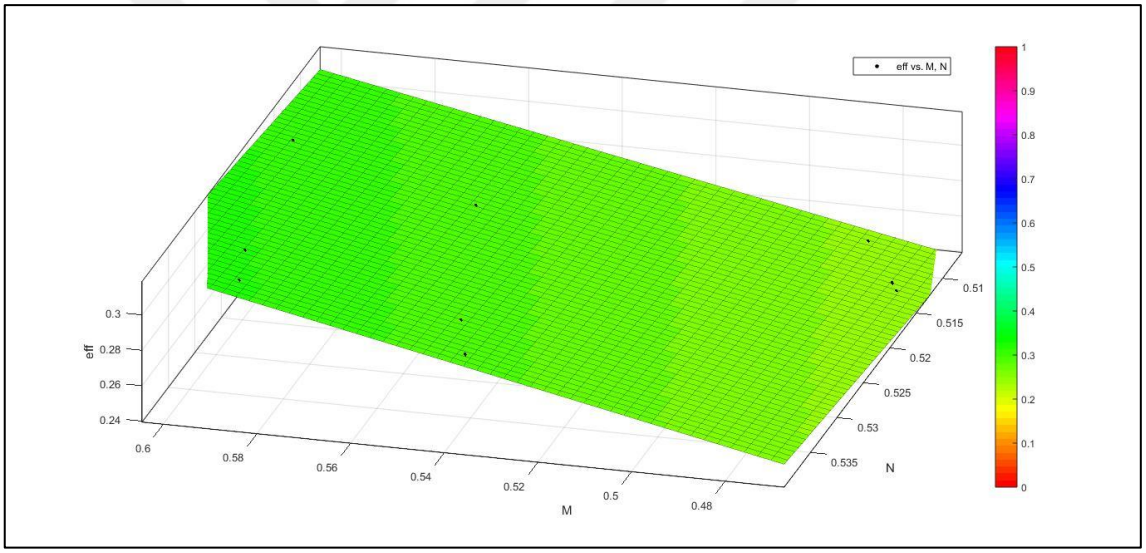
Şekil 5.41 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



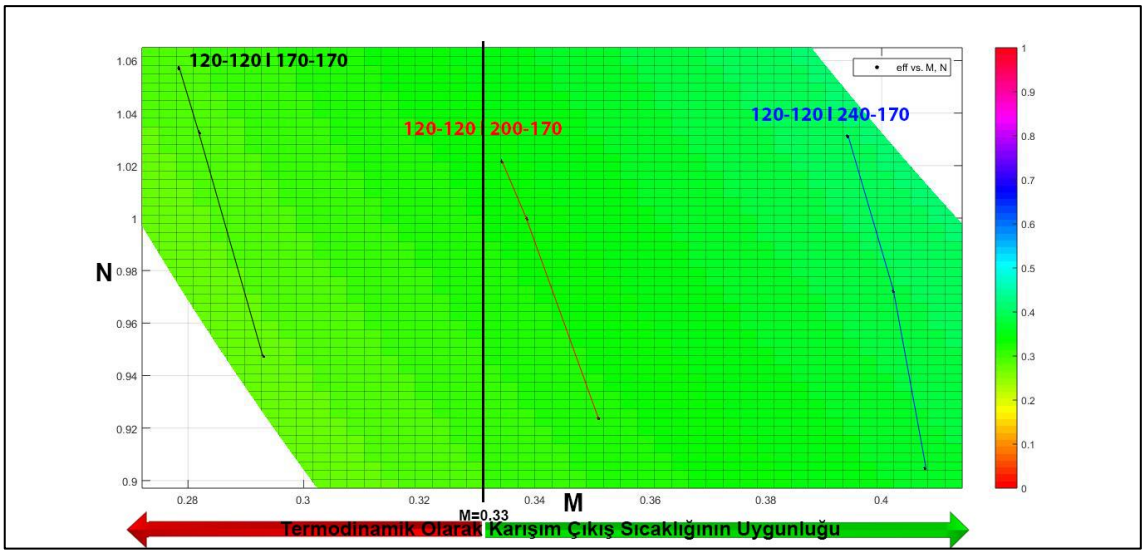
Şekil 5.42 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



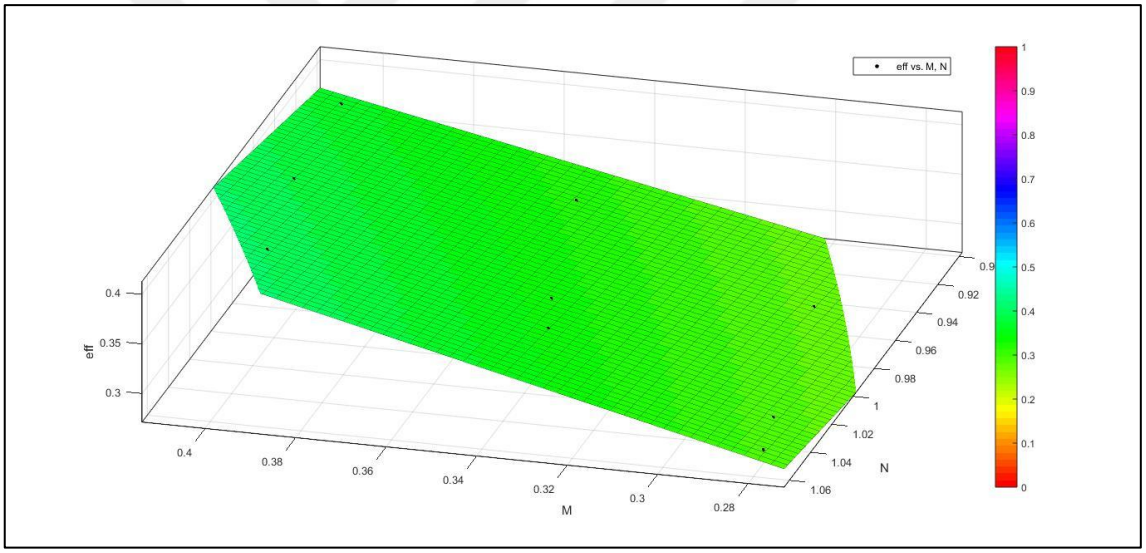
Şekil 5.43 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.44 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.45 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.46 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri

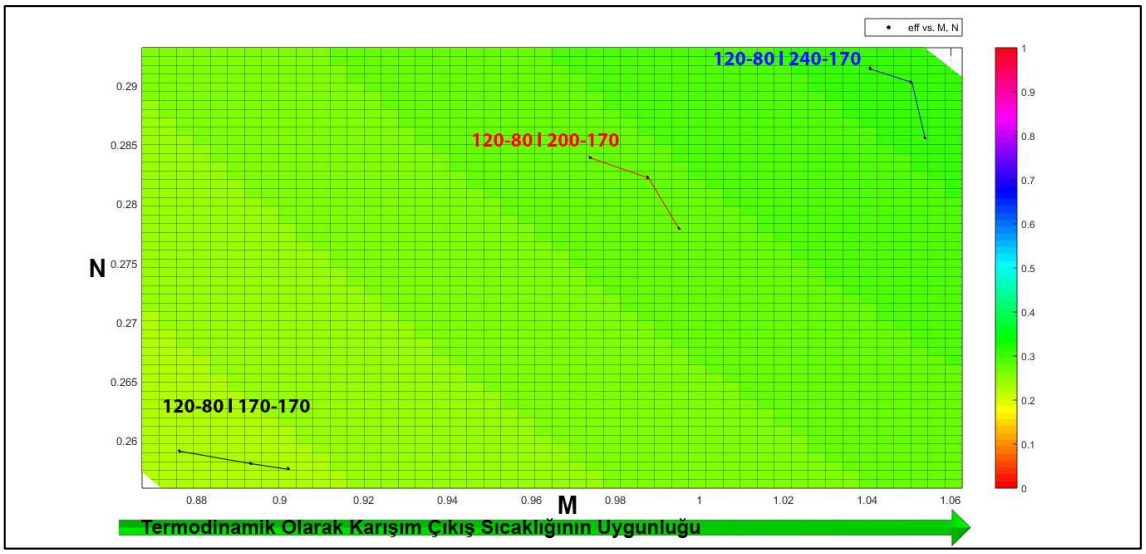
5.2.8 Toplayıcı Boru Açısı (α=0°, 4,29° ve 9,93°) ve Nozül Çıkış-Karışım Borusu Giriş Mesafesi (sp=300 mm)

sp=0, sp=100 ve sp=200 mm'ye benzer davranışlar sergilemektedir. Buna ek olarak eğriler dik noktaları geçmektedir. Burada eğriler diğer yöne sağ yöne doğru eğilmeye başlamışlardır Yani yüksek debiler sp=0, sp=100 ve sp=200 mm'ye göre daha fazla hava sürüklemekte ve M oranları artmaktadır. Burada aynı geometri içerisinde M debi

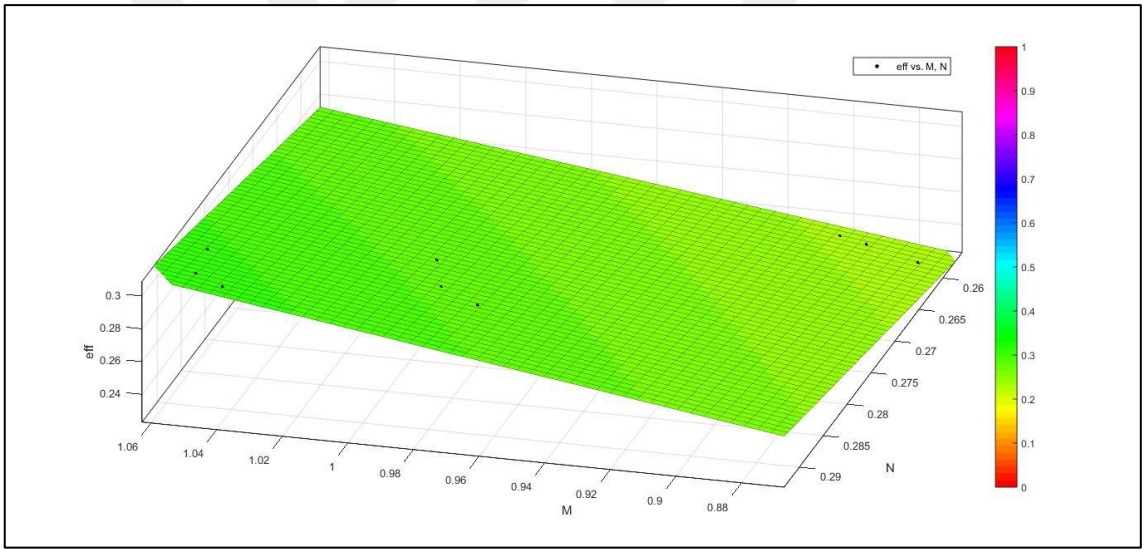
oranları düşük debileri geçmektedir Bunun sebebi birincil akışkanın herhangi bir dirençle karşılaşmaması 100 mm gibi mesafe boyunca nozül ve toplayıcı boru arasında sürtünmesiz ortamda yol almaktadır. Bundan dolayı yüksek miktarda ikincil akışkan sürükleyebilmekte hatta M oranı düşük debilerin oranını aşmaktadır.

Çizelge 5.9 Nözül açılarının incelenmesi için 27 farklı çalışma

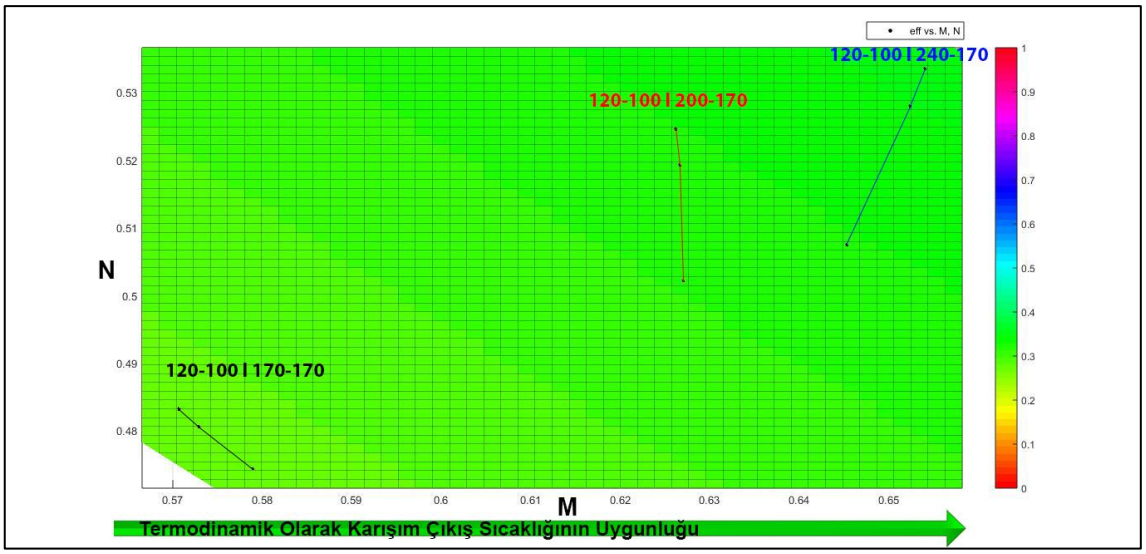
No	sp (m)	Birincil Debi (kg/s)	Nozül (mm)		Nozül Açısı (°)	Toplayıcı Boru (mm)		Toplayıcı Boru Açısı (°)	Karışım Boru (mm)		R
			Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı		Giriş Çapı	Çıkış Çapı	
1	300	0,416	120	120	0	170	170	0	170	170	0,50
2	300	0,277	120	120	0	170	170	4,29	170	170	0,50
3	300	0,138	120	120	0	170	170	9,93	170	170	0,50
4	300	0,416	120	100	2,85	170	170	0	170	170	0,35
5	300	0,277	120	100	2,85	170	170	4,29	170	170	0,35
6	300	0,138	120	100	2,85	170	170	9,93	170	170	0,35
7	300	0,416	120	80	5,71	170	170	0	170	170	0,22
8	300	0,277	120	80	5,71	170	170	4,29	170	170	0,22
9	300	0,138	120	80	5,71	170	170	9,93	170	170	0,22
10	300	0,416	120	120	0	200	170	0	170	170	0,50
11	300	0,277	120	120	0	200	170	4,29	170	170	0,50
12	300	0,138	120	120	0	200	170	9,93	170	170	0,50
13	300	0,416	120	100	2,85	200	170	0	170	170	0,35
14	300	0,277	120	100	2,85	200	170	4,29	170	170	0,35
15	300	0,138	120	100	2,85	200	170	9,93	170	170	0,35
16	300	0,416	120	80	5,71	200	170	0	170	170	0,22
17	300	0,277	120	80	5,71	200	170	4,29	170	170	0,22
18	300	0,138	120	80	5,71	200	170	9,93	170	170	0,22
19	300	0,416	120	120	0	240	170	0	170	170	0,50
20	300	0,277	120	120	0	240	170	4,29	170	170	0,50
21	300	0,138	120	120	0	240	170	9,93	170	170	0,50
22	300	0,416	120	100	2,85	240	170	0	170	170	0,35
23	300	0,277	120	100	2,85	240	170	4,29	170	170	0,35
24	300	0,138	120	100	2,85	240	170	9,93	170	170	0,35
25	300	0,416	120	80	5,71	240	170	0	170	170	0,22
26	300	0,277	120	80	5,71	240	170	4,29	170	170	0,22
27	300	0,138	120	80	5,71	240	170	9,93	170	170	0,22



