

**Oto Cam Temperleme İşleminde Optimum Soğutma Ünitesi  
Konfigürasyonunun Belirlenmesi**

**Proje No: 109M186**

Doç. Dr. Mustafa GÖLCÜ  
Doç. Dr. Hasan ÇALLIOĞLU  
Yrd. Doç. Dr. M. Fevzi KÖSEOĞLU  
Yrd. Doç. Dr. Nedim SÖZBİR

**MAYIS 2012  
DENİZLİ**

## ÖNSÖZ

Cam, çeşitli hammaddelerin belirli oranlarda karıştırılarak 1500 °C sıcaklığın üzerinde akışkan hale getirildikten sonra kontrollü olarak soğutulmasıyla oluşan bir maddedir. Günümüzde cam, yeni işleme teknikleri ve ölçüm sistemleri sayesinde daha zor kırılan ve kırıldığında da yaralanmaları en alt düzeye indiren saydam plakalar halinde üretilebilmektedir. Bu nedenle de cam günümüzde; inşaat, beyaz eşya, gıda, meşrubat, ilaç, kozmetik, turizm, mobilya, boru, elektrik-elektronik ve otomotiv gibi birçok alanda kullanılabilir hale gelmiştir.

Bu çalışmada, tekli, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri kullanılarak oto cam temperleme işlemi yapılmıştır. Temperleme işleminden elde edilen sonuçların ışığı altında optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu belirlenmiştir. Yapılan çalışmanın bir kısım sonuçları literatürde yayınlanmıştır ve önümüzdeki süreçte çalışmanın tamamı literatürde paylaşılacaktır. Bu çalışmaya desteklerinden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna teşekkür ederiz.

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGELER ve ALT İNDİSLER .....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	v
TABLolar DİZİNİ .....	viii
ÖZET .....	x
ABSTRACT .....	xi
1. GİRİŞ .....	1
2. GENEL BİLGİLER .....	6
3. GEREÇ ve YÖNTEM .....	11
3.1 Deney düzeneğinin Kurulumu .....	11
3.1.1. Basıncılı Hava Tesisatı .....	11
3.1.2. Fırın .....	15
3.1.3. Ani Soğutma Ünitesi .....	17
3.1.4. Elektrik, PLC ve Otomasyon Donanımlarının Kurulumu .....	22
3.2. Isı Transferi Deneyleri .....	28
3.2.1. Tekli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	28
3.2.2. Kare Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	31
3.2.3. Üçgen Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	35
3.3. Mekanik Deneyler .....	38
3.3.1 Parçacık Sayısı Testi .....	38
3.3.2 Darbe Dayanım Testi .....	40
3.4. Enerji Analizi .....	44
4. BULGULAR ve TARTIŞMA .....	45
4.1 Isı Transferi Deneyleri .....	45
4.1.1. Tekli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	45
4.1.2. Kare Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	48
4.1.3. Üçgen Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri .....	60
4.2. Mekanik Deneyler .....	73
4.2.1 Parçacık Sayısı .....	73
4.2.2. Darbe Dayanımı .....	77
4.4. Enerji Analiz Sonuçları .....	83

5. SONUÇ ve ÖNERİLER .....	84
KAYNAKLAR .....	86
TÜBİTAK PROJE ÖZET BİLGİ FORMU .....	88
EKLER .....	90
Ek 1. Rodajlama makinesi ve rodajlanmış camların görünümü .....	91
Ek 2. Fırının kesiti .....	92
Ek 3. Fırın rezistanslarının bağlantı şekilleri ve gruplandırılması .....	92
EK 4. Otomasyon Programı .....	93
Ek 5. Yayın çalışmaları .....	103

## SİMGELER DİZİNİ

A	: Alan ( $m^2$ )
$C_p$	: Özgül ısı ( $J/kgK$ )
D	: Nozul çapı (m)
H	: Nozul-cam arası mesafe (m)
h	: Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ )
k	: Isı iletim katsayısı ( $W/mK$ )
Nu	: Nusselt sayısı
Re	: Reynolds sayısı
S	: İki nozul arası mesafe (m)
$T_s$	: Cam yüzey sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$T_g$	: Leidenfrost sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$\bar{U}$	: Hava hızı (m/s)
x	: Ölçüm yapılan noktalar arası mesafe (m)
$\varepsilon$	: Işınım yayma oranı
$\nu$	: Soğutma havasının kinematik viskozitesi ( $m^2/s$ )
$\dot{Q}$	: Hacimsel debi ( $m^3/h$ )
$\rho$	: Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	: Stephan-Boltzman sabiti ( $W/m^2K^4$ )

### Alt İndisler

$\varphi$	: Çevre
j	: Hava jeti
i	: Yerel
ort	: Ortalama
stg	: Durgunluk noktası
T	: Toplam

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Temperlenmiş camda oluşan gerilmeler .....	12
Şekil 2.1. Hava jeti kısımları .....	13
Şekil 3.1. Basınçlı hava tesisatı elemanları .....	
Şekil 3.2. a) Şartlandırıcı, b) regülâtör, c) selenoid valf, d) debimetre .....	14
Şekil 3.3. a) Hava şartlandırıcı b) regülâtör (1 ½") c) selenoid valf d) DN 40 Debimetre e) hava hortumu .....	15
Şekil 3.4. Fırının kesit görünüşü .....	16
Şekil 3.5. Kurulumu yapılan fırının yandan görünümü .....	16
Şekil 3.6 NiCr-Ni termokupl .....	17
Şekil 3.7. Regülâtörler, hava hortumları ve ½" debimetre .....	18
Şekil 3.7. Tekli ve çoklu nozul (kare ve üçgen) sistemi .....	19
Şekil 3.8. Ani soğutma Ünitesi .....	20
Şekil 3.9. Temperleme ünitesinin üstten görünüşü .....	21
Şekil 3.10. Termokupl kaynak makinesi .....	22
Şekil 3.11. İndüktif sensörler ve switçler .....	24
Şekil 3.12. Dokunmatik kontrol panosu .....	24
Şekil 3.13. PLC ve otomasyon panosu .....	25
Şekil 3.14. Scada arayüzü .....	26
Şekil 3.15 Temperleme ünitesinin genel görünümü .....	27
Şekil 3.16. Yerel Nu sayısının hesaplanmasında kullanılan yerel yüzey alanları .....	28
Şekil 3.17. Tekli nozul soğutma sistemi .....	29
Şekil 3.18. Nozul plakası üzerinde nozulların dizilişinin (kare) şematik görünümü ...	31
Şekil 3.19. Kare dizilişli nozul plaka sistemi .....	32
Şekil 3.20. Kare dizilişli soğutma sisteminin görünümü .....	33
Şekil 3.21. Nozul plakası üzerinde nozulların dizilişinin (üçgen) şematik görünümü ...	35
Şekil 3.22. Üçgen şeklinde dağıtılmış nozul sistemi .....	37
Şekil 3.23. Instron Dynatup 9250 HV darbe cihazının görünümü .....	41
Şekil 3.24. Derin dondurucuda sıcaklığı düşürülen camların görünümü .....	43
Şekil 3.25. Çevresel kabine yerleştirilen camın sıcaklık kontrolü .....	43
Şekil 4.1. Farklı H/D oranlarında soğutma işlemi süresince ortalama sıcaklığın zamanla değişimi .....	46

Şekil 4.2. Yerel Nu sayısının H/D oranlarına bağlı olarak $x/D$ mesafelerindeki değişimi .....	46
Şekil 4.3. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi .....	47
Şekil 4.4. Farklı H/D oranlarında durgunluk noktasındaki Nu sayısı .....	47
Şekil 4.5. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=2$ ) .....	49
Şekil 4.6. Farklı H/D oranları için $x/D$ 'ye göre yerel Nu sayısının değişimi ( $S/D=2$ ) ...	49
Şekil 4.7. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi ( $S/D=2$ ) .....	50
Şekil 4.8. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=4$ ) .....	51
Şekil 4.9. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi ( $S/D=4$ ) .....	51
Şekil 4.10. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi ( $S/D=4$ ) .....	52
Şekil 4.11. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=6$ ) .....	55
Şekil 4.12. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi ( $S/D=6$ ) .....	50
Şekil 4.13. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi ( $S/D=6$ ).....	54
Şekil 4.14. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=8$ ) .....	54
Şekil 4.15. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi ( $S/D=8$ ) .....	55
Şekil 4.16. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi ( $S/D=8$ ) .....	56
Şekil 4.17. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=10$ ) .....	57
Şekil 4.18. Yerel Nu sayısının H/D oranlarına bağlı olarak $x/D$ mesafelerindeki değişimi .....	57
Şekil 4.19. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi .....	59
Şekil 4.20. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=2$ ) .....	61
Şekil 4.21. Farklı H/D oranları için $x/D$ 'ye göre yerel Nu sayısının değişimi ( $S/D=2$ ) ..	61
Şekil 4.22. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi ( $S/D=2$ ) .....	62
Şekil 4.23. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi ( $S/D=4$ ) .....	63
Şekil 4.24. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi ( $S/D=4$ ) .....	63
Şekil 4.25. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi ( $S/D=4$ ) .....	64

Şekil 4.26. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=6) .....	62
Şekil 4.27. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=6) .....	65
Şekil 4.28. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=6) .....	66
Şekil 4.29. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=8) .....	67
Şekil 4.30. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=8) .....	67
Şekil 4.31. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi (S/D=8) .....	68
Şekil 4.32. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=10) .....	69
Şekil 4.33. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=10) .....	69
Şekil 4.34. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=10) .....	70
Şekil 4.35. Farklı S/D oranları için H/D oranlarına göre ortalama Nu sayısındaki değişim .....	71
Şekil 4.36. Çekiç ile kırılan ve parçacık sayısı sayılan camın görünümü .....	73
Şekil 4.37. Kuvvet-çökme grafiği .....	78
Şekil 4.38. Temperli ve tempersiz camın görünümü .....	78
Şekil 4.39. Farklı H/D oranlarında tekli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi .....	79
Şekil 4.40. Farklı H/D oranlarında tekli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi .....	81
Şekil 4.41. Farklı S/D ve H/D oranlarında üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi .....	82
Şekil 4.42. Farklı sıcaklıklarda darbe dayanım deneyi yapılan camların genel görünümü .....	83



## TABLolar DİZİNİ

Tablo 3.1. Tekli nozul sistemi modelleri .....	28
Tablo 3.2 Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam ebatları .....	33
Tablo 3.3 Kare diziliş için soğutma sistemi konfigürasyonları .....	34
Tablo 3.4 Üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam ebatları .....	36
Tablo 3.5. Üçgen dizilişli için soğutma sistemi konfigürasyonları .....	36
Tablo 3.6. Tekli nozul diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları .....	39
Tablo 3.7. Kare diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları .....	40
Tablo 4.1. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen süreler ve $Nu_{ort}$ sayıları .....	59
Tablo 4.2. Kare dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre en küçük ve en büyük soğutma süreleri .....	60
Tablo 4.3. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen süreler ve $Nu_{ort}$ sayıları .....	72
Tablo 4.4. Üçgen dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre en küçük ve en büyük soğutma süreleri .....	73
Tablo 4.5. Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları .....	75
Tablo 4.6. Üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları .....	76
Tablo 4.7. Farklı sıcaklıklarda kırılan camların parçacık sayıları .....	77
Tablo 4.8. Tekli, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi için darbe deney konfigürasyonu	77
Tablo 4.9. Tekli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri .....	79
Tablo 4.10. Kare dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri .....	80

Tablo 4.11. Üçgen dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri .....	81
Tablo 4.12. En kısa soğutma süreleri için birim yüzeye düşen hava miktarı .....	83

## ÖZET

### Oto Cam Temperleme İşleminde Optimum Soğutma Ünitesi Konfigürasyonunun Belirlenmesi

Doç. Dr. Mustafa GÖLCÜ

Otomotiv sektöründe yaygın bir şekilde kullanılan güvenlik camları, temperli ve lamine olmak üzere iki kısma ayrılır. Genel olarak, taşıtın ön camlarında lamine camlar kullanılırken, arka ve yan camlarında ise temperli camlar kullanılmaktadır. Temperli camın elde edilmesinde, temper kalitesini etkileyen çok sayıda parametre olmakla birlikte bu parametreler içerisinde en önemlileri, ısıtma ve ani soğutma işlemleridir. Bu proje çalışmasında, oto cam temperleme sürecinde temper kalitesini belirleyen önemli parametrelerden olan ani soğutma aşamasında cam yüzeyinde meydana gelen ısı transferi karakteristikleri ve mekanik özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyleerin gerçekleştirilmesi için, sanayide kullanılan temperleme ünitesinin bir prototipi kurulmuştur.

Ani soğutma işlemi, tekli, kare ve üçgen dizilişli olmak üzere üç farklı nozul diziliş tipi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tekli nozul sisteminde, karşılıklı olarak yerleştirilmiş 8 mm iç çapında 2 adet pürüzsüz ve dikişsiz alüminyum boru kullanılmıştır. Kare ve üçgen dizilişli nozul sisteminde ise, yine karşılıklı olarak yerleştirilmiş 2x8=16 adet nozul kullanılmıştır. Tekli nozul sistemi ile temperlenen cam ebadı 50x50 mm, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam ebatları ise S/D=2,4,6,8,10 oranlarında değişik ebatlardadır. Soğutma işlemi H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında yapılmıştır. Burada S/D komşu iki nozul eksenini arası mesafeyi, H/D ise cam-nozul arası mesafeyi ifade etmektedir.

Çalışmada, 4 mm kalınlığında düz cam kullanılmış ve Reynolds sayısı ( $Re=30000$ ) sabit tutulmuştur. Cam, 750 °C fırın sıcaklığında ortalama yüzey sıcaklığı 680 °C oluncaya kadar fırın içinde ısıtılmış ve 70 °C'ye düşünceye kadar ani olarak soğutulmuştur. Deneyleer, ısı transferi deneyleeri ve mekanik deneyleer olmak üzere iki kısımda gerçekleştirilmiştir. ısı transferi deneyleerinde, soğutma süreleri, yerel Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayıları saptanmıştır. Mekanik deneyleerde ise; TS 917 “Motorlu Nakil Araçlarında ve Römorklarında Kullanılan Emniyet Camları ve Cam Malzemeleri” standardına göre parçacık sayıları ve darbe dayanım değerleri bulunmuştur. Ayrıca, birim alan için üflenmiş soğutma havası dikkate alınarak optimum soğutma şartları belirlenmiştir. Yapılan çalışmada optimum soğutma şartları;  $Re=30000$ ,  $S/D=8$  ve  $H/D=1$  olarak belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Oto cam temperleme, ısı transferi, çarpan jetler, Nusselt sayısı

## ABSTRACT

### Determination of Optimum Cooling Unit Configuration in Automobile Glass Tempering Process

Project Adviser: Associate Prof. Dr. Mustafa GÖLCÜ

Safety glasses which are widely used in automotive industry are divided into two main groups as tempered and laminated. Windshields are generally made of laminated safety glass. On the other hand, front and side windows are made of tempered safety glasses. Temper quality of tempered safety glasses depends on many parameters. Among which cooling and heating procedure is very important. In this project, heat transfer characteristics and mechanical properties of tempered glasses depending on different parameters have been experimentally investigated. Research has been conducted on a prototype unit of an industrial glass tempering unit.

Cooling procedure in the tempering process has been tested by using single jet, inline jet arrays and staggered jet arrays arrangement in the cooling unit. For single jet cooling, two mutually placed seamless aluminum nozzles of 8 mm inlet diameter have been used and the size of the glass samples was 50x50 mm. For multiple jet cooling, mutually placed total of 16 nozzles have been used and different size glass samples were used depending on  $S/D=2,4,6,8,10$  ratios where  $S/D$  represents dimensionless distance between the centers of neighboring nozzles. Cooling experiments have been conducted for dimensionless jet to plate distances of  $H/D= 1,2,4,6,8,10$ .