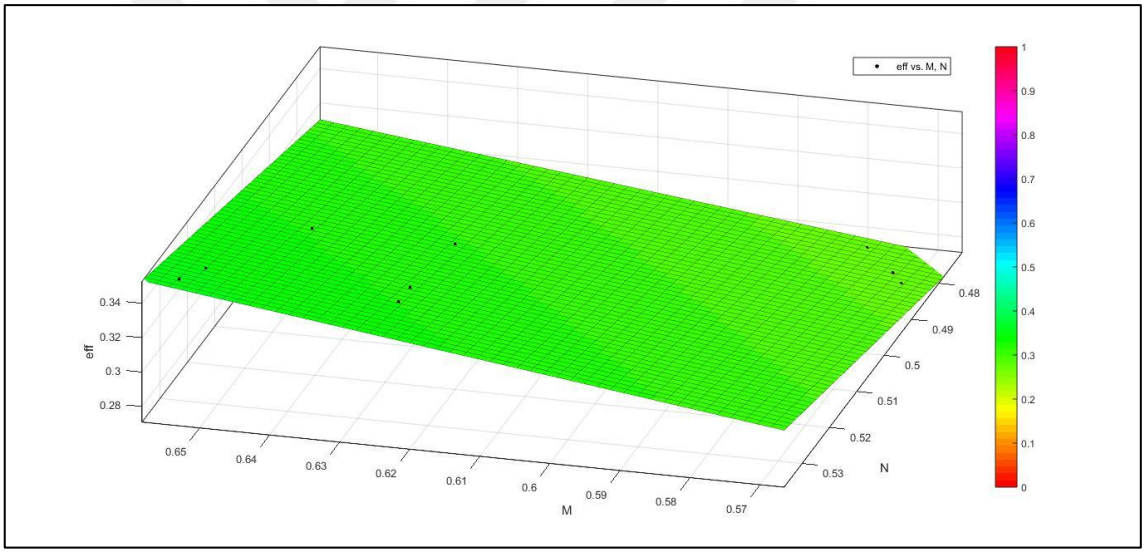
Şekil 5.47 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



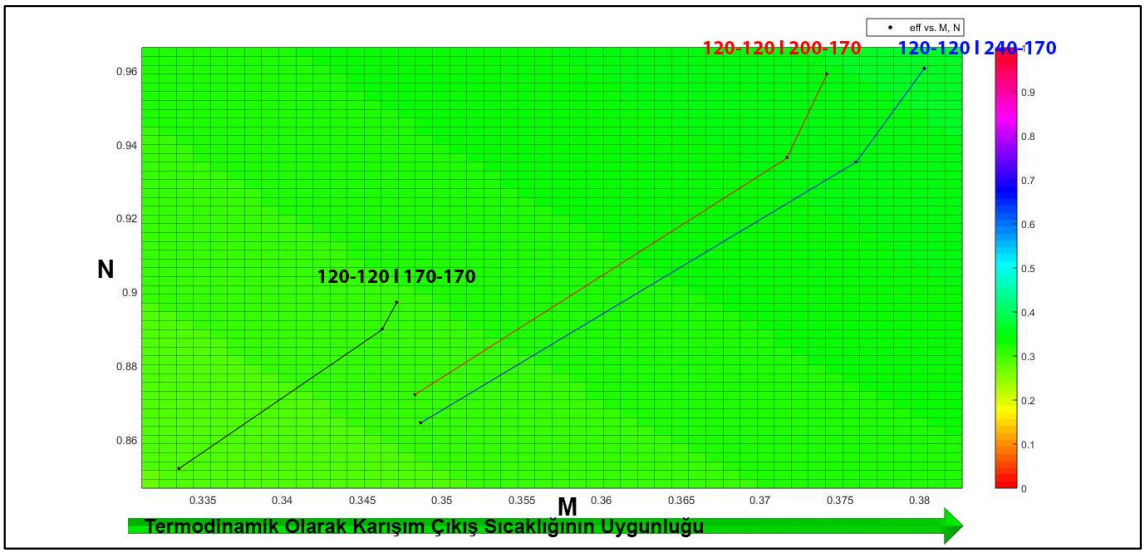
Şekil 5.48 Nozül açısı β=5,71° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



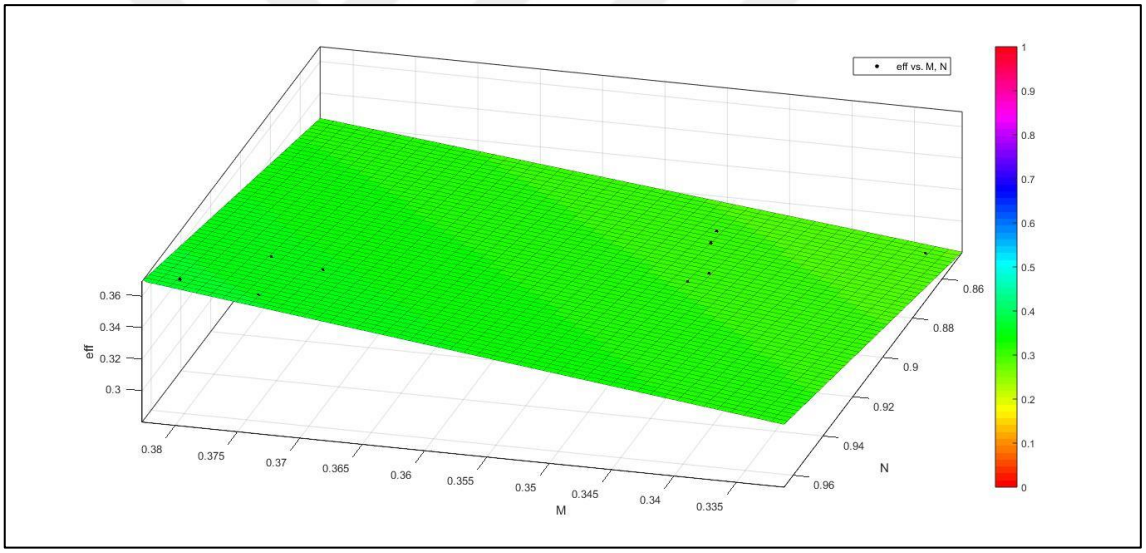
Şekil 5.49 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.50 Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri



Şekil 5.51 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M ve N grafiği



Şekil 5.52 Nozül açısı β=0° olan nozül ile toplayıcı açısı α=0°, 4,29° ve 9,93° olan toplayıcı borularının M, N ve verim (eff) grafikleri

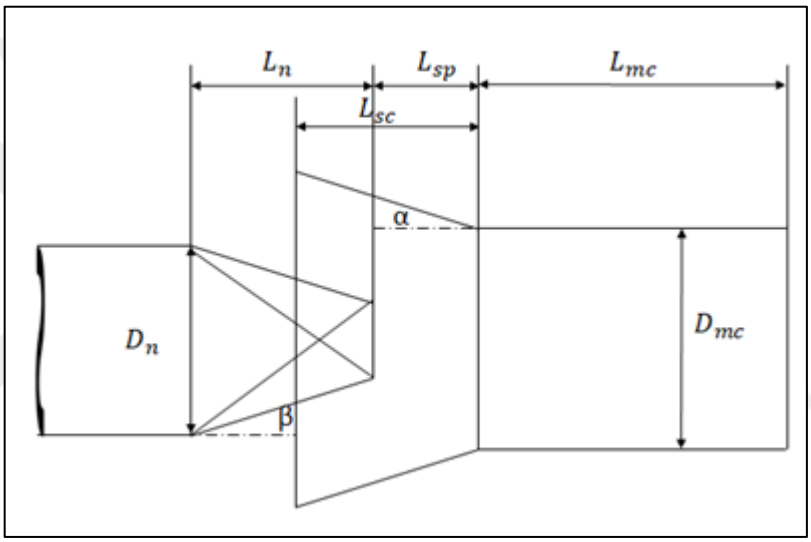
5.3 Türbülatör Etkisinin İncelenmesi

Buraya kadar aranan M, basınç kısıtları ve hacim kısıtları sağlanmıştır. Fakat egzoz gazı ile emilen hava karışımı karışım borusu sonuna kadar tamamen karışma sağlanmadığı için bölgesel olarak 385°C ve üzeri sıcaklıklar karışım borusu çıkış kesitinde görülmektedir.

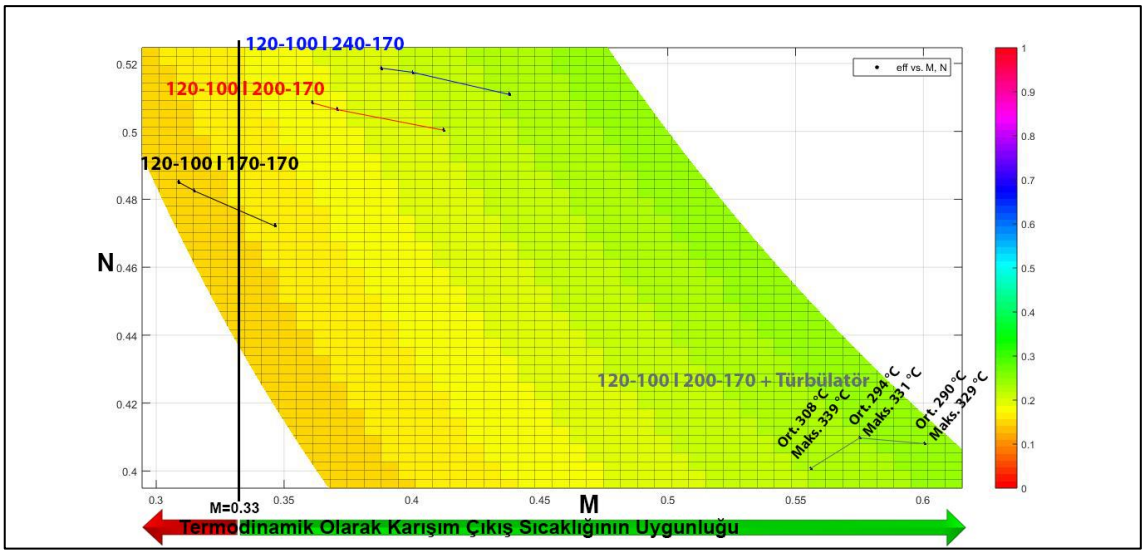
Termodinamik olarak hesaplandığında, debi oranı M=0,33 ve üzeri debiler sağlandığında süreç sonucunda karışım sıcaklığı 385°C altına inmektedir. Fakat gerçek bir sistemde bu mümkün olmamaktadır. Bu nedenle türbülatör çalışmaları yapılmıştır.

Nozül içerisinde, toplayıcı boru ve/veya karışım borusu içerisinde türbülatörler çalışılmıştır. Basınç kaybı, karışım oranı ve birincil akışın atmosfere kaçışı önemli faktörler olarak görülmüştür. En düşük basınç kaybı ve en yüksek karışım nozül içi 50° türbülatörde görülmüştür.

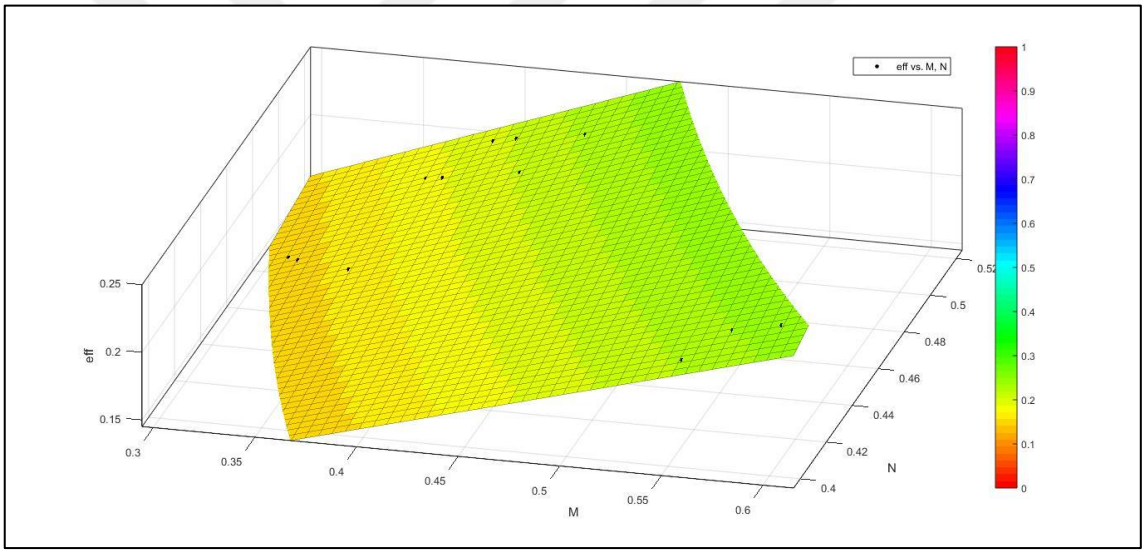
Bu 50°'lik türbülatörde en büyük etki akışın ikiye bölerek boru içerisinde çevirmeye yardımcı olmasıdır. Şekil 5.63'de akış ayrımı ve dönüş etkisi görülmektedir.



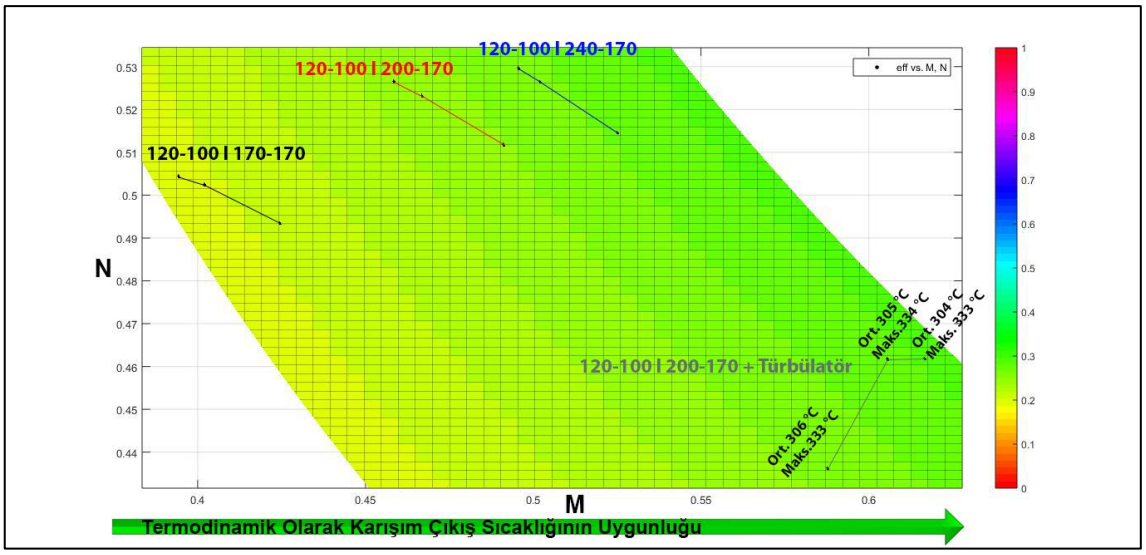
Şekil 5.53 Nozül içerisinde türbülatör yerleşimi



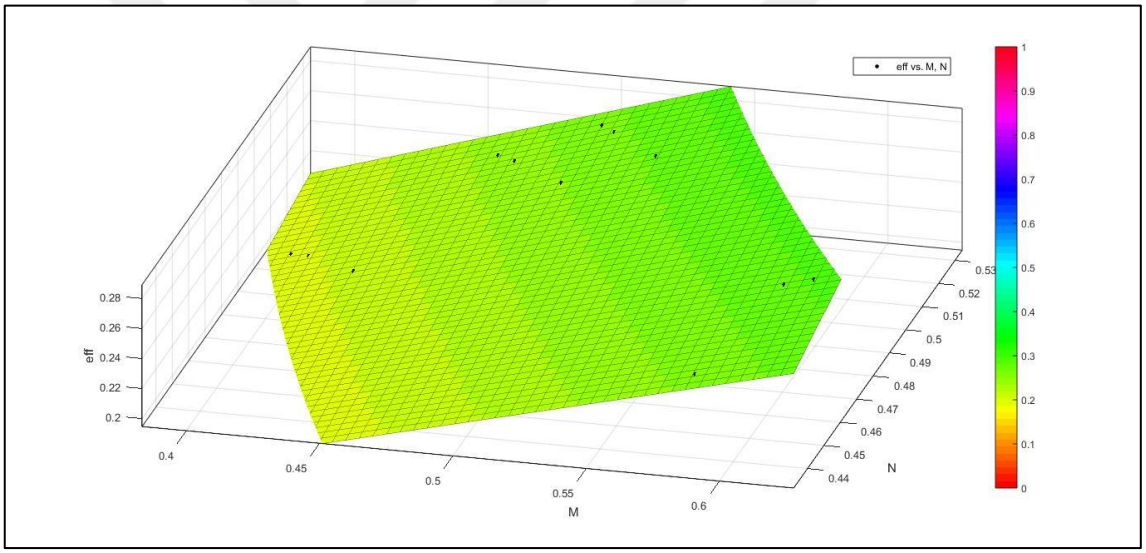
Şekil 5.54 sp=0'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği



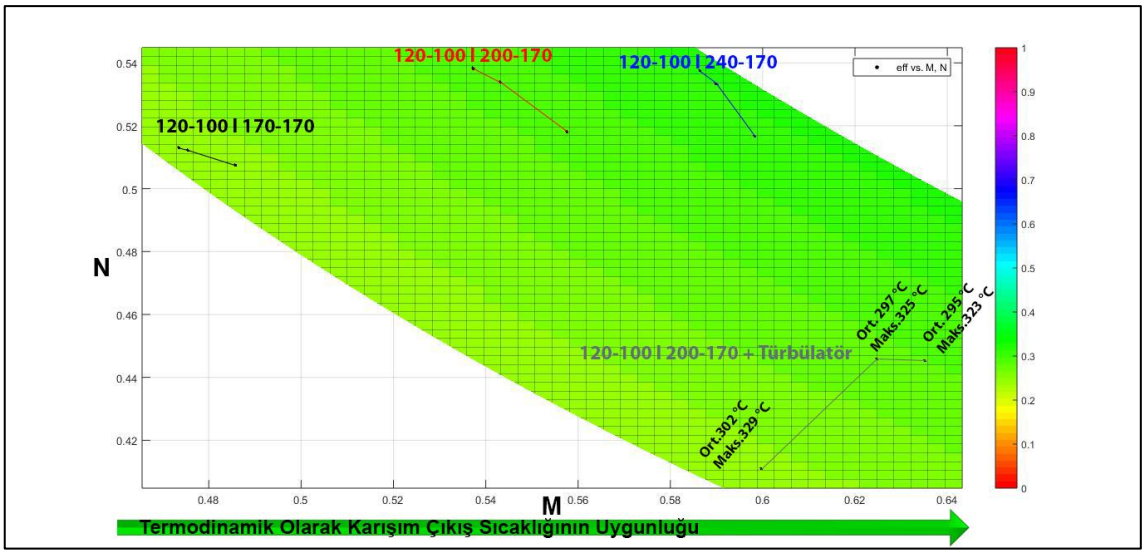
Şekil 5.55 sp=0'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği



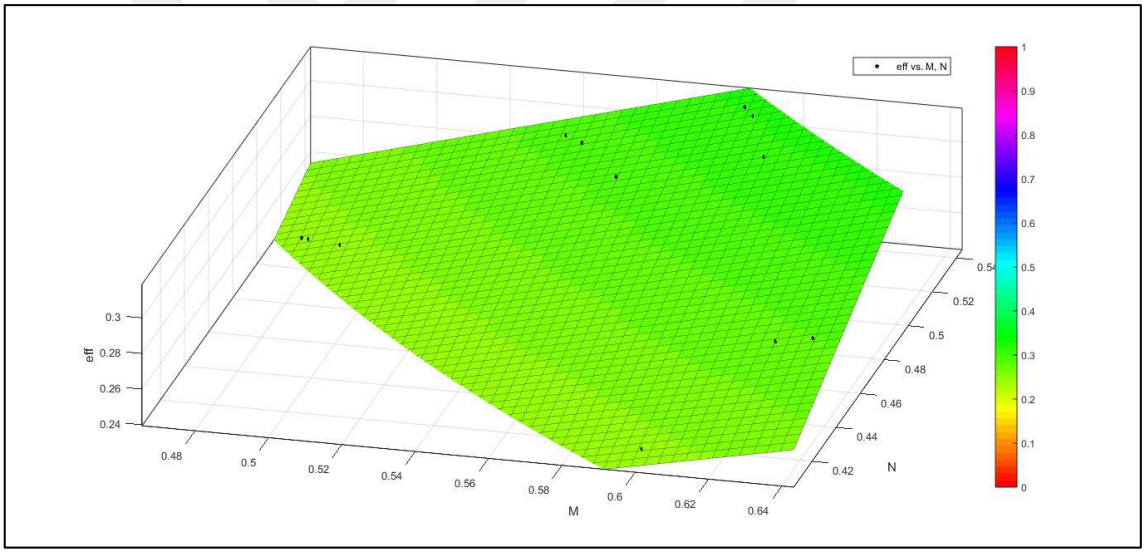
Şekil 5.56 sp=100'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği



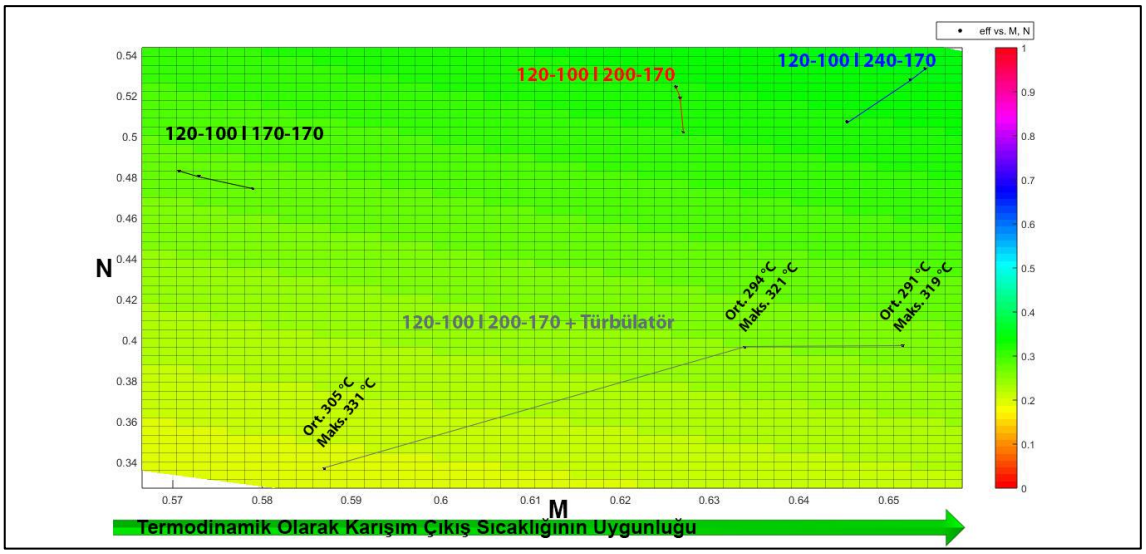
Şekil 5.57 sp=100'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği



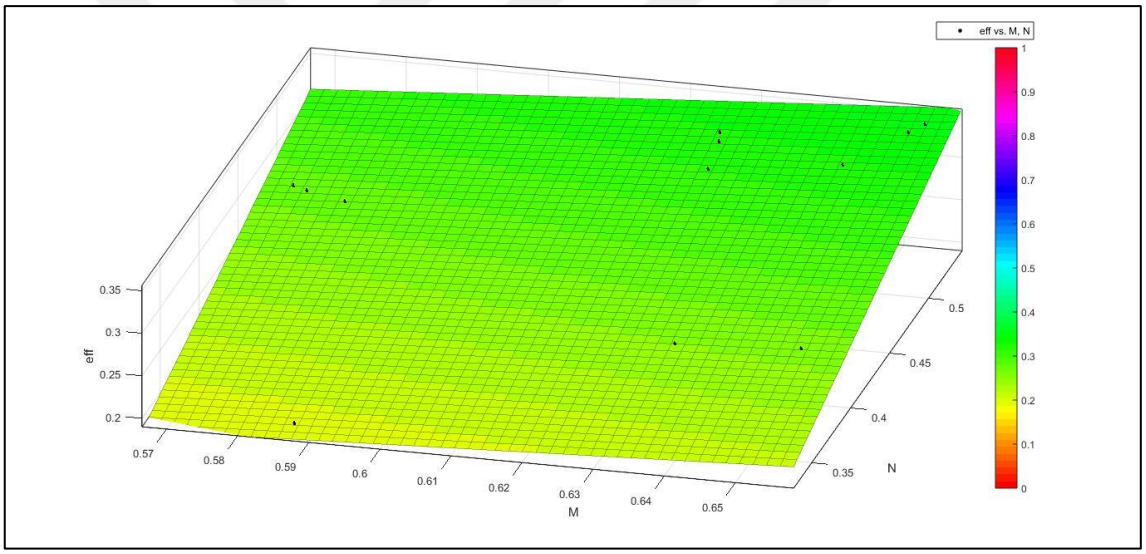
Şekil 5.58 sp=200'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği



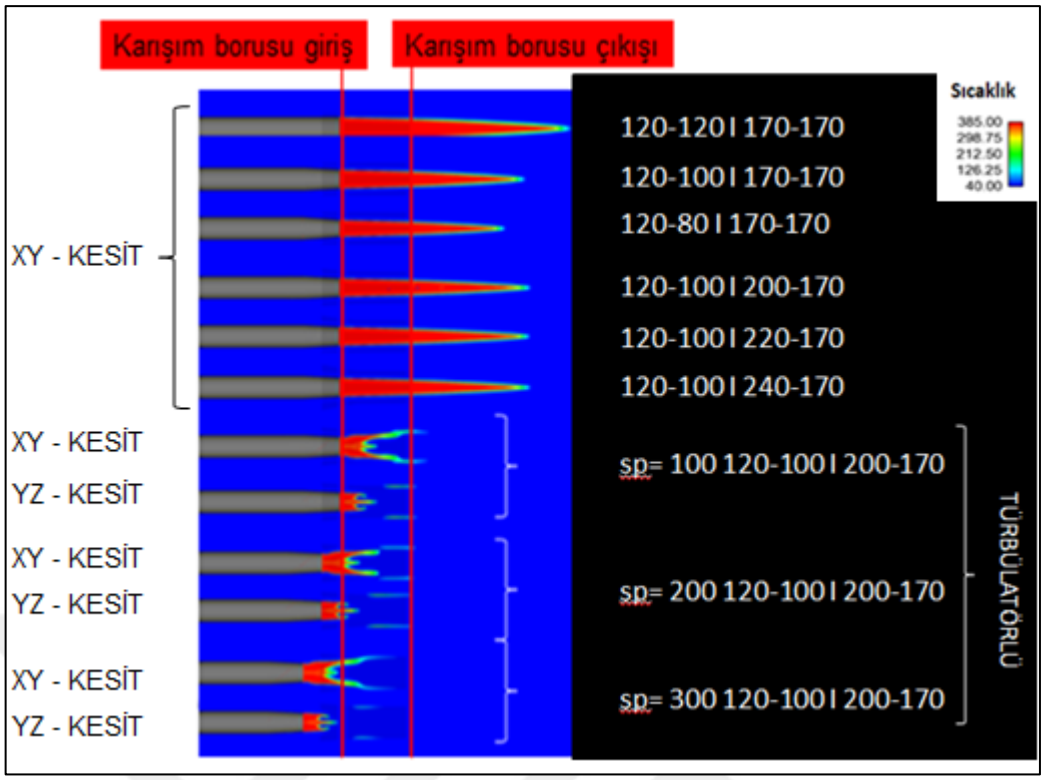
Şekil 5.59 sp=200'da Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği



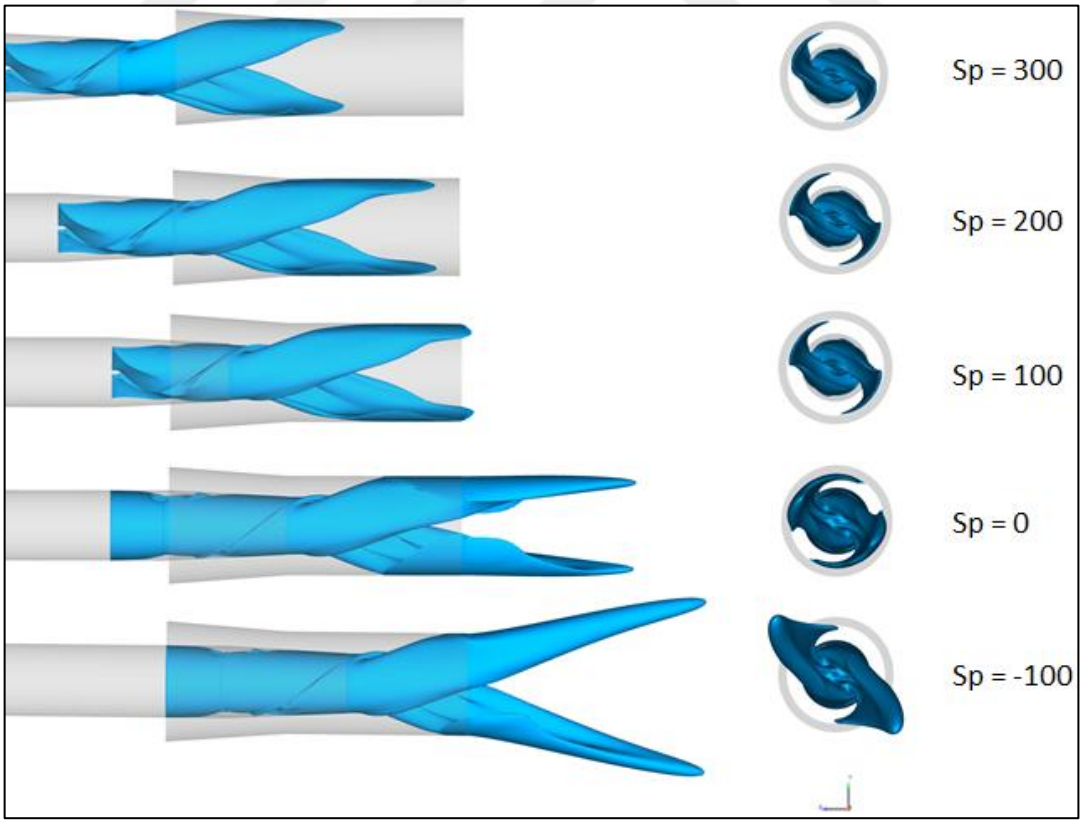
Şekil 5.60 sp=300'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M ve N grafiği



Şekil 5.61 sp=300'de Nozül açısı β=2,85° olan nozül ile farklı toplayıcı boru açılar ve türbülatörlü boruların M, N ve verim grafiği



Şekil 5.62 XY ve YZ kesit sıcaklık kontürleri (Sıcaklık Skala 40°-385°)



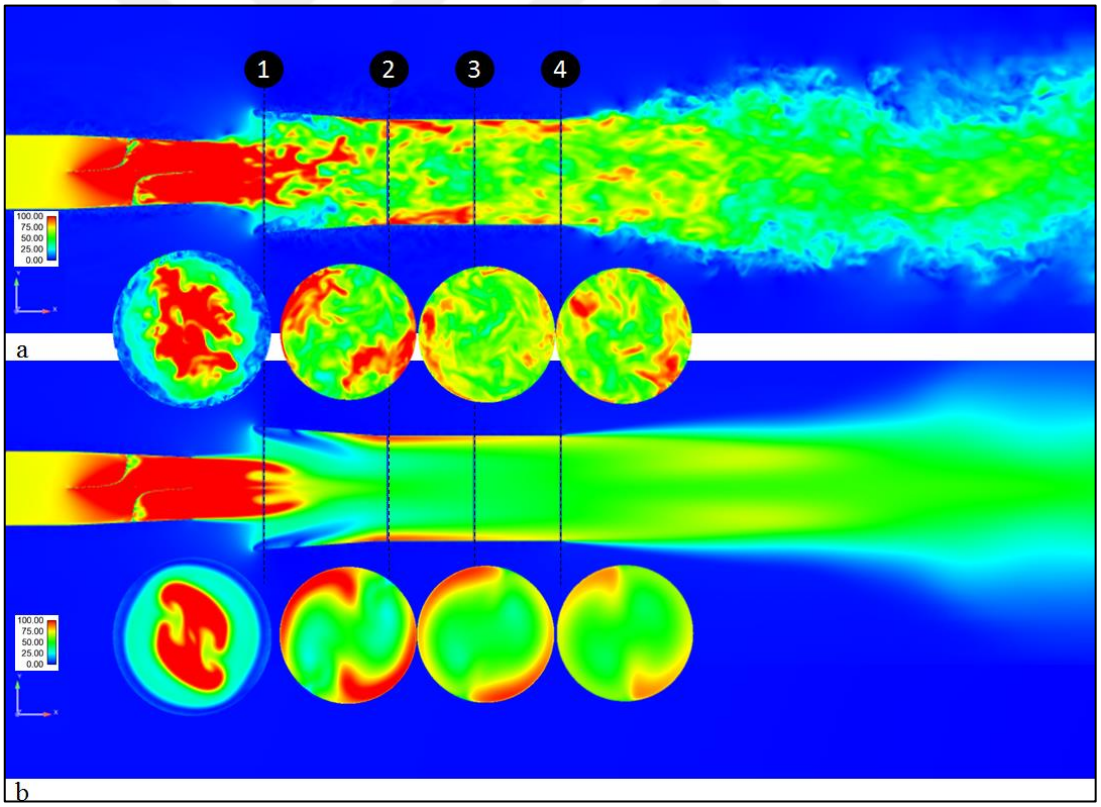
Şekil 5.63 Türbülatör etkisinin farklı sp'lerdeki etkisi, 100 m/s ve üzeri bölge mavi görsel

5.4 LES ve RANS Realizable $k-\varepsilon$ model

Burada yapılan 280'in üzerinde HAD çalışması ile hem LES hem de RANS Realizable $k-\varepsilon$ model çözümlenmiştir. Her iki çözüm için kendine özgü y+'lar ve meshler (ağlar) hesaplanmış buna göre hacim ağ yapısı oluşturulmuştur.

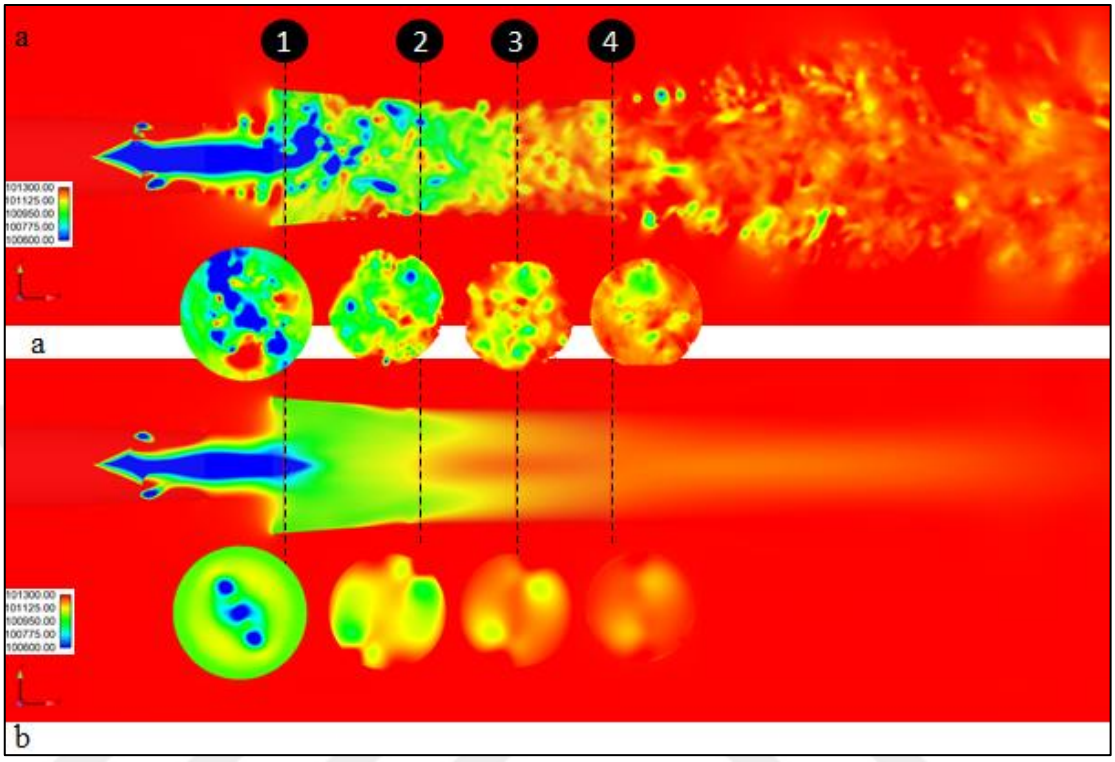
Şekil 5.64'te sp=300 mm nozül açısı β=2,85° ve toplayıcı açısı α= 4,29° olan jet pompası sisteminin LES ve RANS Realizable $k-\varepsilon$ model çözümleri görülmektedir. 0-100 m/s skalasında görülmektedir. Akışın türbülatör yardımıyla döndürülerek akışın karışması çok iyi şekilde görülmektedir.

Şekil 5.65'te jet pompasının çalışması için önemli faktör olan statik basınç kontürleri görülmektedir. Akışın hızlandığı bölgelerde statik basınç düşüşü görülmektedir. Statik basınç düşüşü atmosfer havasının basıncının yüksek olması, atmosfer den boru içerisine akışın gerçekleşmesini sağlamıştır.