Experiments have been conducted at a fixed Re number of 30000 and 4 mm thick plain glass samples were used. Before the cooling procedure, glass samples have been heated up to 680 °C in an 750 °C furnace. Then, they are cooled down to 70 °C in the impinging jet cooling unit. Experiments can be classified as heat transfer experiments and mechanical testing. In the heat transfer experiments cooling time, local and average Nusselt numbers have been determined for each case. In mechanical testing according to TS 917 “Standard for motor vehicle safety glass and glass materials ” number of granular chunks and impact strength have been determined. In addition, optimum cooling design for air flow for unit area has been obtained for  $Re=30000$ ,  $S/D=8$  and  $H/D=1$ .

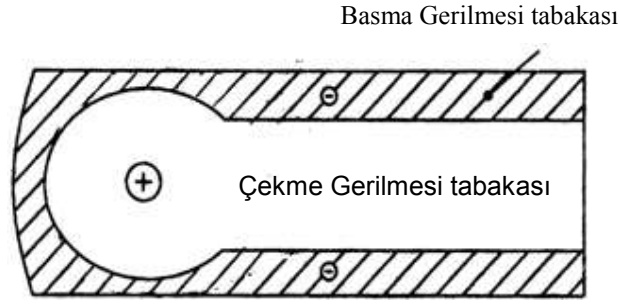
**Keywords:** Auto glass tempering, heat transfer, impinging jets, Nusselt number

## 1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe kullanılan camlar temel özellikleri bakımından güvenlik camları olarak adlandırılmakta olup, temperli ve lamine cam olmak üzere ikiye ayrılır. Genel olarak araçların ön camlarında lamine cam, arka ve yan camlarında ise temperli camlar kullanılmaktadır. Oto camlara yaklaşık 4–5 kat mukavemet kazandırmak amacıyla, camın erime sıcaklığına yakın bir dereceye kadar ( $\sim 700^{\circ}\text{C}$ ) ısıtılıp daha sonra aniden soğutulması işlemine “Temperleme” denilmektedir (KANTÜRER, 2009; BÜYÜKYILDIZ, 2007). Temperlenen oto camın istenilen darbe dayanımına sahip olması ve kırıldığında çevresine zarar vermeyecek şekilde küçük ve keskin köşeleri olmayan parçalara ayrılması beklenmektedir.

Camın temper kalitesini etkileyen çok sayıda faktör olmakla birlikte genel olarak; camın fırında kalış süresi, ani soğutma süresi, H/D ve S/D oranları ve Reynolds sayısı (Re) şeklinde sıralanabilir. Burada H; nozul ile cam yüzeyi arasındaki mesafe, D; nozul çapı, S; iki nozul eksenini arasındaki mesafeyi ifade etmektedir (KANTÜRER, 2009; BÜYÜKYILDIZ, 2007; MONNOYER ve LOCHEGNIES, 2008). Dolayısı ile oto cam temperleme işleminde mümkün olan en düşük enerji tüketimi ile daha kaliteli ürün elde edilebilmesi için temperleme sürecinin çok iyi gözlemlenmesi gerekmektedir.

İstenilen ölçüde kesilmiş ve hazırlanmış olan cam, dikey veya yatay fırınlarda erime noktası sıcaklığına kadar ısıtılır ve daha sonra ani soğutma işlemine tabi tutulur. Sıcaklığın azalması ile camın yüzeyi büzülür ve sertleşir. Soğutmaya devam edildiğinde katılaştıran cam yüzeyi ile birlikte camın iç kısmı da büzülme ister, fakat katı dış yüzey buna engel olur. Bu durum camın yüzeyinde baskı gerilimi, merkezinde ise çekme gerilimini meydana getirir. Temperlenmiş camda oluşan çekme ve basma gerilmeleri Şekil 1.1’de gösterilmiştir. Ani soğutma uygulanarak temperleme işleminden geçen cam,  $300^{\circ}\text{C}$ ’lik bir ısıl şoka dayanıklı hale gelmekteyken,  $30\text{--}50^{\circ}\text{C}$ ’lik bir ısıl şok temperlenmemiş camın kırılmasına neden olabilmektedir (KANTÜRER, 2009; KOCABAĞ, 2002). Temperli camlar tempersiz camlara göre daha dayanıklı olmalarının yanında kırıldıklarında küçük ve keskin köşeleri olmayan parçalara ayrılarak yaralanma riskini azalttığı için de güvenlik camı olarak kullanılmaktadır.



Şekil 1.1. Temperlenmiş camda oluşan gerilmeler [1]

Konu ile ilgili çalışmalar incelendiğinde; çarpan jetlerin çok farklı alanlardaki uygulamalarını kapsayan makalesinde, Jambunathan vd. (1992), türbülanslı çarpma jetlerinin ısı transferi özelliklerini belirlemek için yapılmış deneysel çalışmaları incelemiştir. Çalışmada, deneysel sonuçlarda farklılığa yol açan nozul geometrilerinin ayrıntıları, ölçüm teknikleri, boyutsuz değişkenlerin tanımlanma şekilleri belirtilmiştir. İncelenen veriler kullanılarak Nusselt (Nu) sayısı için bir korelasyon elde edilmiş ve korelasyon; Re sayısına, nozul-plaka mesafesine ( $H/D$ ) ve durgunluk noktasından uzaklığın ( $x/D$ ) bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir (JAMBUNATHAN vd., 1992).

Monneyer ve Lochegnies (2008), Kuzey-Doğu Amerika ve Kanada'da endüstriyel ve mimari güvenlik camlarının önde gelen üreticilerinden Kanada'lı Prolce şirketinin cam temperleme fabrikasında deneysel incelemeler yapmışlardır. Cam temperleme ünitesi karşılıklı olarak yerleştirilmiş iki plakadan oluşmaktadır. Çalışmalar,  $5000-20000 \text{ m}^3/\text{h}$  hava debisi aralığında ve  $1000-6000 \text{ Pa}$  basınç aralıklarında yapılmıştır. Camın soğutulmasında  $5,5 \text{ mm}$  çapında  $3300$  adet nozul kullanılmıştır (MONNOYER ve LOCHEGNIES, 2008).

Goldstein ve Behbahani (1982), sınırlandırılmış tek bir dairesel hava jeti üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Jet sıcaklığı oda sıcaklığı ile aynı alınmıştır. Onlar büyük nozul-plaka mesafesinin ( $H/D$ ) ısı transferi katsayısını azalttığını, küçük nozul-plaka mesafesinin ise ısı transferi katsayısını arttırdığı sonucuna varmışlardır (GOLDSTEIN VE BEHBAHANI, 1982).

Sözbir ve Yao (2004) yaptıkları çalışmada, cam temperlemede, ani soğutma işlemi sırasında yüksek hızlı hava jetleri kullanmışlardır. Ani soğutma işleminde yüksek basınçlı hava kullanımını azaltmak için, su buharı ilavesi ile basınçlı hava tüketimini ve dolayısı ile de

enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışma yapmışlardır. Su buharı ilavesi ile, sistem için gerekli enerji ihtiyacının önemli bir şekilde düştüğü gözlenmiştir (SÖZBİR VE YAO, 2004).

San ve Lai (2001) düz bir plakanın soğutulması üzerine yaptıkları çalışmada, sistem elemanı olarak; kompresör, kurutucu, şartlandırıcı, regülatör, T tipi termokupl, HP-3497 data loger, EG-G debimetre ve soğutma için sınırlandırılmış dairesel kesitli nozullar kullanmışlardır. İki nozul arasındaki mesafenin (S), yerel Nu sayısı üzerine etkisini araştırmışlardır.  $S/D=4-16$  arasında değiştirilmiştir (SAN VE LAI 2001).

O'Donovan ve Murray (2007) yapmış oldukları çalışmada; tekli nozul sisteminde, düz bir yüzeye çarpan hava jetinin oluşturduğu akış karakteristiklerinin incelenmesi için deney düzeneği kurmuşlardır. Bu deney düzeneğinde; kompresör, hava filtresi, hava tankı, kurutucu, regülatör, debimetre, T tipi termokupllar, senflex film sensörü, TSI model 1053B sıcaklık anomemetresi, hız ölçümü için lazer Dopler anomemetre ve 20 mm çapında nozul kullanılmıştır (O'DONOVAN VE MURRAY, 2007).

Hava jeti kullanılarak yapılan soğutma işleminde ısı transferini etkileyen parametrelerin derinlemesine bilinmesi ve ısı transferi sürecinin iyi gözlemlenmesi gerekmektedir. Yüzeye çarpan hava jetiyle meydana gelen ısı transferi birçok değişkene bağlı karmaşık bir yapıdır. Boyutsuz olarak ifade edilen parametreler; Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Prandtl sayısı (Pr), jet-plaka mesafesinin jet çapına oranı (H/D), çoklu jetler için nozullar arasındaki mesafenin nozul çapına oranı (S/D), durgunluk noktasına olan uzaklığın nozul çapına oranı (x/D) olarak sıralanabilir.

Çarpan jetlerin akış karakteristiklerini ve ısı transferi özelliklerini etkileyen jet-plaka mesafesi oranı konuyla ilgili çalışmalarda dikkate alınan en önemli parametrelerden birisidir. Huang, dairesel hava jeti ve jet dizilerinin ortalama ve yerel, taşınım ile ısı transferi katsayılarını 176 °C sıcaklığında ısıtılmış hava kullanarak Re sayısının 1000 ile 10000 arası değerlerinde incelemiştir. Dairesel tek jet için yapılan çalışma sonucunda Nu sayısı, Re ve Pr sayısına ek olarak H/D'nin fonksiyonu olan bir katsayı cinsinden ifade edilmiş, böylece çarpan jetlerin performansları, bilinen zorlanmış taşınım korelasyonlarından farklı bir şekilde ifade edilmiştir. Jet dizileriyle yapılan deneyler sonunda, ısı transferinin üniform dağılımı için H/D değeri belirlenmeye çalışılmıştır (HUANG, 1963).

Tadhg vd. çarpan hava jetleri için sabit ısı akısında yerel ve ortalama Nusselt sayılarını araştırmışlardır. Yapılan deneysel çalışmada Reynolds sayısı 10.000 ile 30.000 arasında, boyutsuz H/D oranı ise 0.5-8 olarak alınmıştır. Düşük H/D oranlarında, duvar jetindeki türbülans değerinin artmasıyla radyal ısı transferi dağılımında ikinci bir pik oluşumunu gözlemlemişlerdir (TADHG vd., 2007).

Çelik ve Eren (2010) yapmış oldukları çalışmada sabit ısı akısına sahip düz bir plakaya çarpan dairesel hava jetinin ısı transferi etkisini ve akış dinamiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Lüle-levha arası mesafe  $4 \leq H/D \leq 12$  ve Reynolds sayısı  $5000 \leq Re \leq 25000$  değişken parametre olarak değerlendirilmiştir. Yapılan tüm deneylerde, levha üzerinde en yüksek Nu sayısı durma noktasında elde edilmiş, durma noktasından uzaklaştıkça radyal yönde Nu sayısının azaldığı görülmüştür (ÇELİK ve EREN, 2010).

Can vd. (2002) nozul sisteminin optimum tasarımı için gerekli olan ısı transferi katsayısı, havanın kütleli debisi ve fan gücü arasındaki ilişki üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada, slot (yarıklı) ve dairesel lüleler kullanılmıştır. Optimum lüle şekilleri ile ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin minimize edilebileceği ifade edilmiştir (CAN vd., 2002).

Nakod vd. (2006) pürüzlü yüzeyin çarpan dairesel hava jeti ve düz plaka arasındaki yerel ısı transferi katsayısı üzerine etkisini araştırmışlardır. Reynolds sayısı,  $6500 \leq Re \leq 28000$ , lüle-levha arasındaki mesafe,  $0.5 \leq H/D \leq 7$  alınmıştır. Farklı şekillerdeki yüzey pürüzlülüklerinin ısı transferi katsayısı üzerinde farklı etkilere neden olduğunu ve pürüzlü yüzeyin (pürüzün şekline bağlı olarak) ısı transferi katsayısını artırdığını ifade etmişlerdir (NAKOD vd., 2006).

Pankhardt yapmış olduğu çalışmada, bina dış cephelerinde kullanılan güvenlik camlarının farklı kalınlıklarda ve farklı sıcaklıklarda yük taşıma kapasitelerini araştırmıştır. Çalışmada 2x6 mm ve 3x6 mm kalınlıklarında lamine camlar kullanmıştır. -20, +23 ve +60 °C sıcaklıklarda dört noktadan yük uygulamış ve sonuçları grafikler halinde sunmuştur. Ayrıca, aynı sıcaklıklarda 2x6 mm'lik düz camlara yük uygulamış ve sonuçları sunmuştur. Çalışma sonunda, 2x6 mm kalınlığındaki lamine camın yük dayanımını; -20 °C'de 7,16 kN, +23 °C'de 6,64 kN ve +60 °C'de 6,58 kN olarak ölçmüş ve sıcaklık düştükçe yük dayanımının arttığını saptamıştır (PANKHARD, 2008).



Bu alışmada, Reynolds sayısı 30000 alınarak tekli, kare ve ugen dizilişli nozul sistemleri ile soğutma işlemi yapılmıştır. Ayrıca teperlenen camların parçacık sayıları belirlenerek darbe dayanım değerleri ölçülmüştür. Bulunan sonuçlar göz önüne alınarak optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu belirlenmiştir.

## 2. GENEL BİLGİLER

Otomotiv sektöründe kullanılan camlar temel özellikleri bakımından güvenlik camları olarak adlandırılmakta olup, temperli ve lamine cam olmak üzere ikiye ayrılır. Genel olarak araçların ön camlarında lamine cam, arka ve yan camlarında ise temperli camlar kullanılmaktadır. Kaza esnasında parçalanan temperli cam parçacıklarının belirli büyüklüklerde olması istenir. Eğer cam parçacıkları büyük olursa yaralanmalara, çok küçük olursa da kulak, göz gibi organlara kaçabilir. Bundan dolayı parçacık sayıları TS 917'ye göre belirlenmiştir. TS 917 “Motorlu Nakil Araçlarında Ve Römorklarında Kullanılan Emniyet Camları Ve Cam Malzemeleri” standardında, kırılan camın 5x5 cm'lik bir alan içerisinde parça sayımının yapılması ve parça sayısının 40'dan az 400'den çok olmaması gerektiği ifade edilmektedir (TS 917, 1999). Yapılan araştırmalarda bu standardı sağlayacak optimum cam temperleme ünitesinin bulunmadığı saptanmıştır. Mevcut cam temperleme ünitelerinde genellikle gerekenden fazla debide cam yüzeyine hava üfleme yapılmaktadır ve dolayısıyla enerji israfı olmaktadır. Bu proje çalışmasında, kare ve üçgen diziliş olmak üzere S/D=2,4,6,8,10 ve H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında soğutma işlemi yapılarak optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu saptanmıştır.

Uzun yıllardır hava jetleri ile ilgili farklı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarla ilgili bilgiler literatür kısmında detaylı bir şekilde verilmiştir. Hava jetleri ile ilgili yapılan çalışmalarda soğutma ünitesi konfigürasyonları, nozul geometrisi ve dizilişlerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkileri incelenmiştir. Yerel ve ortalama Nu sayısının değişimleri elde edilmiştir. Fakat bu çalışmalarda; soğutulacak yüzey genellikle camdan farklı bir malzeme olup, malzeme yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sabit alınmıştır. Bu tür çalışmalarda Nu sayısı,

$$Nu = f(H/D, S/D) Pr^m Re^n \quad (2.1)$$

ile karakterize edilmiştir ve Re sayısının değişim aralıklarına göre boyutsuz ifadeler tanımlanmıştır. Sonuçta taşınım ile yerel ısı transfer katsayısı,  $h$  ( $W/m^2 K$ ) ne kadar yüksek elde edilirse, Nu sayısı o oranda yüksek olacak ve yüzeyin daha hızlı soğuması sağlanacaktır. Yerel taşınım ile ısı transfer katsayısı ve Nu sayısı aşağıdaki denklemlerden hesaplanır.

$$h_i = \frac{q_v}{T_{s,i} - T_j} \quad (2.2)$$

$$Nu_i = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.3)$$

Burada,  $q_v$  birim yüzeyden taşınım ile transfer edilen ısı akısını ( $W/m^2$ ),  $T_{s,i}$  yerel yüzey sıcaklığını ( $^{\circ}C$ ),  $T_j$  hava jeti çıkış sıcaklığını ( $^{\circ}C$ ) göstermektedir.  $D$  nozul çapını (m),  $k$  ise havanın ısı iletkenliğini ( $W/mK$ ) göstermektedir. Çalışmalarda soğutma sistemi konfigürasyonları için en çok rastlanan oranlar  $2 \leq H/D \leq 6$  ve  $3 \leq S/D \leq 6$  olarak bilinir (MONNOYER ve LOCHEGNIES, 2008).