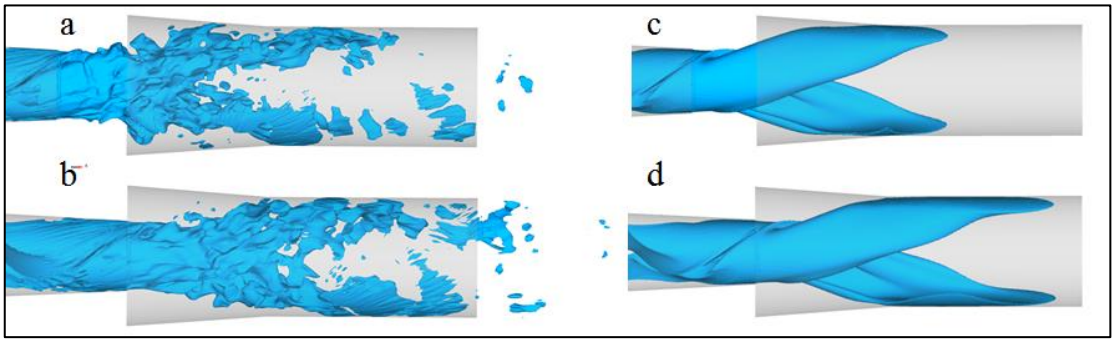


Şekil 5.64 Türbülatör etkisinin incelmesi hız kontürleri (a) LES ve (b) RANS Realizable $k-\varepsilon$ model (Hız skala 0-100 m/s)

Şekil 5.66'da sp=300 ve 200 mm için LES ve RANS Realizable $k-\varepsilon$ model iso-hacimleri çizilmiştir. Hız 100 m/s üzerindeki hacim mavi bölgedir. Burada LES'in akışı nasıl modellediği akışın ayrılması net şekilde görülmektedir.



Şekil 5.65 Statik basıncın incelmesi basınç kontürleri (a) LES ve (b) RANS Realizable $k-\varepsilon$ model

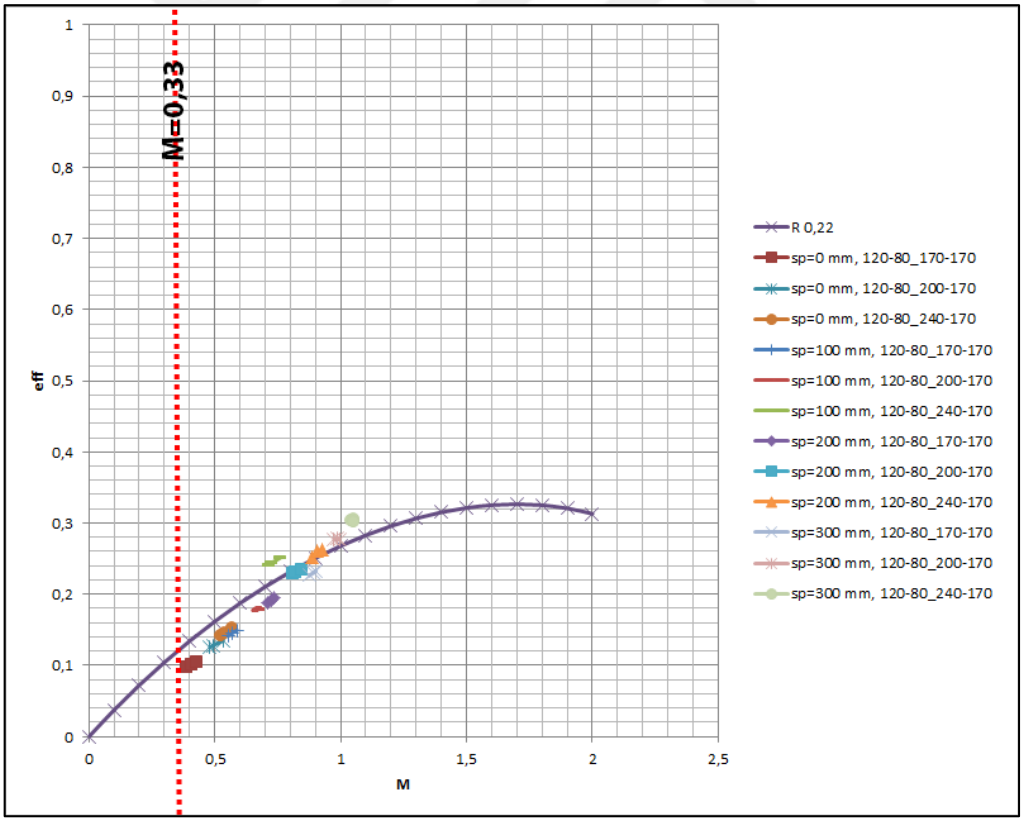


Şekil 5.66 Hız hacminin incelmesi (a) LES ve (b) RANS Realizable $k-\varepsilon$ model, (a,c'de sp=300 mm ve b,d'de sp=200 mm)

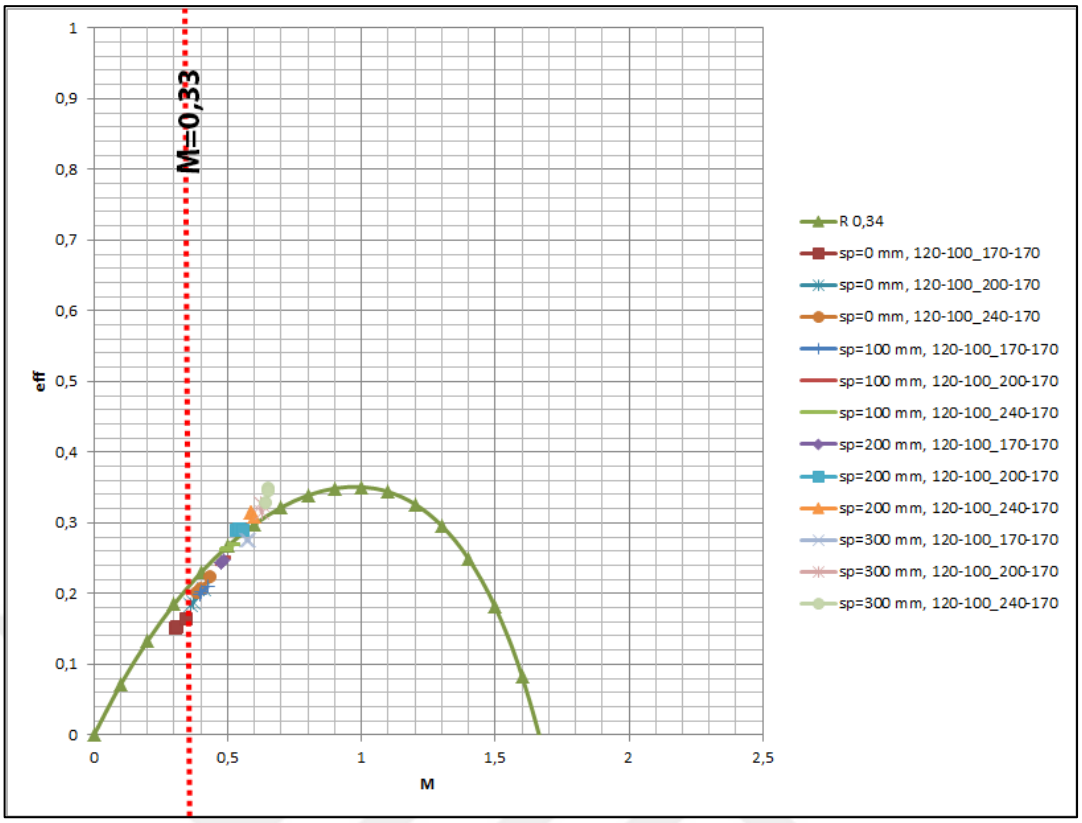
5.5 HAD Sonuçlarının Literatürdeki Ampirik Çalışmalar ile Karşılaştırılması

Analitik çalışma kısmında verilen formül ve [1]'de sunulan deneysel çalışmalar ile çıkarılmış sürtünme katsayıları kullanılarak nozül çıkış kesitinin karışım borusu giriş kesitine oranı olan R'ler ile HAD sonuçlarındaki farklı sp'lerdeki R'lerin grafikleri çizilmiştir.

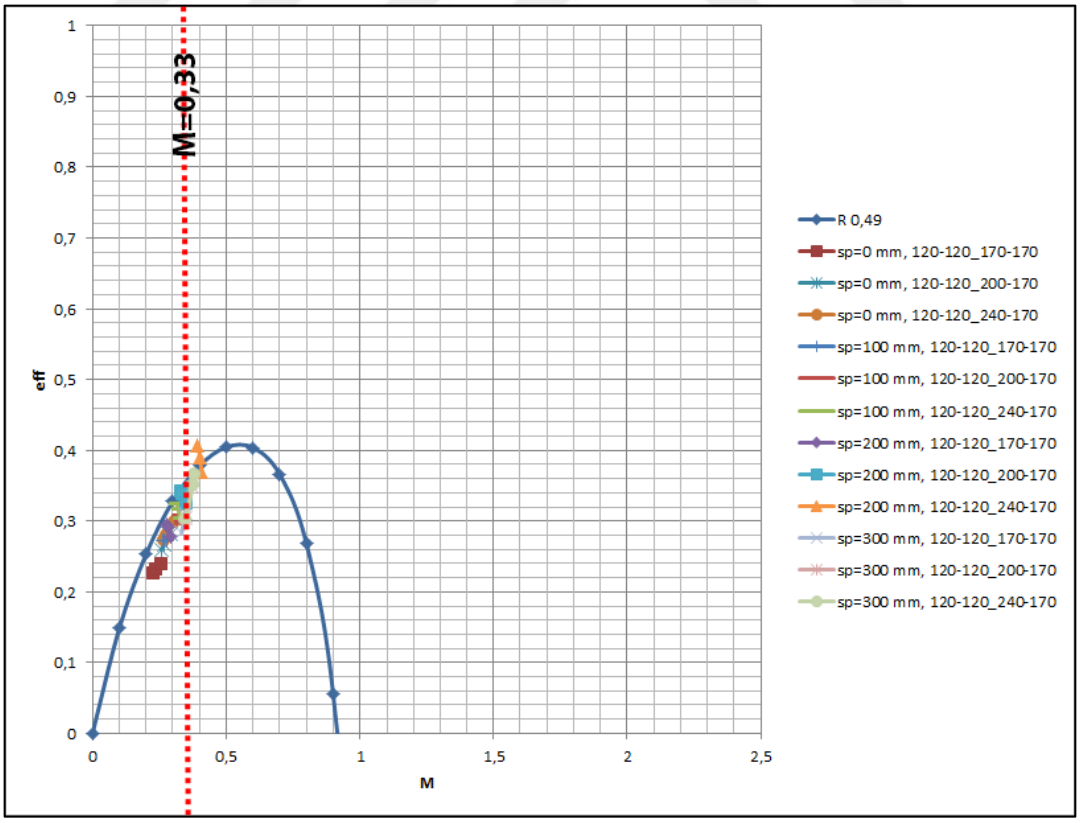
Şekil 5.67, 5.68 ve 5.69'da sırasıyla R= 0,22, 0,34 ve 0,49 eğrileri görülmektedir. Analitik formüldeki deneysel basınç kayıpları, nozül eğimi ile toplayıcı boru eğimlerinin birbirine göre farklı basınç kayıpları yaratmasının etkisinin ve farklı sp'lerin etkilerini içermeyen bu analitik formüllere göre çizilen eğriler ile yaklaşım sağlanmıştır. Buradaki yaklaşım iyi yaklaşımın sebebi akış hızlarının ve basınç kayıplarının HAD'tan net şekilde biliniyor olması ve buradan alınana sonuçların bu analitik formüle girdi olarak verilmesidir. Aksi takdirde ilk iterasyonların HAD ve deneysel sonuçları ulaşması mümkün görünmemektedir. Ancak birçok iterasyon yapılarak sağlanabilir.



Şekil 5.67 R=0,22 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması



Şekil 5.68 R=0,34 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması

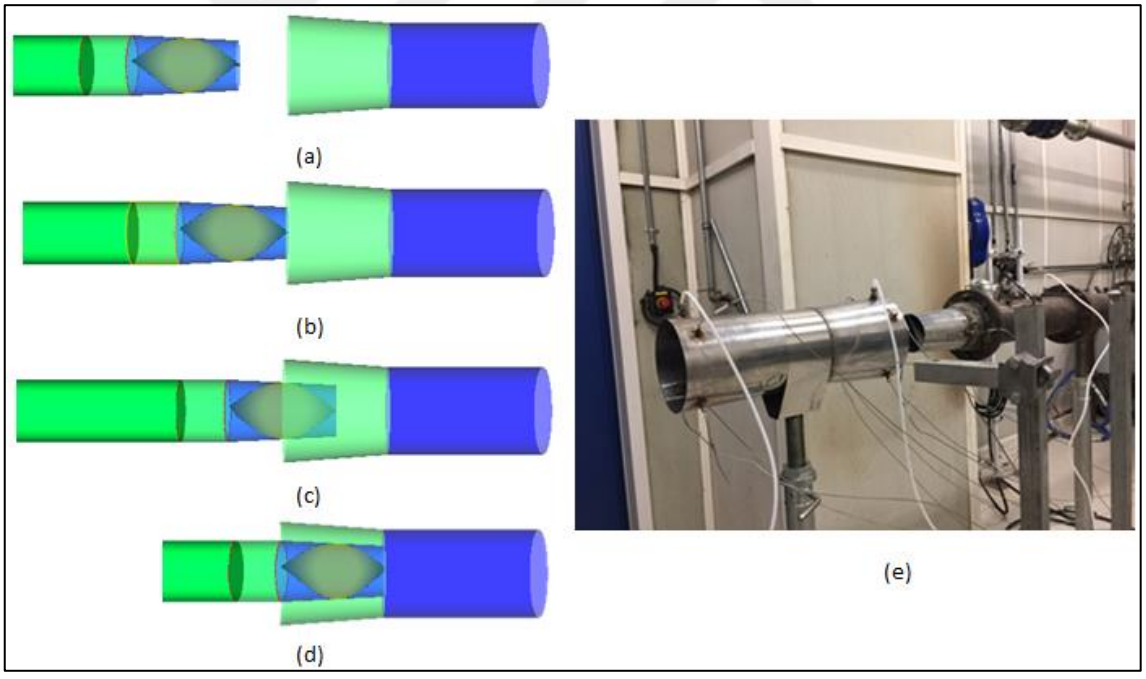


Şekil 5.69 R=0,49 için HAD ve analitik formülasyon karşılaştırılması

5.6 HAD Sonuçlarını Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması

Yapılan HAD çalışmaları sonucunda uzunluğu 200 mm olan, giriş çapı 120 mm çıkış çapı 100 mm olan nozül (nozül eğimi 2,85°) ile uzunluğu 200 mm olan giriş çapı 200 mm çıkış çapı 170 mm olan toplayıcı boru (toplayıcı boru eğimi 4,29°) ve uzunluğu 300 mm olan, giriş çapı 170 mm çıkış çapı 170 mm olan karışım borusundan ve 50°'lik türbülatörden oluşan jet pompası, verim, basınç düşüşü ve karışımın tamamlanması açısından en uygun olarak tespit edilmiştir. Bu jet pompasında sp 300, 200, 100 ve 0 mm alınarak 0,138, 0,277 ve 0,416 kg/s debilerden yapılan deneyler 5'er kez tekrarlanarak gerçekleştirilmiştir ve çıktıların ortalaması alınarak HAD çalışmalarıyla kıyaslanmıştır.