Tek Lüleler için, ısı geçiş bağlantıları;

$$Nu_i = f\left(Re, Pr, \frac{x}{D}, \frac{H}{D}\right) \quad (2.4)$$

şeklinde verilmektedir. Burada tek ve yuvarlak lüle dizileri için empirik denklemler verilmiş olup bu denklemler hedef levhada (çarpma yüzeyinde) sabit sıcaklıkta ısı transferinin olduğu kabul edilerek türetilmiştir (KATTI ve PRABHU, 2008).

Tek bir yuvarlak lüle için;

$$\frac{Nu_i}{Pr^{0.42}} = G\left(\frac{x}{D}, \frac{H}{D}\right) F_1(Re) \quad (2.5)$$

Burada,

$$F_1 = 2Re^{1/2} \left(1 + 0.005Re^{0.55}\right)^{1/2} \quad (2.6)$$

ve

$$G = \frac{D}{r} \cdot \frac{1 - 1.1D/r}{1 + 0.1\left(\frac{H}{D} - 6\right)\frac{D}{r}} \quad (2.7)$$

olmaktadır. Geçerlilik aralıkları ise,

$$\left[ \begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 400000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 2.5 \leq \frac{r}{D} \leq 7.5 \\ \text{veya} \\ 0.04 \geq A_r \geq 0.004 \end{array} \right] \quad (2.8)$$

olmaktadır.

Yuvarlak lüle dizeleri için ise;

$$\frac{Nu_i}{Pr^{0.42}} = K \left( A_r, \frac{H}{D} \right) G \left( A_r, \frac{H}{D} \right) F_2(Re) \quad (2.9)$$

bağıntısı önerilmektedir.

$$K = \left[ 1 + \left( \frac{H/D}{0.6/A_r^{1/2}} \right)^6 \right]^{-0.05} \quad (2.10)$$

$$F_2 = 0.5Re^{2/3} \quad (2.11)$$

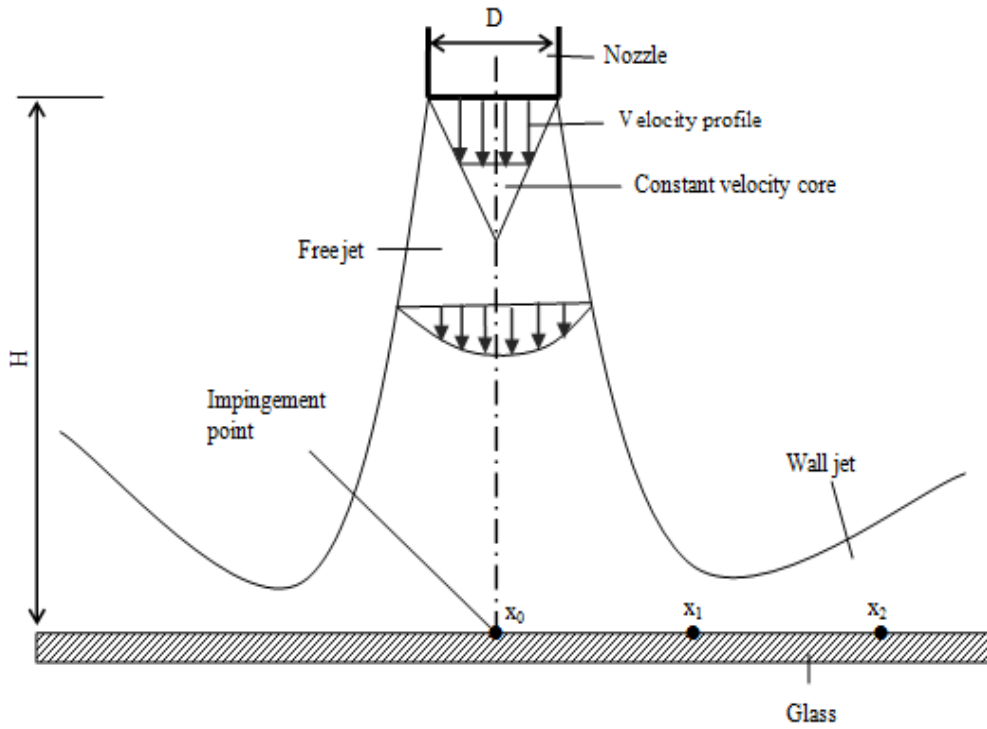
şeklinde verilmekte olup, geçerlilik aralıkları ise;

$$\left[ \begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 100000 \\ 2 \leq \frac{H}{D} \leq 12 \\ 0.004 \leq Ar \leq 0.04 \end{array} \right] \quad (2.12)$$

olmaktadır. Burada  $A_r$ , lüle çıkış kesit alanının hücre yüzey alanına oranıdır.

Şekil 2.1’de gösterildiği gibi sabit bir yüzeye çarpan hava jeti, genel olarak D çapındaki nozuldan durgun çevreye püskürtülür. Çarpan jetler genellikle türbülanslıdır ve nozul çıkışında sabit hız dağılımına sahiptir. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan jet akışı genel olarak dört bölgeye ayrılabilir. Serbest jet bölgesi olan birinci bölgede; nozul çıkışından başlayarak

uzaklık arttıkça, jet ile çevre arasındaki momentum aktarımı jetin serbest sınırının genişlemesine sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar ve burada çekirdeğin hızı nozul çıkış hızına eşittir. Gelişen jet bölgesi olan ikinci bölgede; büyük nozul-plaka mesafelerinde nozul çıkışından itibaren mesafe arttıkça aksenal hızlar düşer. Bir diğer bölge olan üçüncü bölge durma veya çarpma bölgesidir. Çarpma plakasına yakın olan bu bölge genel olarak “sapma bölgesi” olarak adlandırılır. Durma veya çarpma bölgesinde akış hızı ani olarak düşer ve statik basınç artar. Dördüncü ve son bölge olan duvar jet bölgesinde; duvara yakın yerde yerel hız maksimumudur ve duvardan uzaklaştıkça hızla düşer. Duvar jetleri paralel akışlara göre daha fazla ısı transferi meydana getirirler (JAMBUNATHAN vd., 1992).



Şekil 2.1. Hava jeti kısımları

Oto camların temperlenmesinde, soğutma işlemi sırasında cam yüzey sıcaklığı ( $T_s$ ) sabit kalmamaktadır, zamana bağlı olarak değişmektedir. Aynı zamanda camın yüzeyinde taşınım ile transfer edilen ısı miktarı da sürekli olarak değişmektedir. Bu yüzden, cam yüzeyi üzerindeki yerel ve ortalama Nu sayılarını belirlemek güçtür. Bu zorlukların üstesinden gelebilmek için öncelikle temperlenmiş oto cam imalatı yapan firmaların kullandığı dikey fırın temperleme ünitesinin prototipi kurulmuştur. Kurulan deney düzeneğinde; soğutma ünitesi konfigürasyonu ve nozulların dizilişi değiştirilerek, oto cam temperleme işleminin her

aşamasında cam yüzey sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi ile birlikte, cam yüzeyindeki yerel ve ortalama Nu sayılarının değişimleri belirlenecektir. Yüksek Nu sayılarına düşük debilerde ulaşabilmek için optimum soğutma sistemi konfigürasyonu ve nozul dizilişi tespit edilecektir. Bu durum enerji sarfiyatı açısından ayrıca önem arz etmektedir. Böylelikle optimum soğutma sistemi konfigürasyonu ve nozul dizilişi belirlenerek, camın temper kalitesi de artırılmış olacaktır.

### 3. GEREÇ VE YÖNTEM

Oto cam temperleme deney düzeneği sanayide kullanılan dikey temperleme ünitelerinin bir prototipidir. Kurulumu yapılan prototip deney düzeneği dört ana kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlar; basınçlı hava tesisatı, fırın, ani soğutma ünitesi ve Elektrik, PLC ve otomasyon kısmıdır. Kurulumu yapılan deney ünitesinden elde edilen veriler kullanılarak ısı transferi hesaplamaları yapılmış, daha sonra camlara mekanik darbe deneyleri uygulanmıştır. Mekanik deneyler sonucunda optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu belirlenmiştir.

#### 3.1 Deney düzeneğinin Kurulumu

Deney düzeneğinin kurulumu, basınçlı hava tesisatı, fırın, ani soğutma ünitesi ve elektrik, PLC ve otomasyon donanımlarının kurulumu olmak üzere dört ana kısımda gerçekleştirilmiştir. Basınçlı hava tesisatı, fırının imal edilmesi, ani soğutma ünitesi, pnömatik sistemler ve temperleme ünitesi ana gövdesinin kurulumu mekanik kısmı oluşturmaktadır. Elektrik tesisatı ve bağlantıları, termokupl bağlantıları, sensör bağlantıları, dokunmatik kontrol panosu ve SCADA yazılımı ise elektrik, PLC ve otomasyon kısmını oluşturmaktadır.

##### 3.1.1. Basınçlı Hava Tesisatı

Cam yüzeyinin ani olarak soğutulması için gerekli hava dış ortamdan basınçlı hava tesisatı ile sağlanmaktadır. Basınçlı hava tesisatı; vidalı kompresör, hava tankı, giriş-çıkış filtreleri, hava kurutucu, hava şartlandırıcı, regülatör, debimetre ve galvanizli çelik borudan oluşmaktadır.

Vidalı Kompresör: Birbiri ile ters yönde dönen asimetric profilli iki vida elemanı arasında tutulan hava dönme devam ettikçe hacmin daralması nedeniyle sıkışır ve üretim sağlanır. Bu çalışmada, ATV-30 yağlı çalışan, 30 kW gücünde, 5,2 m<sup>3</sup>/dk hacimsel debi sağlayabilen, 7.1 bar çalışma basıncında bir vidalı kompresörün kurulumu yapılmıştır.

Hava Tankı: kompresör çıkışındaki basınç dalgalarını absorbe etmek ve hava depolamak için kullanılır. Çalışmada 5 m<sup>3</sup> iç hacme sahip hava tankı kompresör çıkışına yerleştirilmiştir.

Giriş-Çıkış Filtreleri: Çevre havadan çekilip hava tankında sıkıştırılan hava içerisinde toz ve su bulunabilir. Bu toz ve hava ani soğutma sırasında camın parçalanmasına ve sistem elemanlarının zarar görmesine neden olabilir. Bundan dolayı, soğutma havasının toz ve nemden arındırılması gerekmektedir. Giriş filtresi kurutucu girişinde, çıkış filtresi ise kurutucu çıkışında bulunmaktadır. Yerleştirilen giriş ve çıkış filtreleri 16 bar basınca dayanabilmektedir.

Hava Kurutucusu: Basınçlı hava tankındaki havanın içinde bulunan nem, basıncın ve soğumanın etkisiyle yoğunlaşarak sıvı hale gelerek tankın tabanına birikir. Yine de hava tamamen nemden arındırılamaz. Hava tankından çıkan çok az nemli ve sıcaklığı yüksek havanın nemi kurutucuda giderilir ve sıcaklığı düşürülür. Cam temperleme işleminde camın soğutulması için üflenen havanın kuru olması gerekmektedir.

Basınçlı hava tesisatında bulunan elemanların bir kısmı boyutlarından dolayı laboratuvar dışına yerleştirilmiştir. Şekil 3.1’de basınçlı hava tesisatı elemanları verilmiştir.



Şekil 3.1. Basınçlı hava tesisatı elemanları



Kurutucudan çıkan soğutma havası 1 ½” galvanizli çelik boru ile ani soğutma ünitesine iletilmektedir. Sistem sonunda basınçlı hava T bağlantı elemanı ile iki kısma ayrılmış olup basınçlı havanın bir kısmı üfleme ünitesine, diğer kısmı ise şartlandırıcıdan (Şekil 3.2a) geçerek pnömatik pistonlara gönderilmektedir. Bağlantı elemanından sonra debiyi ayarlamak için 1 ½” çapında basınç regülatörü (Şekil 3.2b) kullanılmıştır. Basınç regülatöründen sonra ise akışkana yol vermek için selenoid valf (Şekil 3.2c) kullanılmıştır.



Şekil 3.2. a) Şartlandırıcı, b) regülatör, c) selenoid valf, d) debimetre

Basınçlı hava tesisatının laboratuvar içersindeki elemanları sırası ile 1 adet 1 ½” regülâtör, 1det 1 ½” selenoid valf, 1 adet 1 ½” debimetre, 1 adet ½” kütleli debimetre, nozulların bağlı bulunduğu plakalar ve nozullardan oluşmaktadır. Laboratuvar duvarına sabitlenmiş 1 ½” galvanizli çelik boruya bir T parçası takılarak basınçlı havanın hem üfleme ünitesine hem de pnömatik tahrik elemanlarına ulaşması sağlanmıştır. Basınçlı hava tesisatına takılan T bağlantı parçasından 60 cm ileriye, 1 ½” çapında ve 10 bar basınç ölçebilen regülatör konulmuştur. Regülatörün T den itibaren 60 cm ileriye konulmasının nedeni, T bağlantı parçasının neden olduğu akış çalkantılarını en aza indirerek regülatörde daha doğru bir basınç değeri okunmasını sağlamaktır.

Oto camın temperleme işleminde, ani soğutma işlemi için gerekli olan basınçlı hava sisteminin otomatik olarak kontrolü için (açma-kapama) 1 adet R 1 ½” Selenoid valf kullanılmıştır. Valfin çalışma gücü 24 V olup, besleme kablosu cam otomasyon panosuna bağlanacak şekilde yerleştirilmiştir.

Üfleme hattına giden ve nozullardan üflenlen toplam hava debisini ölçmek için selenoid valften 250 cm ileriye TESTO 6443 basınçlı hava sayacı ve debimetresi hatta yerleştirilmiştir. Bahsedilen 1 ½” regülâtör, 1 ½” selenoid valf, ve 1 ½” debimetrenin T bağlantı parçasından itibaren konumları Şekil 3.3’te gösterilmiştir.



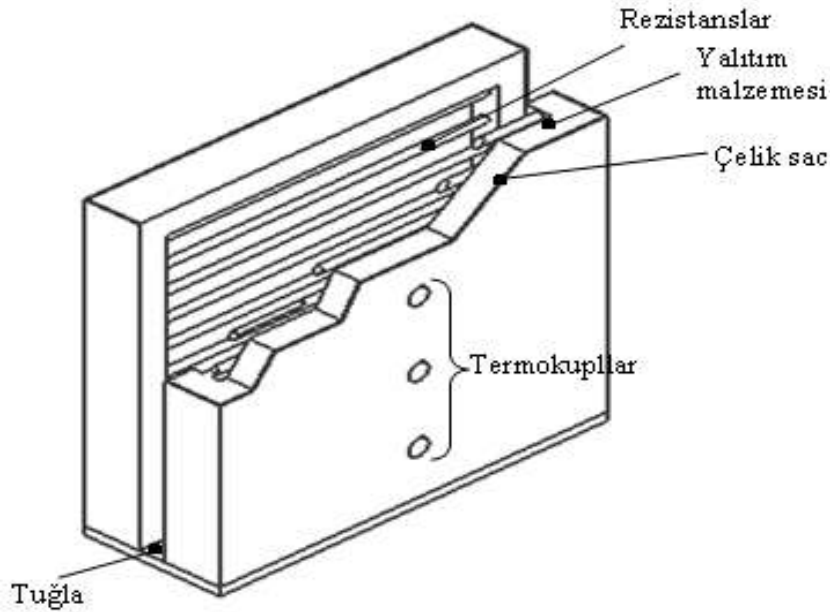
Şekil 3.3. a) Hava şartlandırıcı b) regülâtör (1 ½”) c) selenoid valf  
d) DN 40 Debimetre e) hava hortumu

1 ½” boru çapında olan TESTO 6443 debimetresi, selenoid valfin neden olduğu çalkantıları en aza indirmek ve tam gelişmiş akışın sağlanması için selenoid valften yaklaşık 250 cm ileriye monte edilmiştir. Literatürde, uygulamalarda karşılaşılan çoğu boru akışında boru çapının minimum 10 katı bir uzunluktan sonra giriş etkileri önemsiz hale gelir ve hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak  $L_h$ , türbülans  $\approx 10xD$  alınabilir (INCROPERA ve DEWITT, 2007).