Yapılan HAD analizleriyle deneysel sonuçların karşılaştırılması sonucunda yüksek oranda örtüşme görülmektedir. Sapmalar incelendiğinde %4'ün altında deney-HAD çalışması farkı görülmektedir.

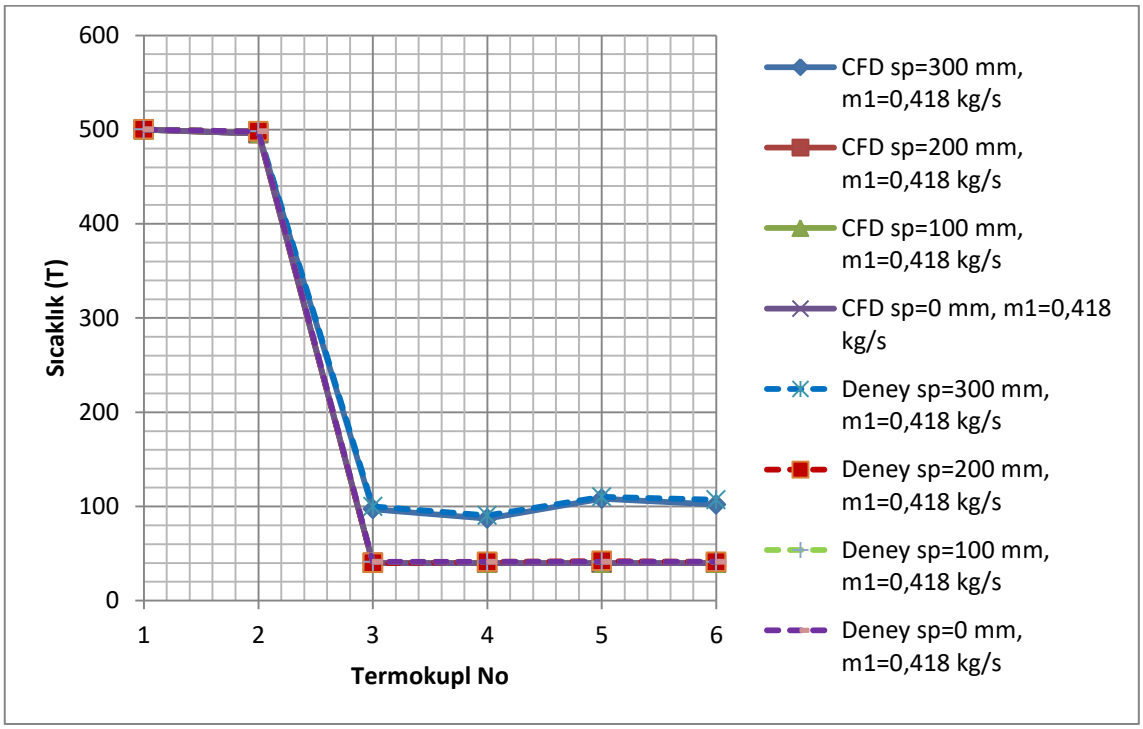


Şekil 5.70 Nümerik görseller (a) sp=300 mm, (b) sp=200 mm, (c) sp=100 mm, (d) sp=0 mm, deney düzeneği (d) sp=0 mm

Yüksek sıcaklıktaki bölgelerde ve ülkelerde sıcaklık limitleri, araç performansının istenilen seviyede verilmesini zorlaştırmaktadır. Bunlar 40°C atmosfer sıcaklığında araçlarının istenilen tam performans sağlanırken, hava sıcaklığın artmasıyla beraber,

egzoz manifoldu giriş sıcaklıkları limit değerleri aştığında turbo ve benzeri parçaların, egzoz sistemi yüzeyleri ve egzoz gazı yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır, bu sıcaklıklar istenmemektedir. Bundan dolayı performans limitlenmektedir.

Yüksek irtifada atmosfer basıncı düştüğünden havanın yoğunluğu düşmektedir. Bu sebeple kompresör – turbo shaftının düşük irtifadaki hava ile ortaya koyduğu sıkıştırma performansını yakalayabilmek için daha yüksek rpmlere çıkması gerekir. Buda mekanik olarak mümkün olmamaktadır. Egzoz debisi düştüğü için aynı enerjiyi daha düşük debiye verildiğinde egzoz sıcaklığı artmaktadır. Bu sıcaklığının artmaması için yakıt kesilerek performans mecburi olarak kesilir.

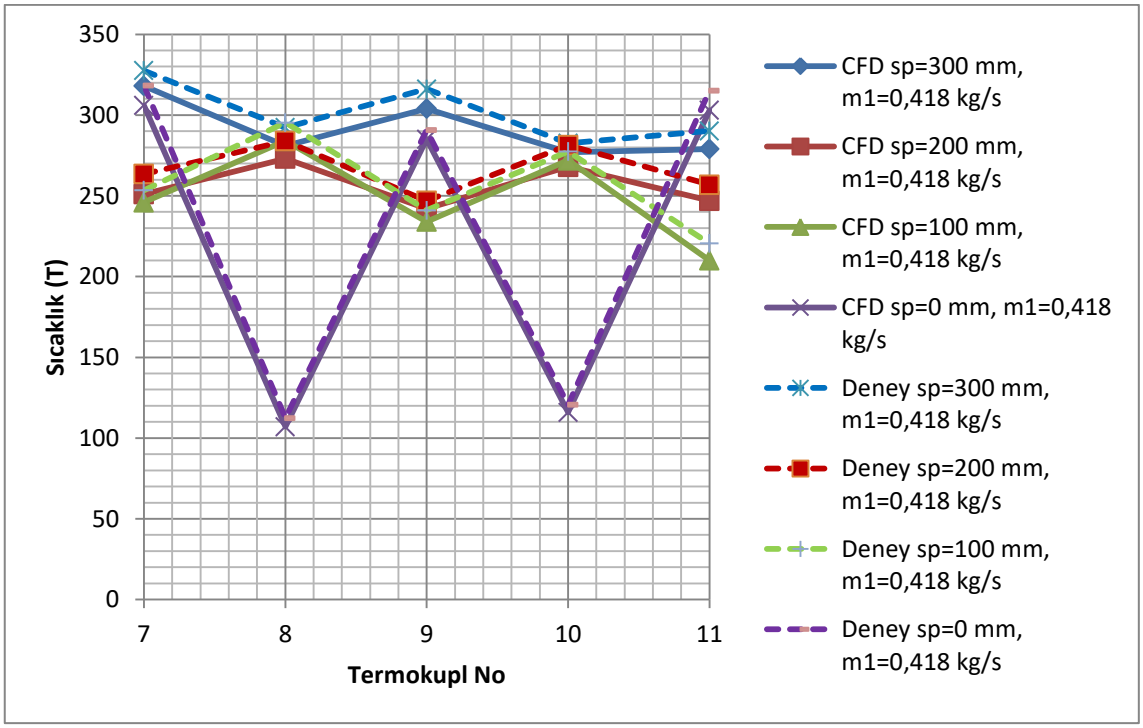


Şekil 5.71 Nümerik sonuçların ve deneysel sonuçların (Termokupl no 1, 2, 4, 5, 6) karşılaştırılması

EGR'lı motorlarda, yanan gazların bir kısmı motora temiz havayla karıştırılarak verilir, bu gazların çoğunluğu inert gaz olduğu için yanma denklemine katılmaz ve dolayısıyla yanma sıcaklıkları ve dolaysıyla egzoz manifold giriş sıcaklıkları düşer.

EGR'sız motorlarda bu avantaj sağlanamadığından limite girmesi daha kolay gerçekleşir bundan dolayı performans kesimi daha ciddi boyutlara ulaşabilir.

Üste bahsedilen problemler aşılmış olup, egzoz sistemi çıkışında yapılan egzoz gazı soğutması ile 200°C'lere varan sıcaklık düşüşleri sağlanmıştır. Buda yanma ve motor çıkışında bu fark kadar sıcaklık yükseltilebilme avantajı sağlar. Yapılan çalışmalar sonucunda yeni tasarlana soğutma sistemiyle birlikte sağlanan avantajlar; %1,1 yakıt tasarrufu, %5 emisyon düşüşü veya emisyon braketlerinde %10 küçültmeye gidilerek hem ağırlık hem maliyetten kar sağlanabilir.



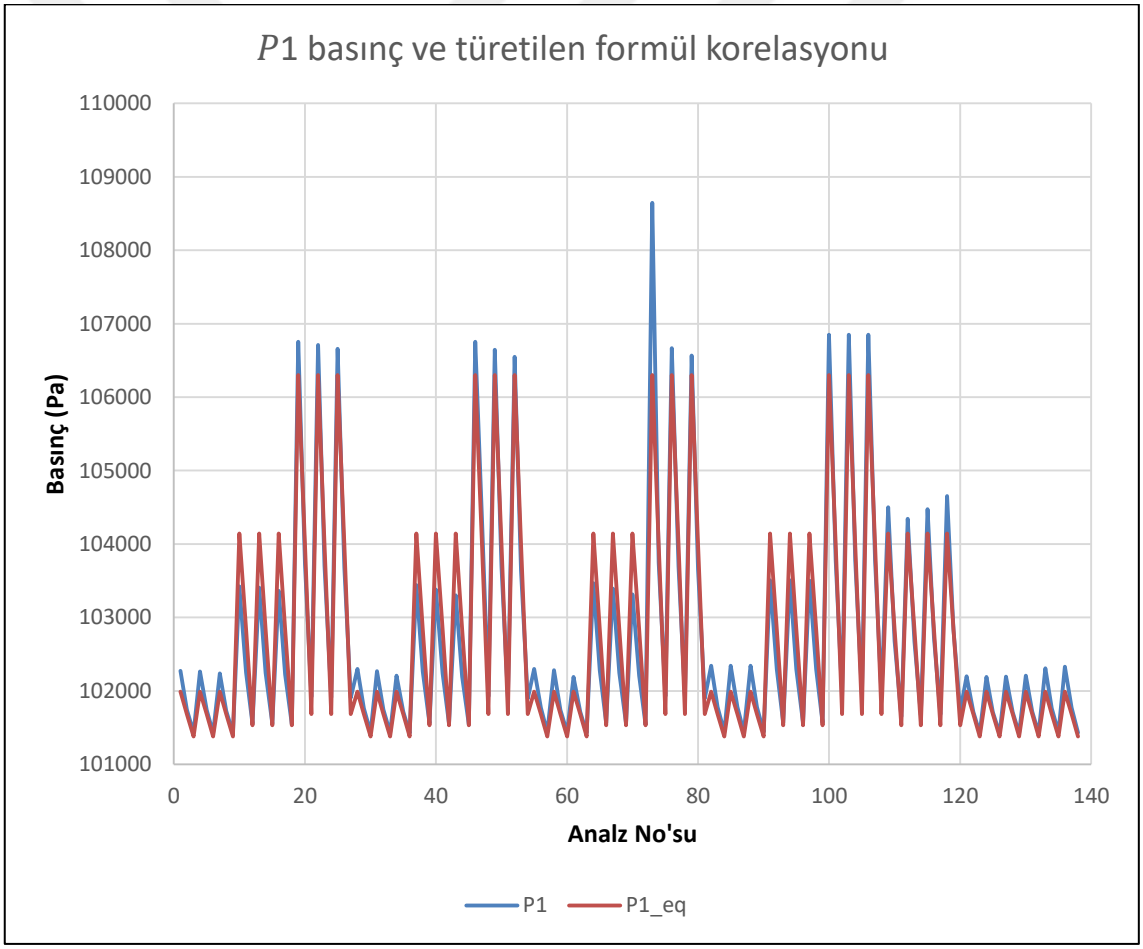
Şekil 5.72 Nümerik sonuçların ve deneysel sonuçların (Termokupl no 7, 8, 9, 10, 11) karşılaştırılması

Sonuç olarak sp=0, 100, 200 ve 300 mm'de nozül giriş çapı 120, çıkış çapı 100 mm olan nozül açısı β=2,85° ve toplayıcı açısı α= 4,29° olan 200 mm toplayıcı giriş çapı 170 mm toplayıcı çıkış çapı ve 170 mm sabit çaplı karışım borusu jet pompası türbülatör ile birlikte 385°C altında uniform karışım sağlamaktadır. Karışım odası çıkış sıcaklığı ortalama 310°C olmaktadır. Bu geçmiş çalışmalar ve rakip otomotiv firmalarının egzoz gaz sıcaklığının %30 altındadır.