Debimetrenin kullanım kılavuzunda belirtildiği üzere  $L=35xD+1100=35 \times 38,1+1100=2433,5$  mm'lik bir mesafeye monte edilmiştir. Ölçüm aralığı 1,3.....410 Nm<sup>3</sup>/h, çalışma sıcaklığı 0.....60 °C, 4.....20 mA (4 tel bağlantılı), ölçüm birimleri: Nm<sup>3</sup>/h, Nl/dak, Nm<sup>3</sup> ve °C, 475 mm ölçüm hattı boyu ve 2 adet anahtar çıkışına sahip TESTO 6443 debimetresinin analog çıkışı (4 tel bağlantısı otomasyon panosuna çekilmiştir).

### 3.1.2. Fırın

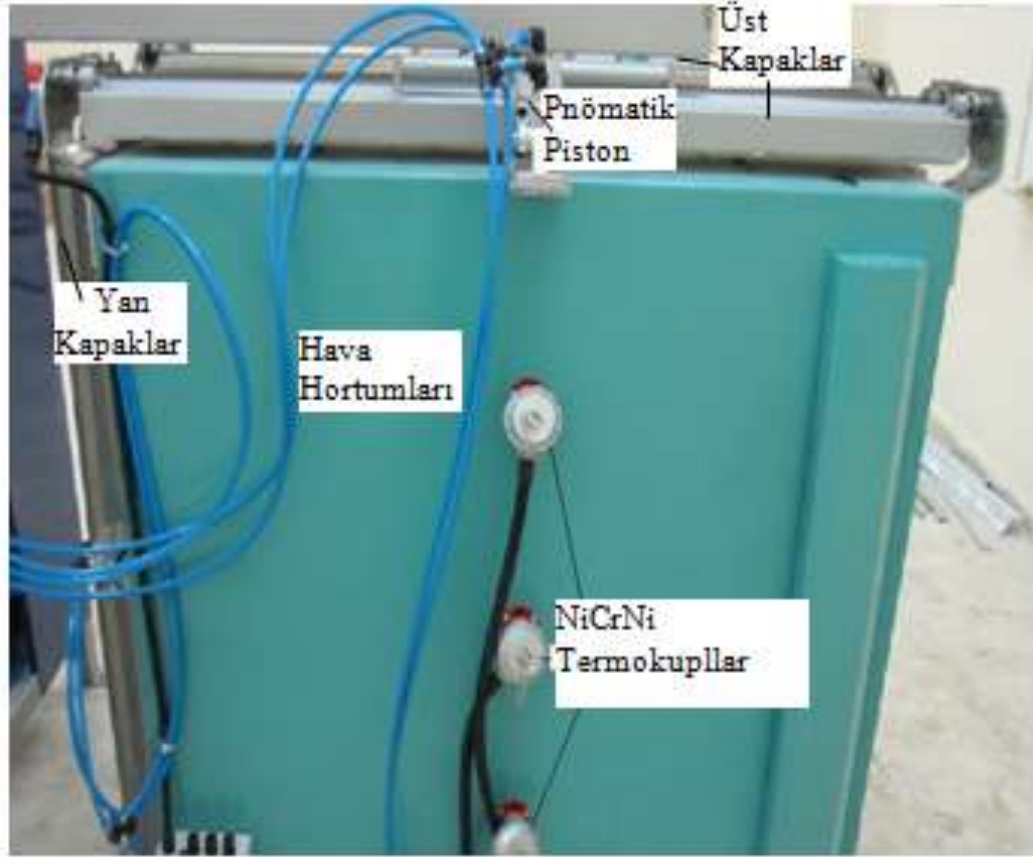
Herhangi bir malzemenin temperleme kalitesini etkileyen önemli faktörlerden biri de ısıtma işlemi ve tekniğidir. Temperlenecek olan camın öncelikle ergime sıcaklığına yakın bir sıcaklığa kadar ısıtılması işlemi için prototip bir fırın tasarlanmış ve imal edilmiştir. Isıtmada kullanılan fırın 10 kW gücünde ve 0,38 m<sup>3</sup> iç hacme sahip olup, fırının kesit görünüşü Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Fırının kesit görünüşü

Camın fırına giriş ve çıkışı için fırının ön ve üst tarafı pnömatik olarak açılıp kapanacak şekilde tasarlanmıştır. Fırının duvarları yaklaşık 1100 °C'ye kadar dayanabilen 17 cm kalınlığında 0,056 W/mK ısıl iletkenliğine sahip ceraboard (seramik levha) yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Fırının tabanına ise 110 mm kalınlığında ateş tuğlaları yerleştirilmiştir. Fırın

yan duvarları ise 1,5 mm kalınlığında elik sac ile kaplanmıştır. Fırın içinde karşılıklı yerleştirilmiş rezistanslar arasındaki mesafe 40 cm olacak şekilde toplam 24 adet (12x2) rezistans kullanılmıştır. Fırın içersindeki sıcaklığı ölçmek için u adet NiCr-Ni termokupl kullanılmıştır. şekil 3.5'te kurulumu yapılan fırının yandan görünümü, şekil 3.6'da ise NiCr-Ni termokuplun görünümü verilmiştir.



şekil 3.5. Kurulumu yapılan fırının yandan görünümü



### Şekil 3.6. ise NiCr-Ni termokupl

#### 3.1.3. Ani Soğutma Ünitesi

TESTO 6443 debimetresinden sonra 3,5 m uzunluğunda 38 mm çapında hava hortumu takılmıştır. Hava hortumuna bir T parçası takılarak karşılıklı yerleştirilmiş regülatörlerin takılı olduğu hava odasına bölünmesi sağlanmıştır. Üfleme ünitesi üzerinde karşılıklı olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli 122x6x4 cm ölçülerinde 2 adet hava odası bulunmaktadır. Bu hava odalarının her birine ½” çapında 8 er adet hava regülatörleri yerleştirilmiştir. Bu regülatörlerin amacı her bir nozuldan eşit debide hava üflenmesini sağlamaktır. TESTO 6441 debimetresinde okunan debi değerinin tüm nozullarda eşit olabilmesi için, diğer regülatörlerin basınçları debimetrenin bağlı bulunduğu regülatör basıncında olmalıdır. Deneyler farklı hava debilerinde yapılacağından dolayı, nozullardan üflenen havanın debi değerleri TESTO 6441 debimetresinde ölçülür. Ölçülen her bir debiyi sağlayan hava regülatöründeki basınç değeri okunur ve bütün regülatörler debimetrenin bağlı bulunduğu regülatör basınç değerine getirilerek bütün nozullardan eşit miktarda havanın üflenmesi sağlanır. Regülatörler, hava hortumları ve ½” debimetrenin bağlı bulunduğu üfleme ünitesi Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Regülatörler, hava hortumları ve ½” debimetre

Ölçüm aralığı  $0.25 \dots 75 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , en yüksek gösterge değeri  $90 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , ölçüm hattı boyu 300 mm, termal cam kaplamalı termik sensörlü,  $4 \dots 20 \text{ mA}$  (4 tel bağlantı) analog çıkışına sahip ve 2 adet anahtar çıkışı bulunan TESTO 6441 debimetresi üfleme ünitesinde bulunan hava regülatörlerinden bir tanesi ile nozul plakaları arasına yerleştirilmiştir. ½” çapındaki hava regülatöründen sonra çift dirsek kullanıldığı için akışın tam gelişmesi için minimum uzunluk  $L=10 \times D=10 \times 12.7=127 \text{ mm}$ 'dir. 2. dirsek ile debimetre arasına 20 cm uzunluğunda ½” çapında galvanizli çelik boru takılmıştır.

Karşılıklı yerleştirilmiş nozulların bağlı bulunduğu plaka ile ½” çapındaki regülatörler arasına 8 mm iç çapında toplam 16 adet hava hortumu takılmıştır. Hava hortumları nozulların bağlı bulunduğu plakalara yaylı rekorlar ile tutturulmuştur. Yaylı rekorların kullanılmasının nedeni hava hortumlarının sökülüp takılmasının kolay olmasını sağlamaktır.

Her bir deney için farklı geometrielerde nozul dizilişleri tasarlanmış ve bu dizilişlere göre nozulların bağlı bulunduğu plakalar imal edilmiştir. 8 mm çapındaki nozulların bulunduğu

plakalar tekli, kare ve üçgen dizilişli olmak üzere tasarlanmıştır. Plaka üzerine yerleştirilmiş nozulların boyu yaklaşık 8 cm'dir.

Karşılıklı yerleştirilmiş biçimde iki adet tekli, 10 adet kare şeklinde ve 10 adet de üçgen şeklinde dağıtılmış nozul plakası olmak üzere toplam 22 adet plaka imal edilmiştir. Nozul plakaları her bir deneyin sonunda kolay sökülüp takılması için üfleme ünitesine kelebek vida ile tutturulmuştur.

Karşılıklı olarak yerleştirilmiş olan nozul plakalarının kelebek vidalar ile sabitlendiği 100x80 cm ölçülerindeki iç çelik çerçeveler, gövdeye birleştirilmiş olan ve raylar üzerinde hareket eden 120x100 cm ebatlarındaki dış çelik çerçeve üzerindeki raylara yerleştirilmiştir. Cam temperleme sürecinin soğutma kısmında nozulların bağlı bulunduğu plakaların dikey hareketi için, iç çelik çerçevenin üst kısımlarına birer adet çift etkili piston yerleştirilmiştir. İç çerçevenin dikey yönde hareketini sağlamak için, her bir iç çelik çerçevenin üst kısımlarına birer adet 50x40 mm ölçülerinde TEKMAK marka çift etkili pnömatik piston yerleştirilmiştir. Deneyler süresince farklı cam ebatları soğutulacağı için, deney camını y ekseninde plaka ile aynı noktaya merkezlemek amacı ile pistonların ucuna M10x100 saplama takılmıştır. Ani soğutma ünitesi Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Ani soğutma Ünitesi

İç çerçeve olarak adlandırılan nozul plakalarının takılı olduğu 100x80 cm ölçülerindeki çelik çerçevenin profil ölçüleri 30x30 mm, dış çerçeve olarak adlandırılan 120x100cm ölçülerindeki çelik çerçevenin profil ölçüleri ise 60x40 mm'dir.

Gövde üzerindeki raylarda ileri-geri (z ekseninde) hareket edebilen, karşılıklı olarak yerleştirilmiş 2 adet dış çerçeve vardır. Dış çerçeve z ekseninde ileri geri hareketini gövdeye monte edilmiş raylar üzerinde yapmaktadır. Her bir dış çerçeveye toplam dörder adet V biçimli çelik teker takılmıştır. Dış çerçeveler ileri geri hareketini 63x80 mm ölçülerinde çift etkili pistonlar ile yapmaktadırlar. Cam yüzeyi ile nozul arasındaki mesafenin (H) nozul çapına (D) oranı olan H/D mesafesini ayarlamak için pistonların ucuna M10x80 mm ölçüsünde saplamalar birleştirilmiştir. Ayar yapabilmek için saplamanın üzerine 2 adet tırtıl başlı somun takılmıştır. H/D=1,2,4,6,8,10 şeklinde değişmektedir. Yani cam nozul sistemine en az 8 mm, en fazla 80 mm yaklaştırılacaktır.



Camın ileri-geri hareketi (fırına girişi, çıkışı, başlangıç noktasına dönmesi vb) için VM71-4 tipi 0.37 kW gücünde bir asenkron elektrik motoru kullanılmıştır. Elektrik motorunun milinin ucuna 135 mm çapında bir zincir dişlisi takılmıştır. Bu zincir dişlisi ile özdeş başka bir zincir dişlisi aynı ekseninde olacak şekilde üst gövdeye sabitlenmiştir. Camı fırın içerisine taşıyan mekanizmanın iki tarafına taşıyıcı zincir birleştirilmiştir. Zincirin gerginliğini ayarlamak için üst gövdeye 3 adet 70 mm çapında zincir dişli çarkları monte edilmiştir. Camı taşıyan mekanizmanın hareketi bu zincir sayesinde olmaktadır. Taşıyıcı mekanizmanın ileri geri hareket etmesi için üst gövde üzerine ray yapılmıştır. Temperleme ünitesinin üstten görünüşü Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9. Temperleme ünitesinin üstten görünüşü

Camın ısıtılma esnasında fırın içerisindeki derinliğinin ayarlanabilmesi için, mekanizmayı taşıyan profil iki yerinden delinmiş ve içerisinde M10x370 mm saplama geçirilmiştir.

Dikeyde birbirine paralel olan bu saplamaların ucuna camın asılacağı özel olarak imal edilmiş çengelli kelebek taşıyıcıların takıldığı delikli lama sabitlenmiştir. Lamanın delikli yapılmasının nedeni, farklı ebatlardaki camların asılabilmesi içindir. Çengelli kelebek taşıyıcılar, hareket sonucu camın düşmeyeceği bir şekilde tasarlanmıştır.

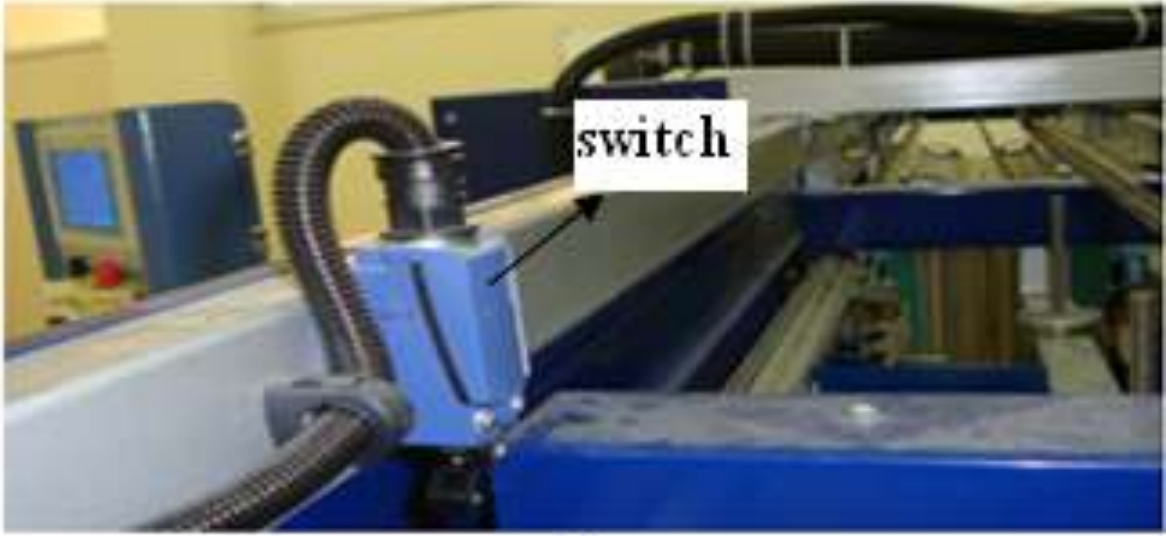
Cam yüzeyine yapıştırılmış termokuplların araba ile beraber hareket edebilmesi için üst gövde boyunca, hareketli plastik kablo kanalının (15x40mm) hareketi için sac bir kanal yapılmıştır. Hareketli plastik kablo kanalının, arabanın ileri geri hareketi esnasında kıvrılarak sac kanaldan çıkmaması için sac üzerine L profilli bir sac kapak geçirilmiştir.

Deneyler farklı H/D ve S/D oranlarında yapılacağından ve aynı zamanda nozulların dizilişi (kare ve dikdörtgen) değiştirileceğinden, termokuplların temperlenmiş camdan sökülmesi esnasında termokupl uçlarının bozulacağından termokupl kaynak makinesi alınmıştır. Termokupl kaynak makinesi Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

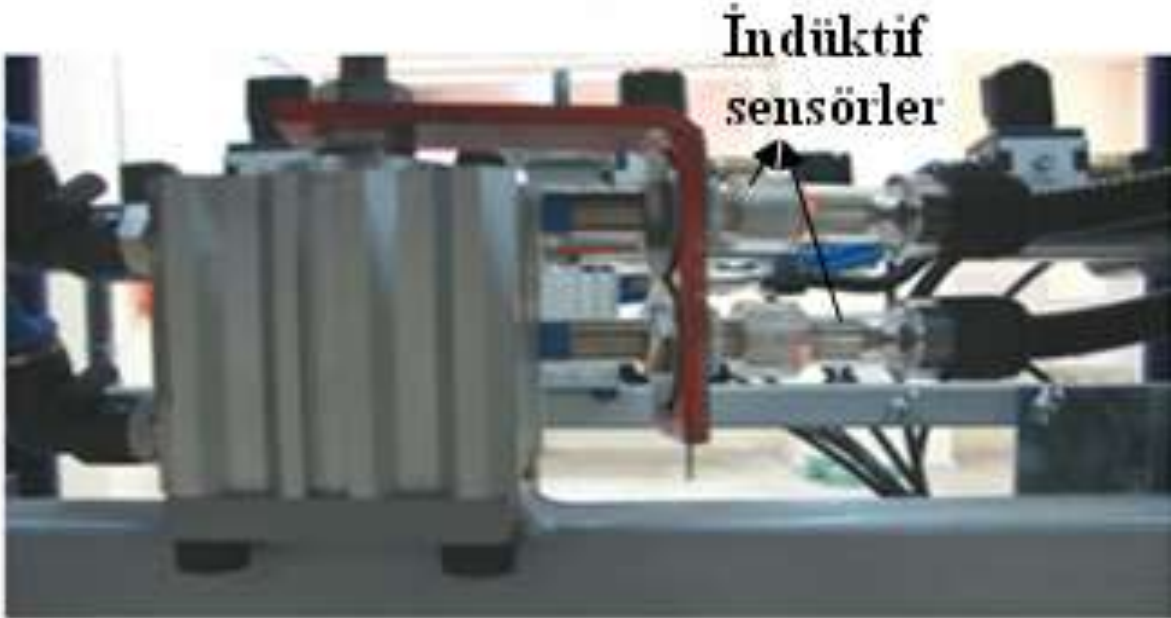


Şekil 3.10. Termokupl kaynak makinesi

Camın taşıyan arabanın ve fırın kapaklarının konumu switchler ile pistonların konumu ise indüktif sensörler ile belirlenmektedir. Şekil 3.11'de indüktif sensörlerinve switchlerin görünümü verilmiştir.



a)



b)

Şekil 3.11. İndüktif sensörlerin ve switchlerin görünümü

### 3.1.4. Elektrik, PLC ve Otomasyon Donanımlarının Kurulumu

Bina trafosundan laboratuvar içerisine 60 kW'lık elektrik enerjisi iletebilecek 4x16 elektrik kablosu döşenmiş, 60 kW olan elektrik enerjisi laboratuvar içerisine yerleştirilerek elektrik panosunda ikiye ayrılmıştır. 70 m uzunluğunda elektrik kablosu döşenerek kompresör odasına 30 kW'lık elektrik enerjisi iletilmiştir. Kompresörün bulunduğu bölgeye sigorta panosu ve bir adet aydınlatma lambası takılmıştır. 30 kW enerji sağlayacak elektrik kablosu laboratuvar

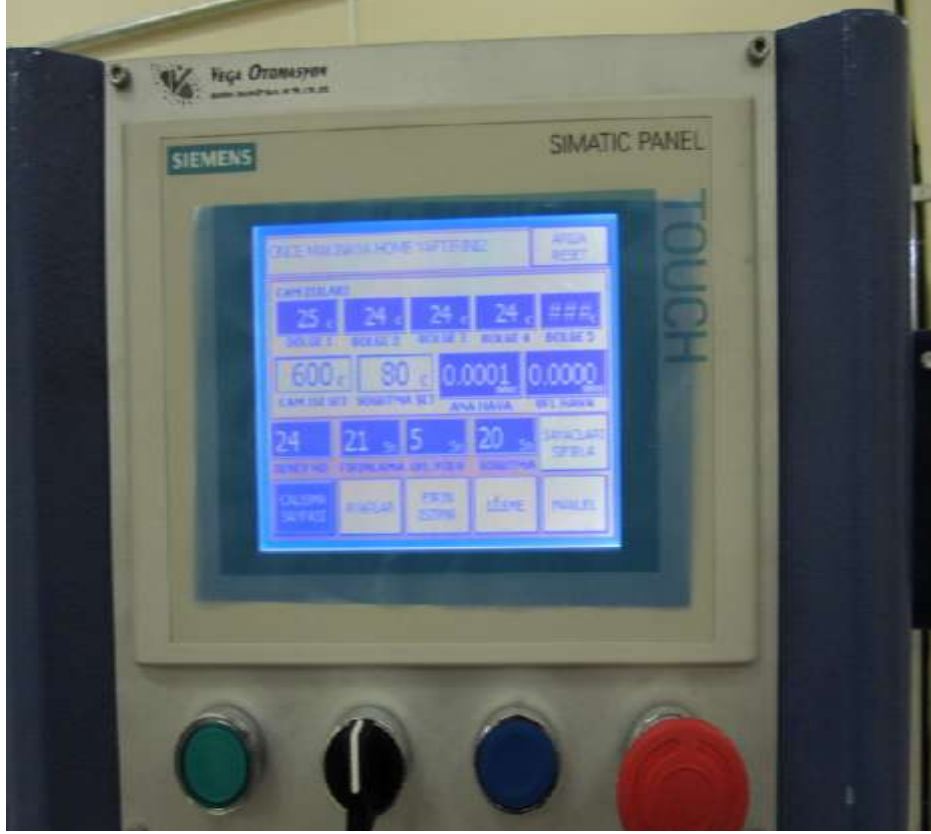
içerisine yerleştirilen PLC ve otomasyon panosuna çekilmiştir. Otomasyonu yapan şirket ile temperleme ünitesini imal eden firma imalat aşamasında ortaklaşa çalışmışlardır. Sistemde mekanik ve indüktif sensörler kullanılmıştır. Otomasyon şirketince önce otomasyon panosu hazırlanmış ve panodan makineye kablo kanalları vasıtası ile elektrik kabloları döşenmiştir.

Yapılan bağlantı ve otomasyon işlemleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- 1- Toplamda altı bölgeye ayrılmış fırının rezistanslarının otomasyon panosuna bağlantıları yapıldı.
- 2- Otomasyon panosuna ve temperleme makinesine elektrik enerjisi verildi. Isıtma ve akım kontrolleri yapıldı.
- 3- Fırın üstüne takılan kapaklar açılarak switchlerinin bağlantıları yapıldı ve çalışma kontrolleri yapıldı. Fırının yan duvarına 3 adet NiCr-Ni termokupl bağlantıları ve bu termokupllardan otomasyon panosuna gelen verilerin kalibrasyonları yapıldı.
- 4- Ani soğutma sistemindeki plakaların ileri-geri ve yukarı-aşağı hareketi için indüktif sensörlerin montajları yapılarak çalışma kontrolleri ve otomasyon panosuna gelen verilerin doğruluk testleri yapıldı.
- 5- Hareketli mekanizma ile elektrik motorunun bağlantıları yapıldı. Hız kontrol cihazına girişler yapılarak kontrol cihazının motoru hareket ettirmedeki verimlilik ayarları yapıldı
- 6- 6” ebadında Siemens dokunmatik operatör kontrol panelinin yerine montesi, bağlantıları ve program yüklemesi yapıldı.
- 7- Soğutma ünitesi üzerindeki debimetre cihazlarının çıkış kablo bağlantıları yapıldı.
- 8- Cam yüzeyine yapıştırılacak termokuplların diğer ucu otomasyon panosuna monte edilerek test edildi.
- 9- Yazılan otomasyon kumanda programı, Siemens S7-300 PLC’ ye yüklendi. Temperleme makinesinin çalışma performans ayarları, makine ve kullanıcı güvenlik tedbirlerinin çalışma kontrolleri yapıldı.

Oto cam temperleme ünitesinin kontrolü (fırın sıcaklıkları, ısıtma ve ani soğutma süreleri, cam yüzey sıcaklıkları, nozul plakalarının aşağı-yukarı hareket süreleri, taşıyıcının hızı, vb.), Şekil 3.12’de gösterilen dokunmatik kontrol paneli ile sağlanmakta, kontrol paneline girilen değerler ise Şekil 3.13’te gösterilen PLC ve otomasyon panosuna gönderilmektedir. Bilgisayar ile PLC arasındaki haberleşme SCADA programı ile denetlenmekte ve elde edilen

veriler bu program sayesinde bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Şekil 3.14’de SCADA programı ara yüzü ile cam yüzey sıcaklıkları, ana ve üfleme havası debileri, ısıtma ve ani soğutma süreleri gibi değerler takip edilip kaydedilebilmektedir. Şekil 3.15’te ise temperleme ünitesinin genel görünümü verilmiştir.



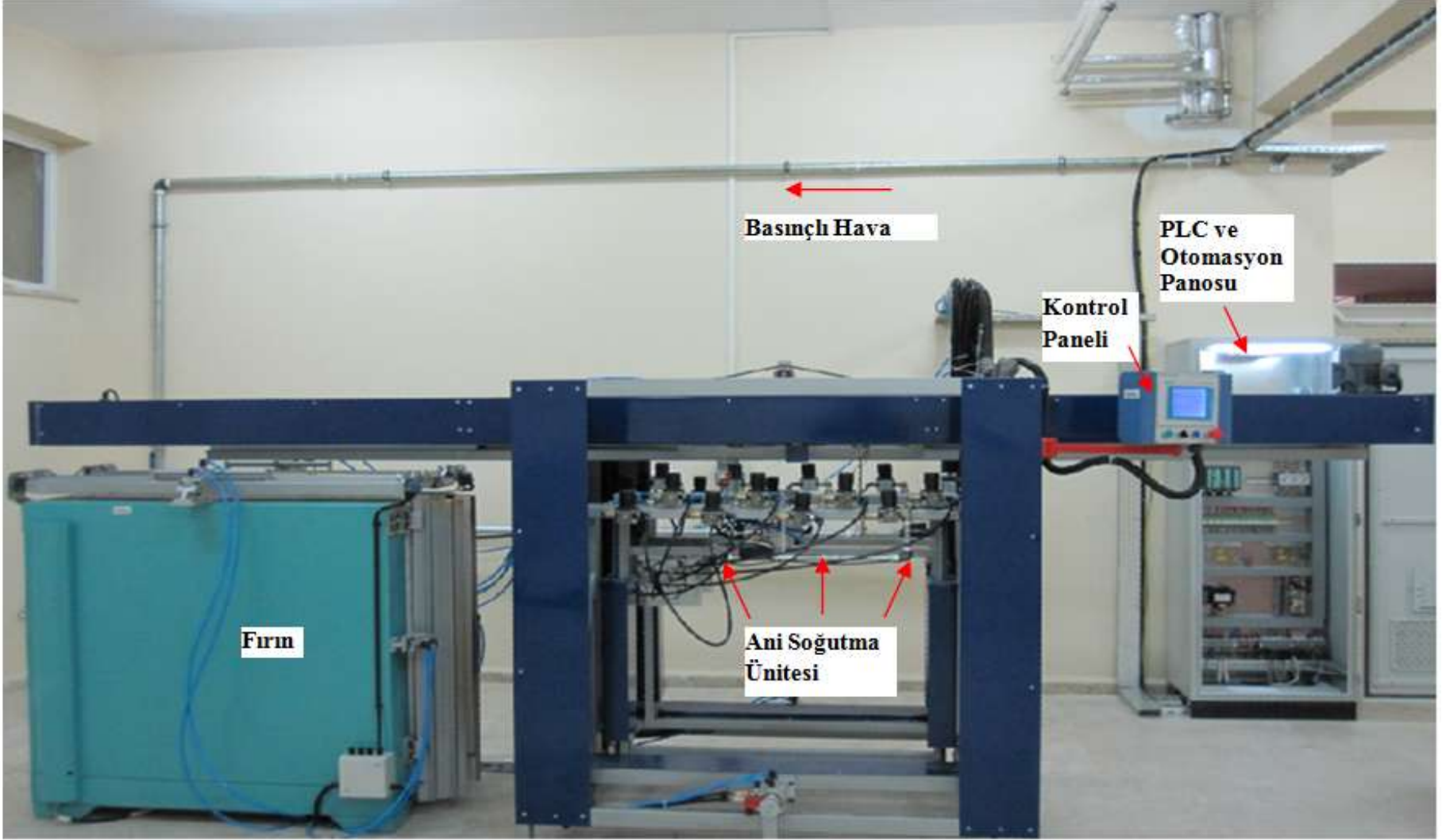
Şekil 3.12. Dokunmatik kontrol panosu



Şekil 3.13. PLC ve otomasyon panosu



Şekil 3.14. SCADA programının ara yüzü

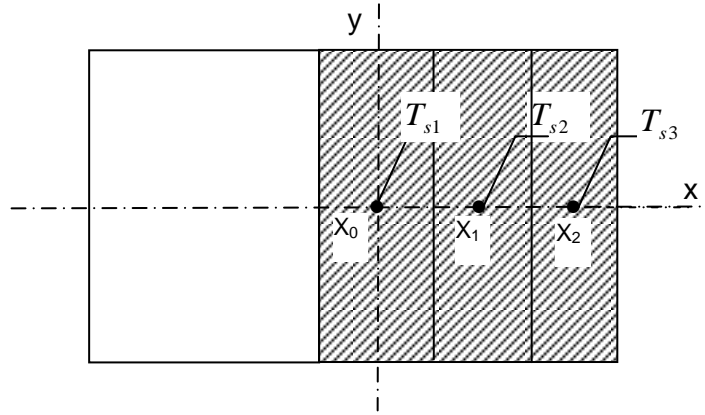


Şekil 3.15. Temperleme ünitesinin genel görünümü



### 3.2. Isı Transferi Deneyleri

Cam temperleme işleminin her aşamasında cam yüzeyindeki sıcaklıkları ölçebilmek için tel çapı 0.81 mm olan K tipi flexible termokupllar kullanılmıştır. Termokupllar cam yüzeyine yatay eksen üzerinde  $x/D$  mesafelerine göre farklı aralıklarla yapıştırılmıştır. Yapıştırma işleminde ısı iletim katsayısı yüksek olan CC High Temperature Cement yapıştırıcı kullanılmıştır. Yerel Nu sayısının hesaplanmasında kullanılan yerel yüzey alanları ve sıcaklık ölçüm noktaları Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Şekilde,  $x_0$ ,  $x_1$  ve  $x_2$  sıcaklık ölçümü yapılan noktaları,  $T_{s1}$ ,  $T_{s2}$  ve  $T_{s3}$  bu noktadaki sıcaklık değerlerini göstermektedir.