5.7 Ortaya Konan Formüller

Yapılan çalışmalar sonucunda ampirik formüller ortaya konmuştur. Bu formüller eski daha önce ortaya konmuş ampirik formüllerin ötesine geçmiştir. Bunun nedeni çıktı olan hiçbir bilgiye ihtiyaç duymadan sadece girdiler ile yani geometrik şekil bilgileri ve birincil akış olarak akış debisinin bu denklemlere uygulanmasıyla, jet pompasının tüm çıktılarını elde etmek mümkündür. Grafiklerde mavi, elde edilen çalışma verileriyle, kırmızı ise yeni ortaya konan denklemlere ait çizilen eğrilerdir.

P_1 basıncı birincil debinin toplam basıncını vermektedir. Burada birincil debi ve nozül çıkış çapının girilmesi yeterlidir. Şekilde 5.73'de P_1 korelasyonu görülmektedir ve %97,5 ile korelasyon örtüşmektedir.



Şekil 5.73 P_1 basınç korelasyonu

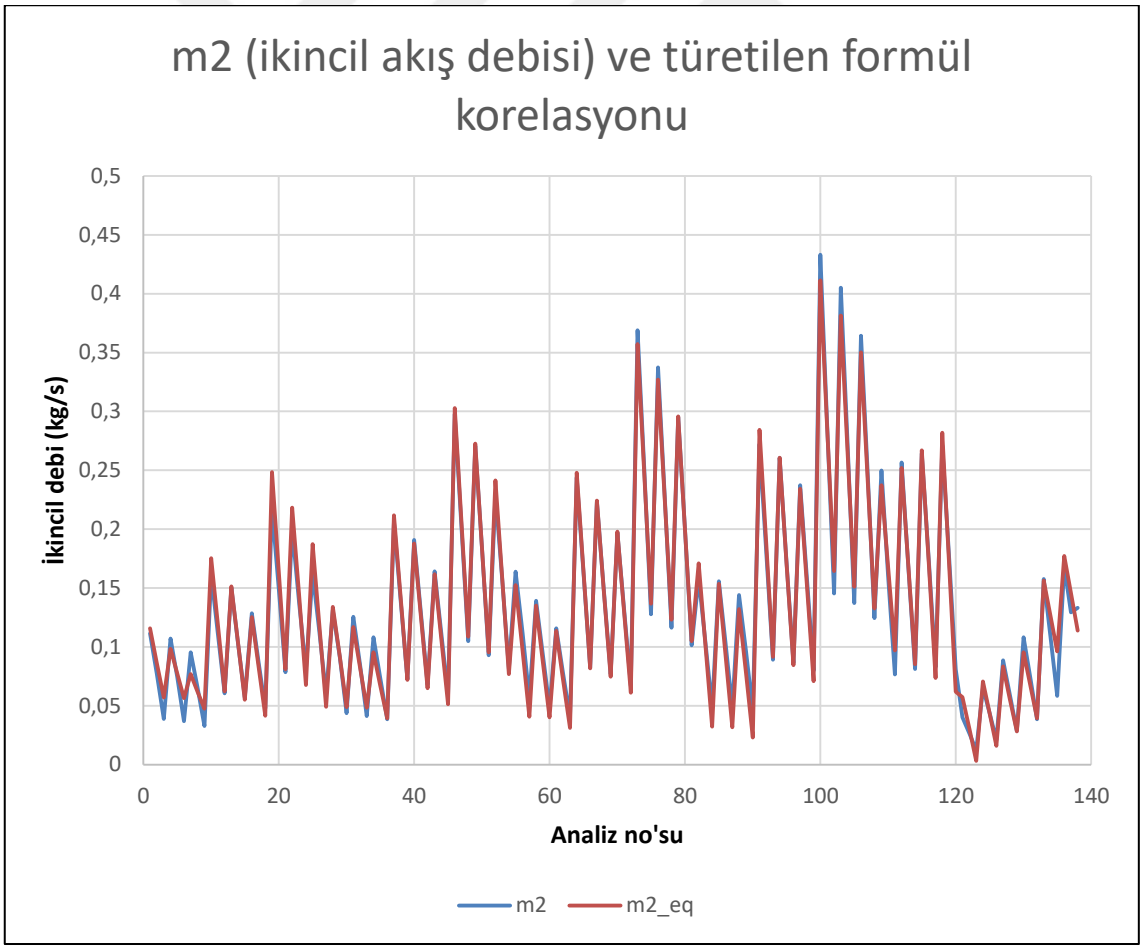
Parametreler için kullanılan birimler, uzunluklar için mm'dir. Debiler için kg/s, basınçlar için pascal ve türbülatör için 0-1 kullanılmalıdır. 0 türbülatörün olmadığı durumu 1 ise

50° türbülatörün olduğu durumu ifade etmektedir. Deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar arsında maksimum fark %4'tir. Bundan dolayı nümerik sonuçlar rahatlıkla kullanılabilir ve bu sonuçlara göre tasarım yapılabilir.

$$P_1 = 96028 + 42{,}11\,D_2 + 45419\,\dot{m}_1 - 360{,}3\,D_2\dot{m}_1 \quad (5.1)$$

En önemli çıktılardan biri $\dot{m}_2$, yani ikincil debinin tespiti. Daha önce ortaya konan ampirik formüller $\dot{m}_2$'yi hesaplayamamaktadır. Karışım sıcaklığının tespiti için en önemli veri ikincil debidir. Şekil 5.74'te $\dot{m}_2$ korelasyon görülmektedir ve korelasyon %98,72'dir.

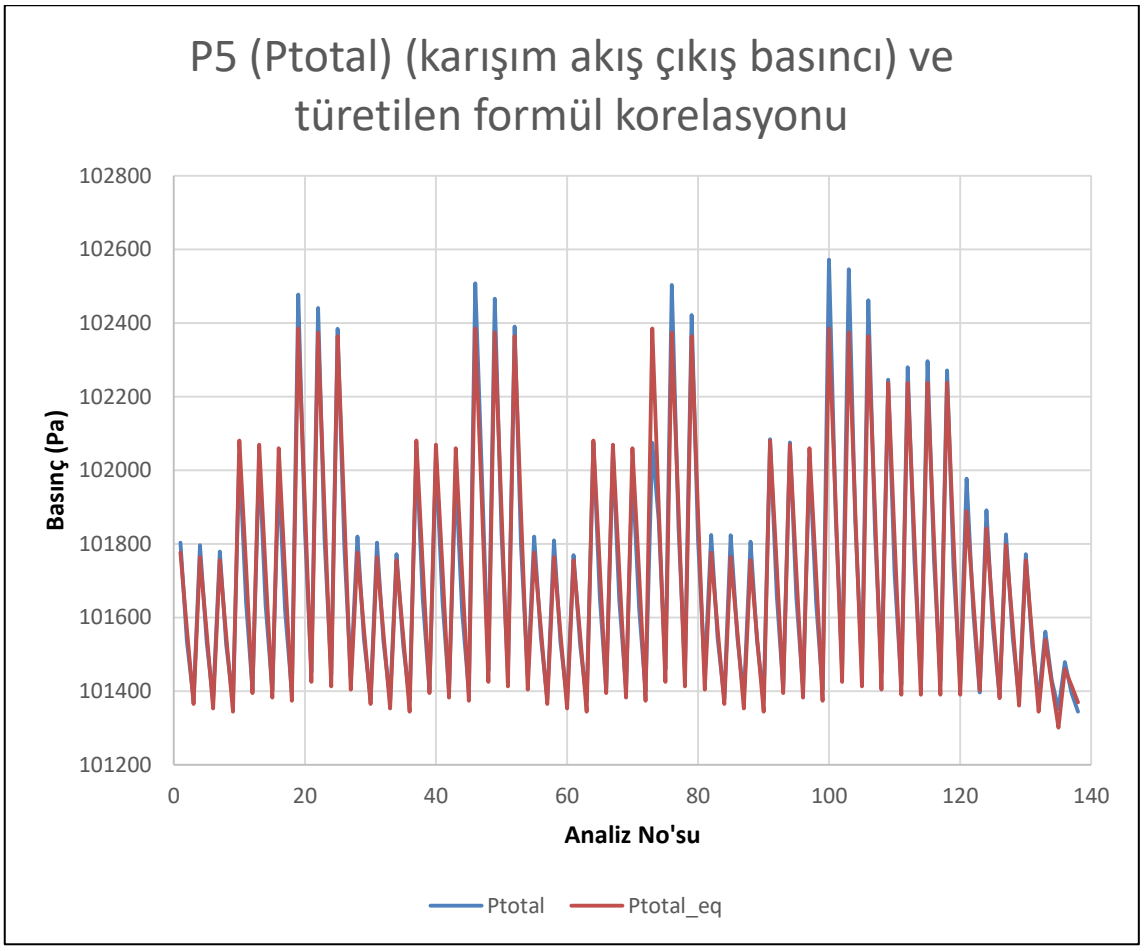
$$\dot{m}_2 = -0{,}4204 - 0{,}00073D_2 + 0{,}002526D_3 + 0{,}000857D_4 + 0{,}000866\,sp + 0{,}02007(Tür) + 1{,}2421\dot{m}_1 + 0{,}000017D_2^2 - 0{,}000004D_3^2 - 0{,}000008\,D_2D_3 - 0{,}000009\,D_2\,sp - 0{,}009771\,D_2\dot{m}_1 + 0{,}001510\,D_3\dot{m}_1 - 0{,}001299\,D_4\dot{m}_1 - 0{,}000215\,sp\,(Tür) + + 0{,}000956\,sp\,\dot{m}_1 + 0{,}1578\,(Tür)\dot{m}_1 \quad (5.2)$$



Şekil 5.74 m_2 debisi ve korelasyonu

Şekil 5.75'te P_5 basıncı ve korelasyonu görülmektedir. %97,2 ile korelasyon örtüşmektedir. Denklem 5.3'de formülasyon görülmektedir. Girdiler girildiği taktirde karışım borusu çıkış basıncı hesaplanabilmektedir.

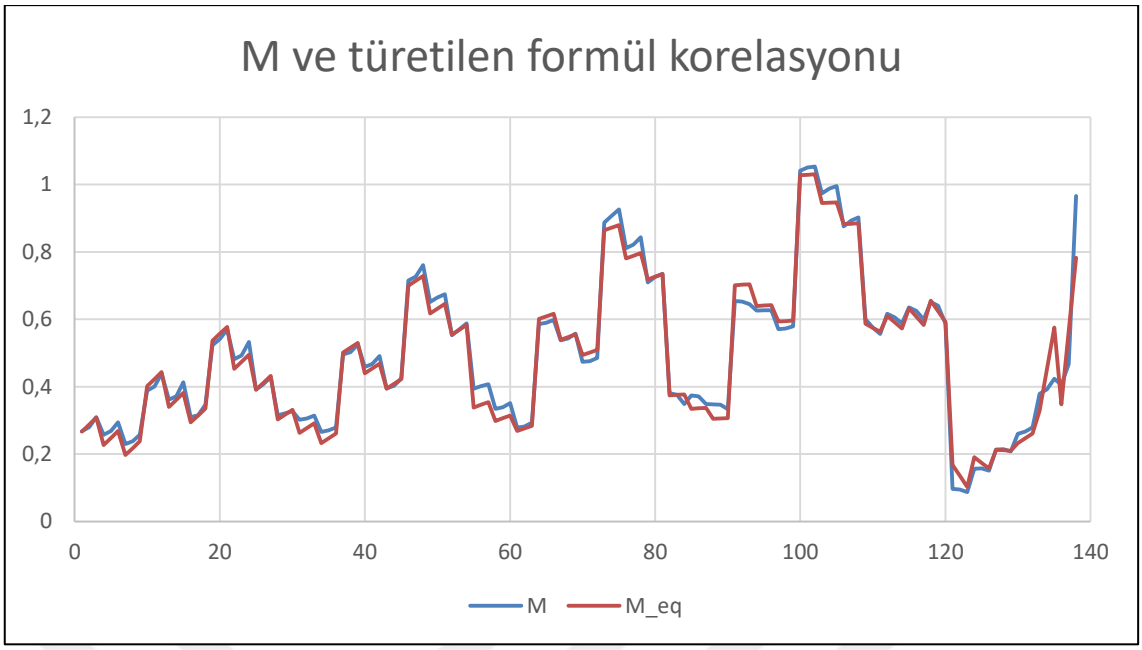
$$P_5 = 100946 + 5{,}314\,D_2 - 1{,}99\,D_3 - 2{,}91\,D_4 - 72{,}6\,\beta + 8918\,\dot{m}_1 - 49{,}38\,D_2\dot{m}_1 + 0{,}01345 D_3 D_4 - 8{,}89\,D_4\dot{m}_1 + 580\,(\text{Tür})\dot{m}_1 \quad (5.3)$$