Şekil 3.16. Yerel Nu sayısının hesaplanmasında kullanılan yerel yüzey alanları ve sıcaklık ölçüm noktaları

#### 3.2.1. Tekli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

Karşılıklı yerleştirilmiş 8 mm çapında, 10 cm uzunluğunda 2 adet nozul kullanılmıştır ve farklı  $H/D = 1,2,4,6,8,10$  oranlarında yerel ve ortalama Nu sayılarının değişimleri incelenmiştir. Her soğutma plakasında 1 adet nozul bulunduğu için, tekli nozul sisteminde temperlenecek cam boyutları 50x50x4 mm boyutlarındadır. Çalışmada, farklı nozul-cam yüzeyi arası mesafelere ( $H/D=1,2,4,6,8,10$ ) göre 6 adet model oluşturulmuştur. İncelenen tekli nozul sistemi modelleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1. Tekli nozul sistemi modelleri

Model	Nozul sayısı	H/D
1	1x2	1
2	1x2	2
3	1x2	4
4	1x2	6
5	1x2	8
6	1x2	10

750 °C sıcaklığındaki fırına gönderilen cam, yüzey sıcaklığı 680 °C'ye ulaşıncaya kadar ısıtılmakta ve daha sonra ani soğutma ünitesinde yüzey sıcaklığı 70 °C'ye düşünceye kadar hızlı bir şekilde soğutulmaktadır. Tüm deneylerde bu sıcaklıklar sabit tutulmuştur. Deneyler, tek bir Re sayısında (Re=30000) yapılmıştır. Tekli nozul soğutma sistemi Şekil 4.17'de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Tekli nozul soğutma sistemi

Belirlenen Re sayısına göre havanın hızı ( $\bar{U}$ ) (1) nolu eşitlikten hesaplanır;

$$\bar{U} = \frac{Re \cdot \nu}{D} \quad (3.1)$$

Burada, D nozul çapı olup 8 mm ve  $\nu$  havanın kinematik viskozitesi olup  $1,562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  alınmıştır. (1) nolu eşitlikten elde edilen havanın hızına göre tek bir nozul için havanın debisi ( $\dot{Q}$ ) (3.2) nolu eşitlikten hesaplanır;

$$\dot{Q} = \bar{U} A \quad (3.2)$$

Burada A, nozulün kesit alanını ifade etmektedir. Camın yerel kütlesi için enerjinin korunumu eşitliği yazılarak, yerel ısı taşınım katsayısı ( $h_i$ ), (3.3) nolu eşitlikten hesaplanmıştır:

$$m_i C_{p_i} (dT_i/dt) = h_i 2A_i (T_{s_i} - T_j) + \epsilon \sigma 2A_i (T_{s_i}^4 - T_{\check{c}}^4) \quad (3.3)$$

(3.3) nolu eşitlikte;  $m_i$  camın yerel kütlesini,  $A_i$  camın yerel yüzey alanını ifade etmektedir. Camın her iki yüzeyinden ısı kaldırıldığından yerel yüzey alan  $2A_i$  alınmıştır.  $T_j$  hava jetinin nozuldan çıkış sıcaklığı olup  $25\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Camın ışıyım yayma oranı ( $\epsilon$ ) ise  $0.9$ 'dur.  $\sigma$ , Stefan–Boltzman sabiti,  $T_{s_i}$  cam yerel yüzey sıcaklığı,  $T_{\check{c}}$  ise çevre sıcaklığı olup  $30\text{ }^\circ\text{C}$ 'dir.  $C_{p_i}$ , camın her bir yerel yüzey sıcaklığı için hesaplanan yerel özgül ısısını ifade etmektedir. Yoğunluğu  $2550\text{ kg/m}^3$  olan  $50 \times 50 \times 4$  mm ebatlarındaki camın yerel kütlesi (3.4) nolu eşitlik kullanılarak hesaplanır:

$$m_i = \rho V_i \quad (3.4)$$

(3.4) nolu eşitlikten  $m_i = 4.08 \times 10^{-3}$  kg olarak hesaplanmıştır. Burada  $V_i$ , camın yerel hacmini ifade etmektedir. Camın özgül ısısı sıcaklıkla önemli derecede değişmektedir.  $500\text{ ms}$ 'de alınan her sıcaklık değeri için özgül ısılar hesaplanmıştır. Leidenfrost sıcaklığına ( $T_g = 824.4\text{ K}$ ) göre camın özgül ısısındaki değişim (3.5) ve (3.6) nolu eşitlikten hesaplanmaktadır (MONNOYER ve LOCHEGNIES, 2008).

$$T_{s_i} < T_g \Rightarrow C_{p_i} = 893 + 0.4T_{s_i} - \frac{1.8 \times 10^7}{T_{s_i}^2} \quad (3.5)$$

$$T_{s_i} > T_g \Rightarrow C_{p_i} = 1443 + 6.5 \times 10^{-3} T_{s_i} \quad (3.6)$$

(3.3) nolu eşitlikten, Şekil 3'teki her bir  $x$  noktası ( $x_0$ ,  $x_1$  ve  $x_2$ ) için yerel ısı taşınım katsayısı  $h_i$  hesaplandıktan sonra (3.7) nolu denklemde yerine yazılarak, her bir  $x$  noktası için yerel Nu sayısı hesaplanır;

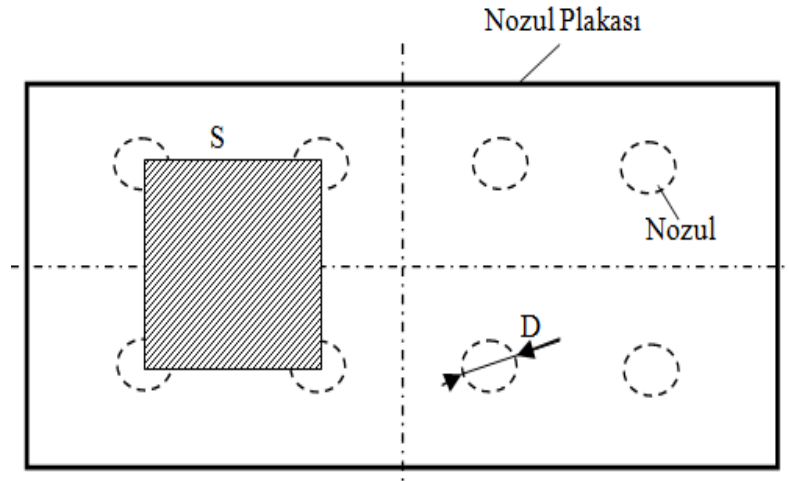
$$Nu_i = \frac{h_i D}{k} \quad (3.7)$$

Burada,  $k$  havanın ısı iletim katsayısını ( $0.026\text{ W/mK}$ ) göstermektedir. Ortalama Nu sayısı ise zaman ortalamalı olarak bulunan yerel Nu sayılarının aritmetik ortalaması alınarak (3.8) nolu eşitlikten hesaplanmıştır.

$$Nu_{ort.} = \frac{Nu_{i_1} + Nu_{i_2} + \dots + Nu_{i_n}}{n} \quad (3.8)$$

### 3.2.2. Kare Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

Soğutma işleminde kare şeklinde dağıtılmış ve karşılıklı yerleştirilmiş 8x2=16 adet nozul kullanılarak S/D=2,4,6,8,10 ve H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında yerel ve ortalama Nu sayılarının değişimleri incelenmiştir. Şekil 4.18’de nozul plakası üzerinde nozulların dizilişi (kare) şematik olarak, kare dizilişli nozul plaka sistemi Şekil 4.19’da ve Şekil 4.20’de ise kare dizilişli nozul plaka sisteminin soğutma ünitesindeki konumu verilmiştir.



Şekil 3.18. Nozul plakası üzerinde nozulların dizilişinin (kare) şematik görünümü



a) S/D=2



b) S/D=4



c) S/D=6



d) S/D=8



e) S/D=10

Şekil 3.19. Kare dizilişli nozul plaka sistemleri



Şekil 3.20. kare dizilişli nozul plaka sisteminin soğutma ünitesindeki konumu

Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam ebatları Tablo 3.2’de verilmiştir. Deneylerde 30 adet model oluşturulmuştur. Kare diziliş için soğutma sistemi konfigürasyonları ise Tablo 3.3’te gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam ebatları

S/D	Boy (mm)	En (mm)	Kalınlık (mm)
2	64	32	4
4	128	64	4
6	192	96	4
8	256	128	4
10	320	160	4

Tablo 3.3 Kare diziliş için soğutma sistemi konfigürasyonları

Model	Nozul sayısı	S/D	H/D
1	8x2	2	1
2	8x2	2	2
3	8x2	2	4
4	8x2	2	6
5	8x2	2	8
6	8x2	2	10
7	8x2	4	1
8	8x2	4	2
9	8x2	4	4
10	8x2	4	6
11	8x2	4	8
12	8x2	4	10
13	8x2	6	1
14	8x2	6	2
15	8x2	6	4
16	8x2	6	6
17	8x2	6	8
18	8x2	6	10
19	8x2	8	1
20	8x2	8	2
21	8x2	8	4
22	8x2	8	6
23	8x2	8	8
24	8x2	8	10
25	8x2	10	1
26	8x2	10	2
27	8x2	10	4
28	8x2	10	6
29	8x2	10	8
30	8x2	10	10

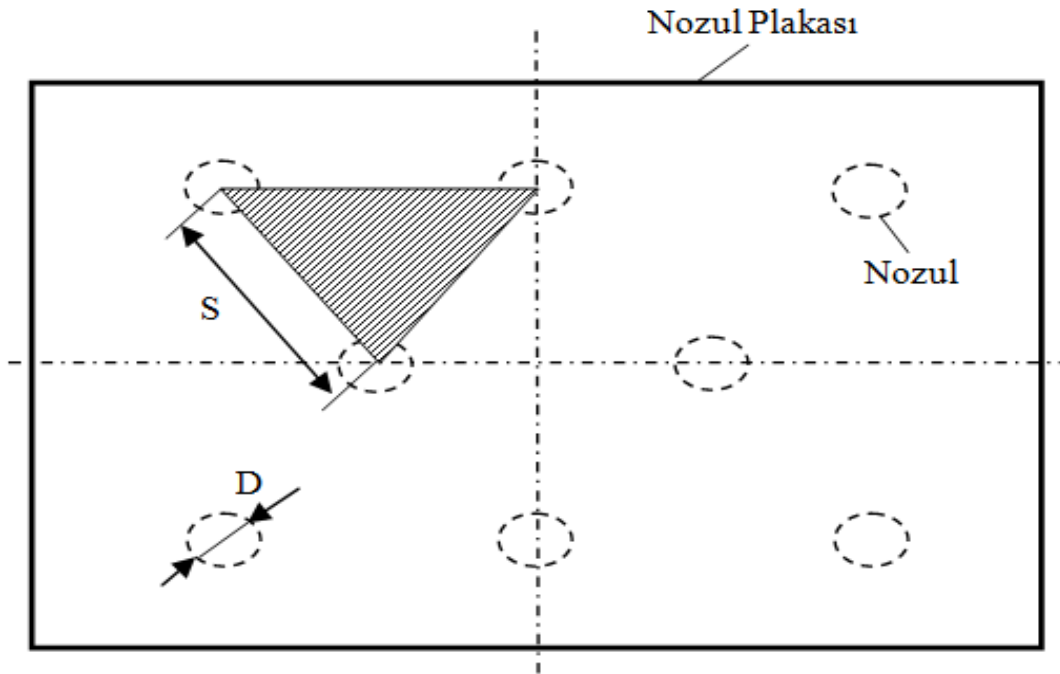
Her bir nozuldaki çıkan hava debisi  $10,6 \text{ m}^3/\text{h}$ , basıncı ise 100 mbar olarak sabit alınmıştır. Cam kütlesi için enerjinin korunumu yazılarak, sırasıyla (3.3) ve (3.7) nolu denklemlerden yerel ısı taşınım katsayısı ve yerel Nu sayısı hesaplanmıştır.  $500 \text{ ms}$ 'de alınan sıcaklık değerleri için özgül ısılar (3.5) ve (3.6) nolu denklemlerden hesaplanarak (3.3) nolu denklemde yerine yazılmıştır. Ortalama Nu sayısı (3.8) nolu denklemden hesaplanmıştır.

Sıcaklığı  $750 \text{ }^\circ\text{C}$  olan fırın içersine gönderilen cam, yüzey ortalama sıcaklığı  $680 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye ulaşınca kadar ısıtılmış, soğutma ünitesinde ise cam yüzey ortalama sıcaklığı  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye düşünceye kadar ani olarak soğutulmuştur. Bu sıcaklıklar cam yüzeyi için ısıtma ve soğutma

set sıcaklıklarıdır. Bütün deneylerde bu sıcaklıklar sabit alınmıştır. Cam yüzey sıcaklığı ısıtma set sıcaklığına gelince fırın kapakları açılarak cam fırından çıkmakta ve soğutma ünitesine gelmektedir. Cam yüzey sıcaklığı soğutma set sıcaklığına ulaştığında temperleme süreci tamamlanmaktadır.

### 3.2.3. Üçgen Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

Üçgen dizilişli nozul sistemi ısı transferi deneylerinde eşkenar üçgen şeklinde dağıtılmış ve karşılıklı yerleştirilmiş  $8 \times 2 = 16$  adet nozul ve farklı S/D oranları için 5 farklı boyutta cam numunesi kullanılmıştır. Bu aşamada üçgen şeklinde dağıtılmış nozul sistemi için farklı S/D = 2,4,6,8,10 ve H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında yerel ve ortalama Nu sayılarının değişimleri incelenmiştir. Nozul plakası üzerinde nozulların dizilişi (üçgen) şematik olarak Şekil 21’de, üçgen dizilişli nozul plaka sistemleri Şekil 3.22’de, temperlenecek cam boyutları ise Tablo 3.4’te gösterilmiştir. Temperlenecek oto cam ebatları nozul sistemine göre değiştirilmiştir. Deneylerde 30 adet model oluşturulmuştur. Üçgen diziliş için incelenen soğutma sistemi konfigürasyonları Tablo 3.5’te gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Plaka üzerinde nozul dizilişinin (üçgen) şematik görünümü



Tablo 3.4 Üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam ebatları

S/D	Boy (mm)	En (mm)	Kalınlık (mm)
2	48	41.5	4
4	96	83.1	4
6	144	124.4	4
8	192	166.3	4
10	240	207.8	4

Tablo 3.5. Üçgen dizilişli için soğutma sistemi konfigürasyonları

Model	Nozul sayısı	S/D	H/D
1	8x2	2	1
2	8x2	2	2
3	8x2	2	4
4	8x2	2	6
5	8x2	2	8
6	8x2	2	10
7	8x2	4	1
8	8x2	4	2
9	8x2	4	4
10	8x2	4	6
11	8x2	4	8
12	8x2	4	10
13	8x2	6	1
14	8x2	6	2
15	8x2	6	4
16	8x2	6	6
17	8x2	6	8
18	8x2	6	10
19	8x2	8	1
20	8x2	8	2
21	8x2	8	4
22	8x2	8	6
23	8x2	8	8
24	8x2	8	10
25	8x2	10	1
26	8x2	10	2
27	8x2	10	4
28	8x2	10	6
29	8x2	10	8
30	8x2	10	10

S/D=2,4,6,8,10 oranları için 5 farklı nozul sistemi imal edilmiştir. Şekil 3.21a)'da S/D=2, Şekil 3.21b)'de S/D=4, Şekil 3.21c)'de S/D=6, Şekil 3.21d)'de S/D=8 ve Şekil 3.21e)'de S/D=10 oranında üçgen şeklinde dağıtılmış nozul sistemleri gösterilmiştir.



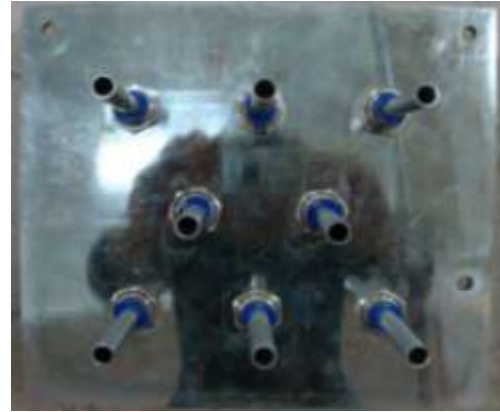
a) S/D=2



b) S/D=4



c) S/D=6



d) S/D=8



e) S/D=10

Şekil 3.22. Üçgen dizilişli nozul plaka sistemleri

Üçgen şeklinde dizilmiş her bir nozuldan çıkan hava debisi  $10,3 \text{ m}^3/\text{h}$ , basıncı ise 100 mbar olarak sabit alınmıştır. Cam kütlesi için enerjinin korunumu yazılarak, sırasıyla (3) ve (7) nolu denklemlerden yerel ısı taşınım katsayısı ve yerel Nu sayısı hesaplanmıştır. 500 ms’de alınan sıcaklık değerleri için özgül ısılar (5) ve (6) nolu denklemlerden hesaplanarak (3) nolu denklemde yerine yazılmıştır. Ortalama Nu sayısı (8) nolu denklemden hesaplanmıştır.

### **3.3. Mekanik Deneyle**

Camın mekanik yönden incelenmesi parçacık sayısı ve darbe dayanım değerlerinin belirlenmesini içermektedir. Parçacık sayısı belirleme işleminde temperlenen cam numunesi bir köşesinden sivri uçlu bir aletle vurularak kırılır. Darbe dayanımı belirleme işlemi ise, yüksekte belirli bir kütlenin düşürülmesi esasına dayanır. Bu çalışmada kırılma işlemi çekiçle, darbe dayanım işlemi ise Instron Dynatup 9250 HV cihazıyla gerçekleştirilmiştir.

Kırılma, herhangi bir maddenin elastik limiti aşan bir yüke maruz bırakıldığı zaman plastik nitelik göstermeden kırılmaya veya parçalanmaya yatkınlığını ifade eder. Genellikle ani gerilim altında çatlama söz konusudur. Camın dayanımı sıcaklığa bağlı olarak değişir. Çok düşük sıcaklıklarda örneğin  $-190 \text{ }^\circ\text{C}$ ’de en yüksek değerine ulaşırken, orta sıcaklıklarda ( $100-200 \text{ }^\circ\text{C}$ ) minimum değerini alır (KOCABAĞ, 2002).

#### **3.3.1 Parçacık Sayısı Testi**

Isı transferi deneyleri yapılan bütün camların parçacık sayıları TS 917’ye göre belirlenmiştir. TS 917 “motorlu nakil araçlarında ve römorklarında kullanılan emniyet camları ve cam malzemeleri” standardında, kırılan camın  $5 \times 5 \text{ cm}$ ’lik bir alan içerisinde parça sayımının yapılması ve parça sayısının 40’dan az 400’den çok olmaması gerektiği ifade edilmektedir (TS 917, 1999).

Çalışmada kullanılan numunelerin belirli bir bölümünün ( $S/D=2$  oranında) boyutları içerisinde  $5 \times 5 \text{ cm}$ ’lik bir alan oluşmamaktadır. Bu nedenle de yapılacak olan deneysel çalışmada,  $5 \times 5 \text{ cm}$ ’lik alanı oluşturamayan camların mevcut alanlarındaki parçacık sayıları belirlenmiştir.  $Re=30000$  değerinde, Farklı  $S/D$  ve  $H/D$  oranlarında temperlenen camların parçacık sayılarından elde edilen sonuçlar kıyaslanarak temper kalitesi belirlenmiştir.

Parçacık sayılarına bakılarak tekli nozul sisteminin kendi içerisinde kıyaslama yaparak, tekli nozul sistemi için optimum temper şartları belirlenmiştir. Yine, kare ve üçgen diziliş için parçacık sayılarına bakılarak en uygun temper şartları araştırılmış ve optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu belirlenmiştir.

Temperlenen bütün camlar +20 °C’de kırılarak parçacık sayıları belirlenmiştir. Ek olarak darbe deneyi yapılacak olan camlardan 4’er numune fazladan üretilerek -20, 0, +20 ve +40 °C sıcaklıklarında parçacık sayıları belirlenmiştir. Tekli nozul diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları Tablo 3.6’da verilmiştir.

Tablo 3.6. Tekli nozul diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları

Nozul dizilişi	H/D	Sıcaklık, (°C)
Tekli	6	-20
Tekli	6	0
Tekli	6	+20
Tekli	6	+40
Tekli	10	-20
Tekli	10	0
Tekli	10	+20
Tekli	10	+40

Yapılan parçacık sayısı deneylerinde kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen S/D=10 oranındaki camların parçacık sayısı 40’dan düşük olduğu için S/D=10 oranındaki camların camların (Re=30000’de) temper almadığı görülmüştür. Bu nedenle kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen S/D=10 oranındaki camların darbe dayanım değerleri araştırılmamış, temper alabilen en düşük ve en yüksek Nu sayısına sahip cam numunelerin (S/D=2,8) darbe dayanım değerleri araştırılmıştır. Tablo 3.7’de kare ve üçgen diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları verilmiştir.

Tablo 3.7. Kare ve üçgen diziliş ile temperlenen ve farklı sıcaklıklara göre parçacık sayısı belirlenecek olan cam konfigürasyonları

S/D	H/D	Sıcaklık, (°C)
2	2	-20
2	2	0
2	2	+20
2	2	+40
2	10	-20
2	10	0
2	10	+20
2	10	+40
8	1	-20
8	1	0
8	1	+20
8	1	+40
8	10	-20
8	10	0
8	10	+20
8	10	+40

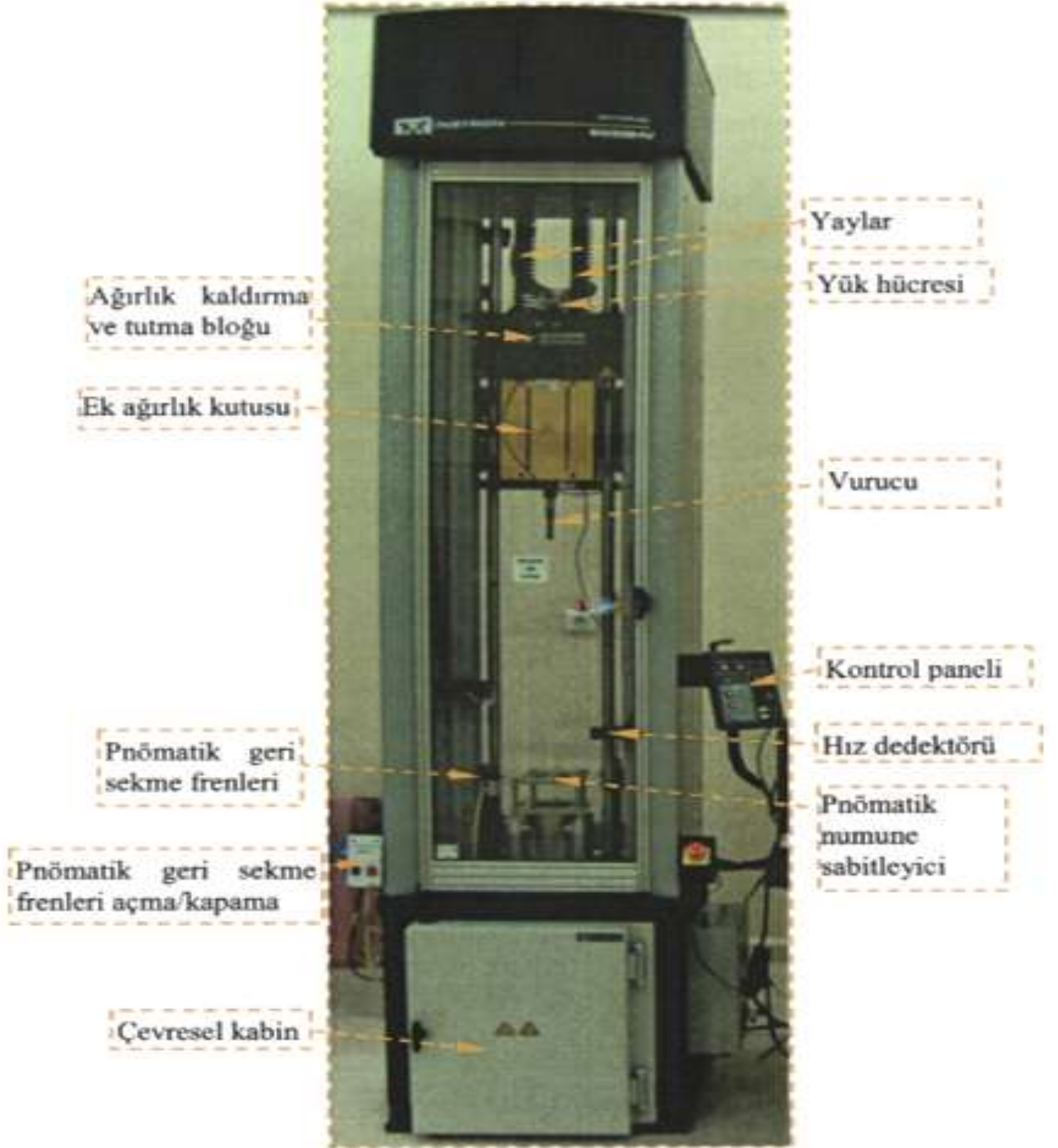
### 3.3.2 Darbe Dayanım Testi

Parçacık sayıları ve ortalama Nu sayıları göz önüne alınarak, en yüksek ve en düşük ortalama Nu sayısına sahip cam numunelerinin darbe dayanımları belirlenmiştir. Deneysel çalışma sonucunda elde edilen temperlenmiş oto camların darbe dayanımlarının ölçülmesi, Instron Dynatup 9250 HV marka darbe cihazında gerçekleştirilmiştir.

Isı transfer deneyleri yapılan ve Tablo 5, Tablo 6 ve Tablo 7’de konfigürasyonları verilen cam numunelerinin darbeye karşı dayanımlarının belirlenmesinde Şekil 3.23’de verilen Instron Dynatup 9250 HV darbe test cihazı kullanılmıştır. Test cihazı yer tipi, serbest ağırlık düşürme prensibine göre çalışan, yüksek hızlı ve sistem kontrollü bir darbe test cihazıdır. Bu sistem kontrolü, impuls sinyal şartlandırma birimine, veri toplama kartına ve veri elde etme yazılımına sahiptir. Ayrıca test cihazı, düşen ağırlığın yükseklik, hız ve enerji parametreleri açısından kontrollü olarak numunenin üzerine düşürülmesine imkan vermektedir.

Test cihazı, 2,6-826 J arasında darbe enerjisi uygulayabilmekte ve ek ağırlık ilavesiyle 1600 J’e kadar darbe enerjisi oluşturabilmektedir. Ağırlığın düşürülebildiği maksimum fiziksel

düşme yüksekliği 1.25 m ve yay desteği ile simüle edilebilen düşme yüksekliği 20.4 m'dir. Test cihazında, ağırlığın maksimum serbest düşme hızı 5 m/s iken yay enerjisi ile desteklenmiş durumda düşme hızı 20 m/s'ye çıkmaktadır. Darbe test cihazının en alt kısmında bulunan çevresel kabin ise, rezistanslar yardımı ile 0 °C ile +177 °C arasındaki sıcaklıklarda deney şartlarının sağlanmasına imkan vermektedir.



Şekil 3.23. Instron Dynatup 9250 HV darbe cihazının görünümü

Tekli nozul sistemi ile temperlenen, en düşük ve en yüksek Nu sayısına sahip olan H/D oranlarındaki camların darbe dayanım deneyleri yapılmıştır. Bu H/D oranları sırasıyla H/D=6 ve H/D=10'dur. Tekli nozul sistemi için darbe dayanım konfigürasyonları Tablo 4'te verildiği gibidir.

S/D=10 oranındaki kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camlar temper almadığı için, temper alan en büyük S/D oranı olan S/D=8 oranındaki camlar ile en yüksek parçacık sayısına sahip olan S/D=2 oranındaki camların darbe dayanım deneyleri yapılmıştır. Yani, kare ve üçgen dizilişli olmak üzere S/D=2 oranındaki en yüksek ortalama Nu sayısına ve en düşük ortalama Nu sayısına sahip H/D oranlarındaki camların darbe deneyleri ile S/D=8 oranındaki en yüksek ve en düşük ortalama Nu sayısına sahip H/D oranlarındaki camların darbe deneyleri yapılmıştır. Kare ve üçgen için darbe deney konfigürasyonları, sırası ile Tablo 3.7 ve Tablo 3.8'de verildiği gibidir.

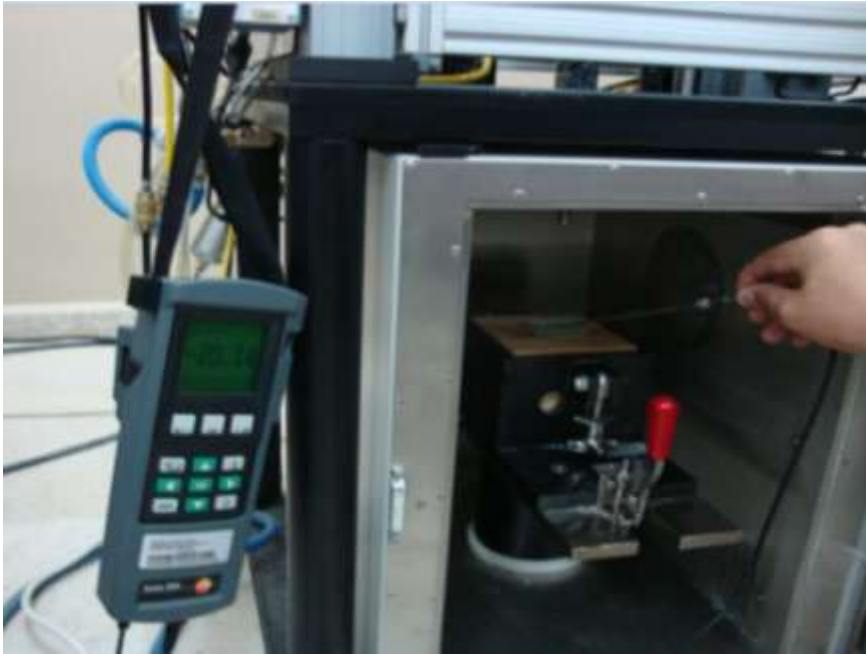
Temperlenen 4 mm kalınlığındaki camlara uygulanan ön darbe deneylerinde, birçok numunede darbe enerjisinin 2,6 J'ün altında olduğu görülmüştür. Darbe test cihazının ölçebildiği minimum enerji değeri 2,6 J olduğu için darbe enerjisi belirlenecek camlar üst üste ikişerli hale getirilerek (2x4 mm) darbe deneyleri yapılmıştır. Bulunan darbe deney sonuçları iki camın toplam darbe enerjisidir. Bütün darbe deneyleri bu şekilde gerçekleştirilmiştir.

Darbe dayanım deneyleri farklı sıcaklıklarda (-20, 0, +20, +40 °C) yapılmıştır. -20 °C'de darbe deneyi yapılacak olan cam numuneler -30 °C'ye kadar Şekil 3.24'te gösterilen derin dondurucuda sıcaklığı düşürülmüştür. Cam numune derin dondurucudan alınıp Dynatup 9250 HV darbe cihazının çevresel kabinine yerleştirilip darbenin yapılacağı süreye kadar sıcaklığı yaklaşık -20 °C civarına kadar yükselmiştir. Sıcaklık değişimi Testo 950 marka dijital termometre ile takip edilmiş ve sıcaklık -20 °C civarına yükseldiğinde deney gerçekleştirilmiştir. Darbe deneyleri  $\pm 2$  °C hassasiyetinde yapılmıştır.



Şekil 3.24. Derin dondurucuda sıcaklığı düşürülen camların görünümü

Darbe cihazının çevresel kabine yerleştirilen düşük sıcaklıktaki camların sıcaklık değişimi Şekil 3.25'te görüldüğü gibi Testo 950 dijital termometre ile kontrol edilmiştir,  $-20$  ve  $0$  °C sıcaklığında darbe deneyleri gerçekleştirilmiştir.  $+40$  °C'de darbe deneyi yapılacak camlar çevresel kabine yerleştirilmiş ve çevresel kabin içersindeki rezistanslar ile sıcaklık  $+40$  °C'ye çıkartılarak deneyler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.25. Çevresel kabine yerleştirilen camın sıcaklık kontrolü.



### 3.4. Enerji Analizi

Kare ve üçgen dizilişli karşılıklı olarak yerleştirilmiş 16 adet nozuldaki toplam  $16 \times 10.6 = 169.6$  m<sup>3</sup>/h debide hava geçmektedir. Bütün S/D dizilişli nozul plaka sistemlerinden 169.6 m<sup>3</sup>/h debide hava geçmektedir. Bir camın soğutulması için harcanan toplam debi (3.9) denklemi ile hesaplanır.

$$Q_T = \dot{Q} \cdot t \quad (3.9)$$

Burada t soğutma süresidir. (3.9) nolu denklem ile kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri ile yapılan soğutmalarda, en kısa soğutma sürelerindeki toplam hava debileri hesaplanacaktır. Birim alan için harcanan hava miktarı ise (3.10) nolu denklem ile hesaplanır.

$$Q_B = \frac{Q_T}{A} \quad (3.10)$$

Burada A, cam yüzeyinin toplam alanıdır. En kısa soğutma süreleri, kırık sayıları ve birim alanı soğutma için harcanan hava miktarı göz önüne alınarak optimum soğutma şartları belirlenecektir.

## 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Temperlenen camların bulguları; ısı transferi deneyleri ve mekanik deneyler olmak üzere iki kısımda irdelenmiştir.