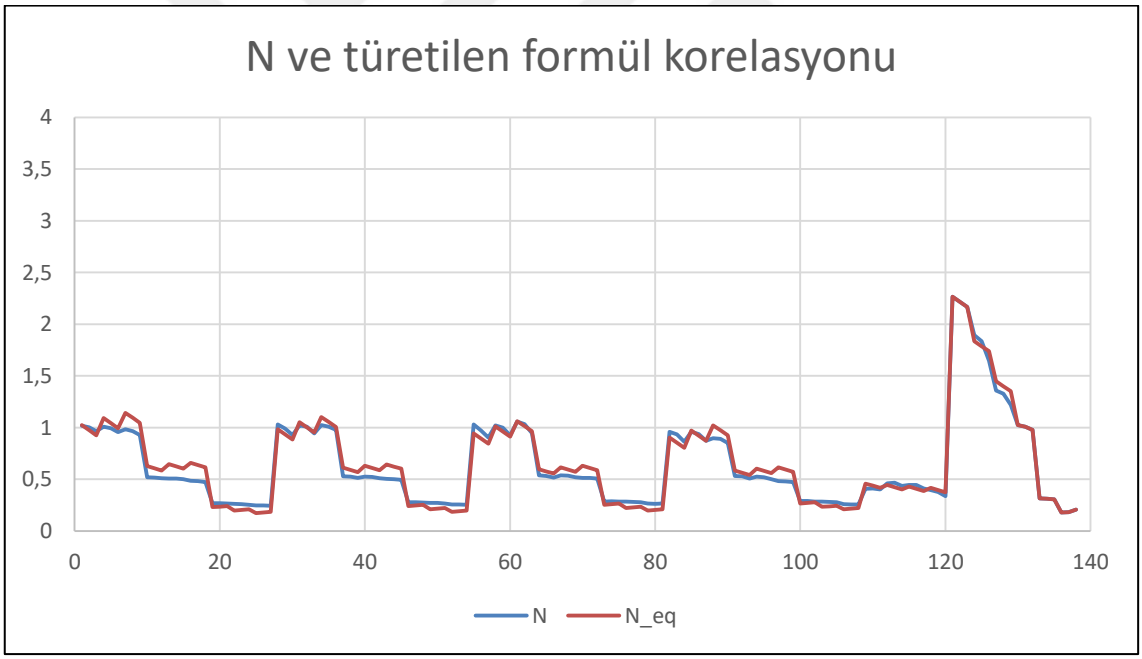
Şekil 5.75 P_5 debisi ve korelasyonu

Şekil 5.76'da M debi oranları ve korelasyonu görülmektedir. %97,7 ile korelasyon örtüşmektedir. Denklem 5.4'de formülasyon görülmektedir. Girdiler girildiği taktirde karışım borusu çıkış basıncı hesaplanabilmektedir.

$$M = -1{,}063 - 0{,}00026\,D_2 + 0{,}005599\,D_3 + 0{,}00696\,D_4 + 0{,}004005\,sp + 0.1489\,\beta + 1{,}762\,\dot{m}_1 - 0{,}000027\,D_2 D_3 - 0{,}000032\,D_2 sp - 0{,}000008\,D_3 D_4 - 0{,}01124 D_4\dot{m}_1 - 0{,}000768\,sp(\text{Tür}) + 0{,}000464\,sp\,\dot{m}_1 + 0{,}2347\beta\,\dot{m}_1 \quad (5.4)$$



Şekil 5.76 M debisi ve korelasyonu



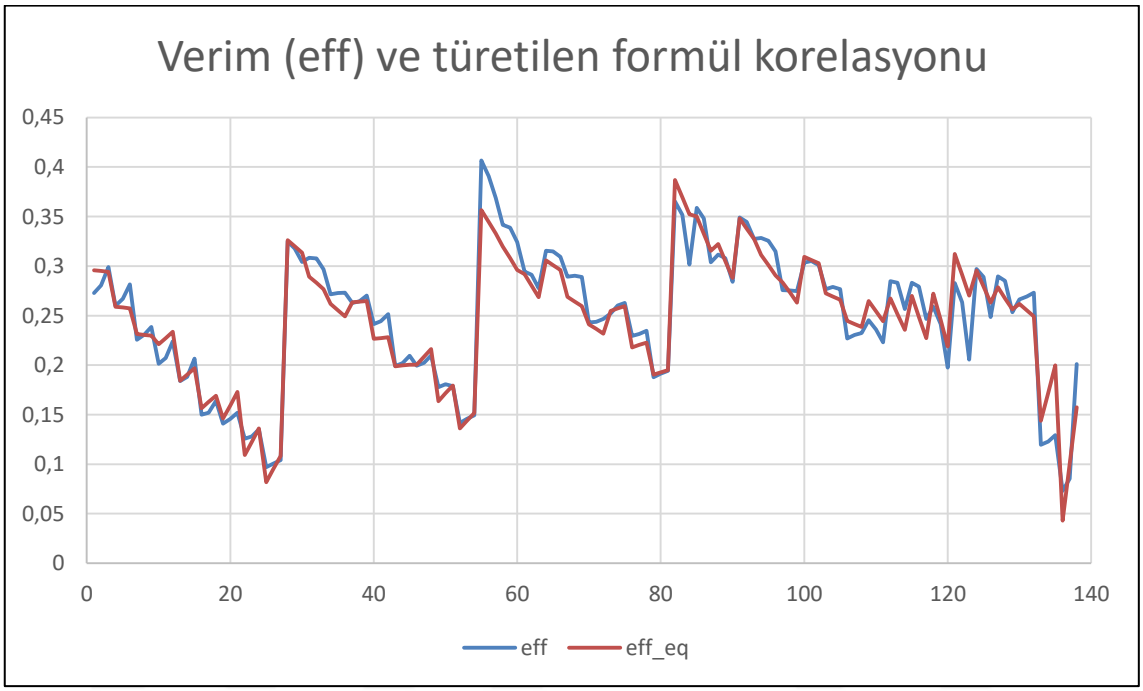
Şekil 5.77 N ve korelasyonu

Şekil 5.77'de N basınç oranları ve korelasyonu görülmektedir. %96 ile korelasyon örtüşmektedir. Denklem 5.4'de formülasyon görülmektedir. Girdiler girildiği taktirde basınç oranları hesaplanabilmektedir. M ve N denklemlerden hesaplandığı taktirde çarpımları ile verim kolay bir şekilde elde edilebilir.

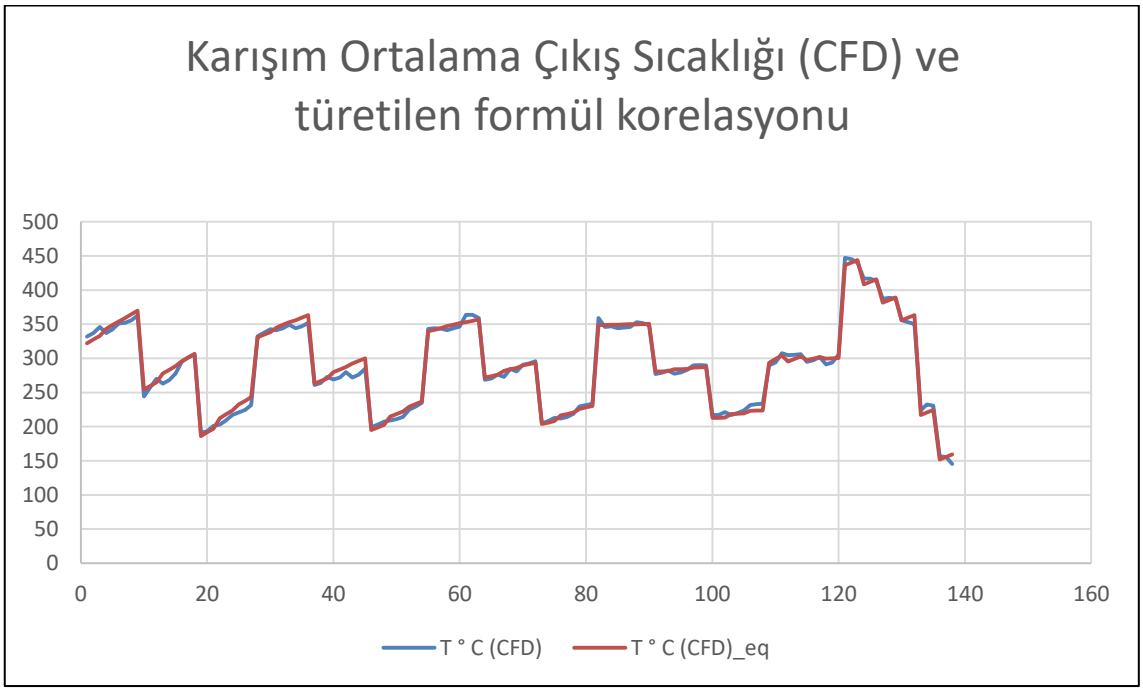
$$N = 8{,}855 + 0{,}03084\,D_2 - 0{,}02969\,D_3 - 0{,}06627\,D_4 +$$

$$0{,}001157\,sp - 0{,}1859(Tür) - 0{,}830\,\dot{m}_1 - 0{,}000063\,D_2D_3 -$$

$$0{,}000013\,D_2sp + 0{,}00984\,D_2\dot{m}_1 + 0{,}000209\,D_3D_4 \qquad (5.4)$$



Şekil 5.78 Verim ve korelasyonu



Şekil 5.79 T debisi ve korelasyonu

Şekil 5.78'de η verim ve korelasyonu görülmektedir. %95,2 ile korelasyon örtüşmektedir. Denklem 5.5'de formülasyon görülmektedir. Girdiler girildiği taktirde verimin hesaplanması mümkündür.

$$eff\ (\eta) = -0{,}0562 + 0{,}002687\ D_2 + 0{,}000921\ D_3 - 0{,}001140\ D_{42} + 0{,}000859\ \text{sp} + 0{,}0311\ (\text{Tür}) + 0{,}300\ \dot{m}_1 - 0{,}000006\ D_2\ \text{sp} + 0{,}002533\ D_2 \dot{m}_1 - 0{,}003520\ D_4 \dot{m}_1 - 0{,}000398\ \text{sp}\ (\text{Tür}) + 0{,}000395\ \text{sp}\ \dot{m}_1 + 0{,}1189\ (\text{Tür})\ \dot{m}_1 \quad (5.5)$$

Şekil 5.79'da T sıcaklık ve korelasyonu görülmektedir. %97,2 ile korelasyon örtüşmektedir. Denklem 5.6'te formülasyon görülmektedir. Girdiler girildiği takdir de verimin hesaplanması mümkündür.

$$T = 711{,}9 + 2{,}607\ D_2 - 2{,}103\ D_3 - 3{,}291\ D_4 - 0{,}3718\ \text{sp} + 15{,}63\ \beta - 39{,}1\ \dot{m}_1 + 0{,}00330\ D_2 D_3 + 0{,}00693\ D_3 D_4 + 0{,}001707\ D_3\ \text{sp} + 0{,}1210\ \text{sp}\ \dot{m}_1 \quad (5.6)$$

KAYNAKLAR

[1] ESDU, (1966). Ejectors and Jet Pumps – Design and Performance for Incompressible Liquid Flow, Yayın No: 978 0 85679 538 1, Londra.

[2] Cunningham, R.G., (1999). Pump Handbook, McGraw-Hill Book Co., New York.

[3] Liknes, F., (2015). Jet Pump, Yüksek Lisans Tezi, NTNU, Fen Bilimleri Ensitüsü, Torndheim.

[4] Kwon, B., ve Kim, B., (2002). "Two-Dimensional Numerical Simulations on the Performance of an Annular Jet Pump", Journal of Visualization, 5(1):21-28.

[5] Mazeeli, F., ve Gielsdorf, F., (2006) "CFD Modeling of the Supersonic Condensation Inside a Steam Ejector", Energy Procedia, 101:1224-1231.

[6] Vaishanav, D., (2017). "CFD Driven Parametric Design of Air-Air Jet Pump for Automotive Carbon Canister Purging", SAE, 10(2):474-486.

[7] Sawaf,. E. ve Elghandour, M., (2004) "Performance of a Central-Type Jet Pump (II- Experimental Study on Slurry Flow", 12th International Conference on Transport and Sedimentation of Solid Particles joined with 12th International Symposium on Freight Pipelines, 2004, İskenderiye.

[8] Donald, F., Elger, S. ve Liou, P., (1994) "Recirculation in an Annular-Type Jet Pump", J. Fluids Eng, 116(4):735-740.

[9] Neto, I.E.L., (2010). "Maximum suction lift of water jet pumps", Journal of Mechanical Science and Technology, 25(2):391-394.

[10] Launder, B.E. ve Spalding, D. B., (1972). Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, New York.

[11] Reynold, W.C., (1989). Fundamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation, Standford University Press, AD-A198 872, Standford.

[12] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J., (1995). "A New - Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation", Computers Fluids, 24(3):227–238.

[13] Cengel, Y.A. ve Boles, M., A., (2006). Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th Edition, Mc Graw-Hill BookCo., New York.

[14] Cengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., (2006). Fluid Mechanics, 3rd Edition, Mc Graw-Hill BookCo., New York.

[15] ANSYS Inc., (2018). Fluent Theoric Guide 2018, Yayın No: 01, New York.

[16] Bakker, A., (2002), Mathematics Review, 1st Editon, Ansys Inc., Pennsylvania.

[17] Bakker, A., (2002), Turbulence Modeling, 1st Editon, Ansys Inc., Pennsylvania.

[18] Bakker, A., (2002), Boundary layers, 1st Editon, Ansys Inc., Pennsylvania.

[19] Bakker, A., (2002), Large eddy simulation, 1st Editon, Ansys Inc., Pennsylvania.

[20] Bakker, A., (2002), Conservation equations, 1st Editon, Ansys Inc., Pennsylvania.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Fatih KANTAŞ

Doğum Tarihi ve Yeri : 19.02.1987, İstanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : fatihkantas@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Y. Lisans	Isı – Akışkanlar	İstanbul Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Haydarpaşa Anadolu Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2012	Ford Otosan	Ar-Ge Mühendisi
2010	Arçelik-Lg	Ar-Ge Mühendisi

YAYINLARI

Makale

1. Kantaş, F., (2011), “Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in enhanced tubes”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 38(10):1384-1391.

Bildiri

1. Kantaş, F., (2018), “Egzoz Gazının Pasif Soğutma Yöntemiyle Soğutan Jet Pompa Tasarımının Verime ve Performansa Etkiyen Faktörlerin Nümerik Yöntemlerle İncelenmesi”, 4. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne.
2. Kantaş, F., (2015), “Investigation Effect of External Flow to Exhaust Gas Flow at Heavy Commercial Vehicle With CFD”, ICCFDM 15 Conference, 2015, Venedik.