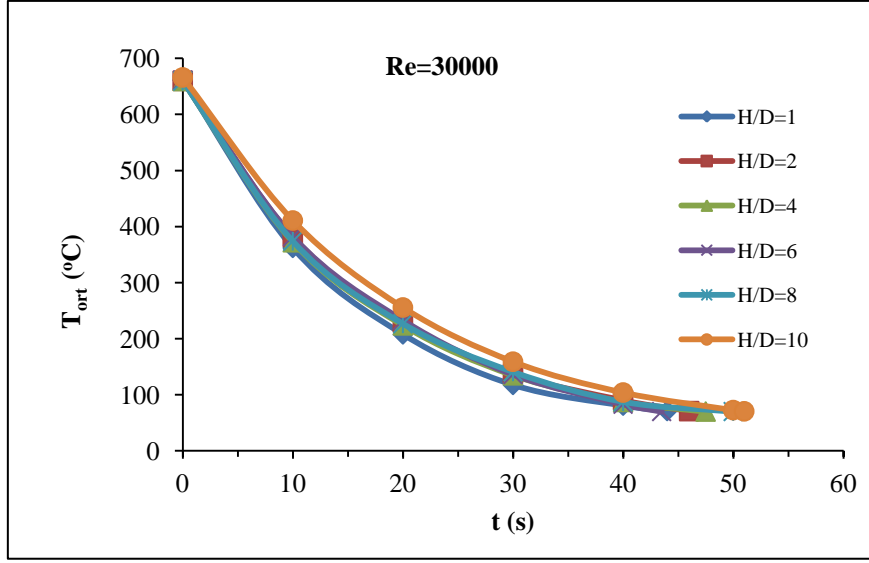
### 4.1 Isı Transferi Deneyleri

Fırın içersinde istenilen set sıcaklığına kadar ısıtılan camlar, tekli, kare dizilişli ve üçgen dizilişli nozul sistemleri ile ani olarak soğutularak temperleme işlemi tamamlanmıştır. Dairesel kesitli karşılıklı yerleştirilmiş nozulların kullanılması durumunda temperlenen cam ile jet havası arasında oluşan ısı transferi boyutsuz Nusselt sayısı ile verilmiştir. Nozul ile cam yüzeyi arasındaki boyutsuz mesafelerde ( $H/D=1,2,4,6,8,10$ ) Reynolds sayısının 30000 değeri için, cam yüzeyinde soğutma süresi boyunca yerel Nu sayılarının (zaman ortalamalı), tekli nozul sistemi için durgunluk noktasındaki Nu sayısı ( $Nu_{stag}$ ) ve ortalama Nu sayıları (zaman ortalamalı) ( $Nu_{ort}$ ) grafiksel olarak verilmiştir.

#### 4.1.1. Tekli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

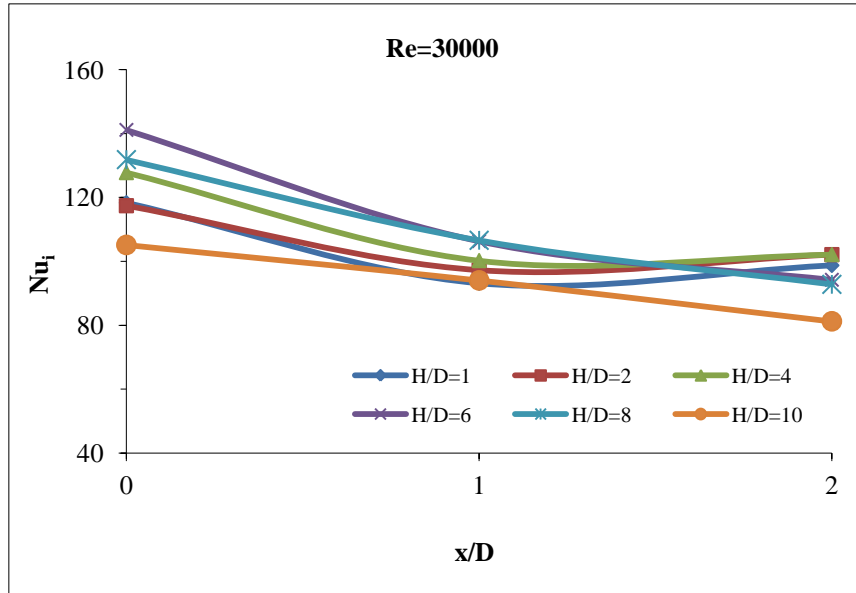
Cam ebadının çok küçük olması nedeniyle sıcaklık ölçümlerin alınmasında kullanılan termokupllar ancak üç noktaya yerleştirilebilmiş ve bu noktaların yerel değerleri alınabilmiştir.

Fırında, yüzey sıcaklığı  $680\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar ısıtılan cam soğutma ünitesinde karşılıklı yerleştirilmiş iki adet tekli nozul sistemi ile soğutulmuştur.  $50\times 50\times 4$  mm ebatlarındaki soğutulan camın farklı  $H/D$  oranlarında ve sabit soğutma hava debisinde soğutma zamanları elde edilmiştir. Temperlenen 6 adet numunenin soğutma süresi boyunca ortalama sıcaklık değişimi Şekil 4.1'de verilmiştir. Camın fırın içersinden çıkıp soğutma ünitesi önüne gelene kadar geçen süre 4 sn'dir En kısa soğutma süresi  $H/D=6$  oranında 43.5 sn, en uzun soğutma süresi ise  $H/D=10$  oranında 51 sn olarak gözlemlenmiştir.



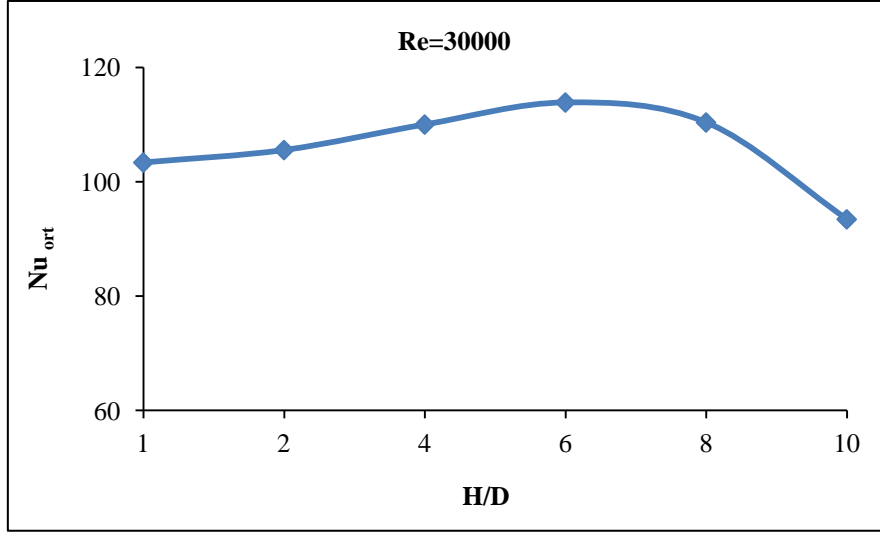
Şekil 4.1. Farklı H/D oranlarında soğutma işlemi süresince ortalama sıcaklığın zamanla değişimi

Yerel Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi Şekil 4.2’de verilmiştir. Şekil 4.2’de görüldüğü üzere en yüksek yerel Nu değerine H/D=6 mesafesi  $x/D=0$  oranında (durgunluk noktasında), en düşük yerel Nu değerine ise H/D=10 mesafesi  $x/D=2$  noktasında ulaştığı görülmüştür.



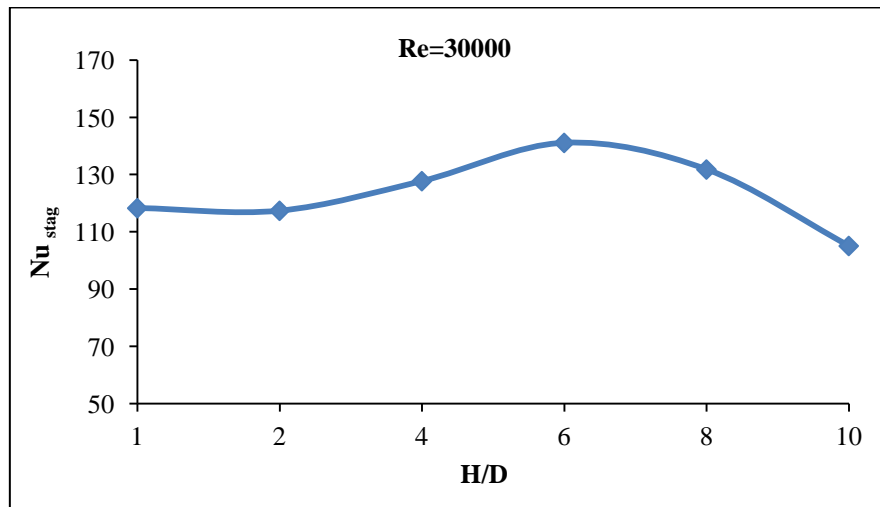
Şekil 4.2. Yerel Nu sayısının H/D oranlarına bağlı olarak  $x/D$  mesafelerindeki değişimi.

Tekli nozul sistemi için ortalama Nu sayısının H/D oranlarıyla değişimi Şekil 4.3'te gösterilmektedir. Şekil 4.3'te görüldüğü üzere en yüksek ortalama Nu değerine H/D=6 oranında, en düşük ortalama Nu değerine ise H/D=10 oranında ulaştığı görülmüştür.



Şekil 4.3. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi.

Farklı H/D oranlarında durgunluk noktasındaki Nu sayısının değişimi Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekil 4.4'deki değişim Şekil 4.3'deki değişime benzemektedir. En yüksek Nu<sub>stag</sub> değeri H/D=6 oranında 141.1, en düşük Nu<sub>stag</sub> değeri ise H/D=10 oranında 96 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.4. Farklı H/D oranlarında durgunluk noktasındaki Nu sayısı.

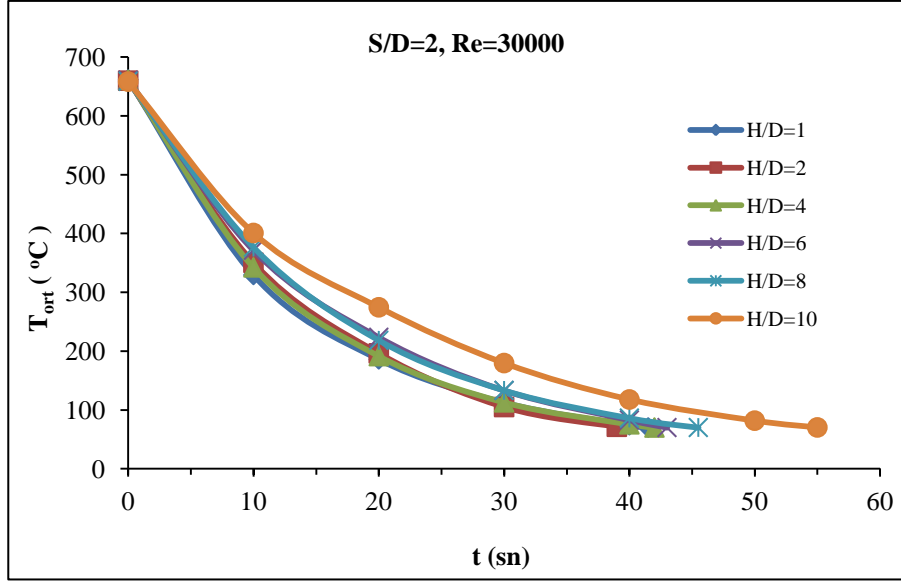
Şekil 4.4'te görüleceği üzere, durgunluk noktası Nu sayısının  $H/D=6$ 'ya kadar arttığı, daha sonra azaldığı görülmüştür. Maksimum durgunluk noktası Nusselt sayısının  $H/D=6$  oranında çıkması Reynolds sayısına bağlı olarak potansiyel çekirdek uzunluğunun değişimi ile açıklanır (O'DONOVAN VE MURRAY, 2007). Bulunan sonuçlar Limaye vd (LIMAYE vd., 2010) ve Parabhu ve Katti'nin (PARABHU VE KATTI, 2008) elde ettikleri sonuçlar ile uygunluk içindedir.

#### 4.1.2. Kare Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

Dairesel kesitli karşılıklı yerleştirilmiş nozulların kullanılması durumunda temperlenen cam ile jet havası arasında oluşan ısı transferi boyutsuz Nusselt sayısı ile verilmiştir. Nozul ile cam yüzeyi arasındaki boyutsuz mesafelerde ( $H/D=1, 2, 4, 6, 8$  ve  $10$ ) Reynolds sayısının  $30000$  değeri için, cam yüzeyinde soğutma süresi boyunca yerel Nu sayıları (zaman ortalamalı) ve ortalama Nu sayıları (zaman ortalamalı) ( $Nu_{ort}$ ) grafiksel olarak verilmiştir. Ölçümlerin alınmasında kullanılan termokupllar cam ebatlarına göre farklı  $x/D$  oranlarında yerleştirilmiş ve bu noktaların yerel değerleri alınmıştır. Yerel değerlerin aritmetik ortalamaları alınarak ortalama değerler hesaplanmıştır.

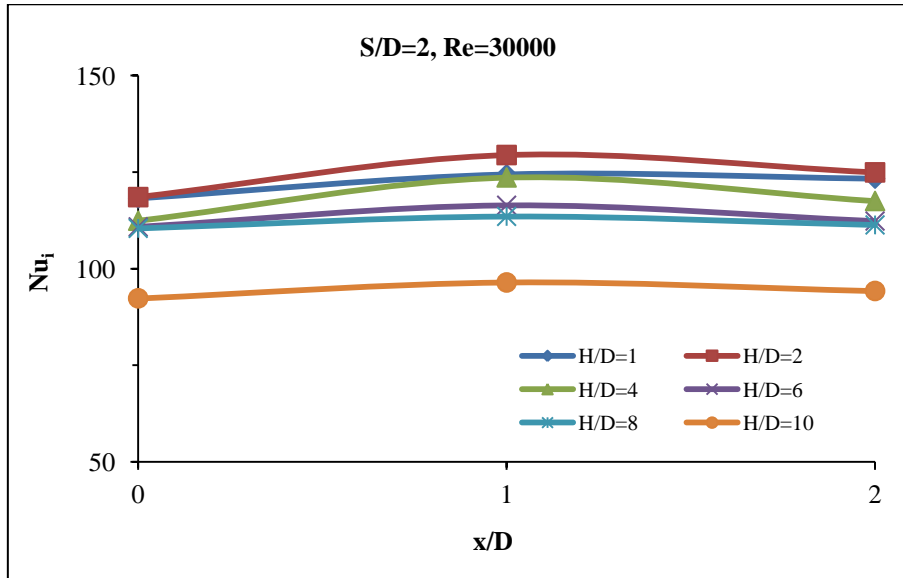
Fırında, yüzey sıcaklığı  $680$  °C'ye kadar ısıtılan cam soğutma ünitesinde karşılıklı yerleştirilmiş 8'er adet ( $8 \times 2$ ) kare şeklinde dizilmiş nozul sistemi ile soğutulmuştur.  $64 \times 32 \times 4$  mm ebatlarındaki soğutulan camın farklı  $H/D$  oranlarında sabit soğutma hava debisinde soğutma zamanları gözlemlenmiştir. Camın fırın içersinden çıkıp soğutma ünitesi önüne gelene kadar cam yüzeyinde ortalama olarak  $20$  °C sıcaklık düşüşü meydana gelmiş ve  $660$  °C'de soğutmaya başlanmıştır.

Kare diziliş için farklı  $H/D$  oranlarında cam yüzey ortalama sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi  $S/D=2$  için Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Cam yüzey ortalama sıcaklığı  $70$  °C soğutma set sıcaklığına düşünce cam yüzeyinin soğutma işlemi tamamlanmıştır.  $S/D=2$  oranında en kısa soğutma süresi  $H/D=2$ 'de  $39$  sn, en uzun soğutma süresi  $H/D=10$  oranında  $55$  sn olarak gözlemlenmiştir. En kısa soğutma süresinin en uzun soğutma süresinden %  $29$  daha kısa olduğu görülmüştür.



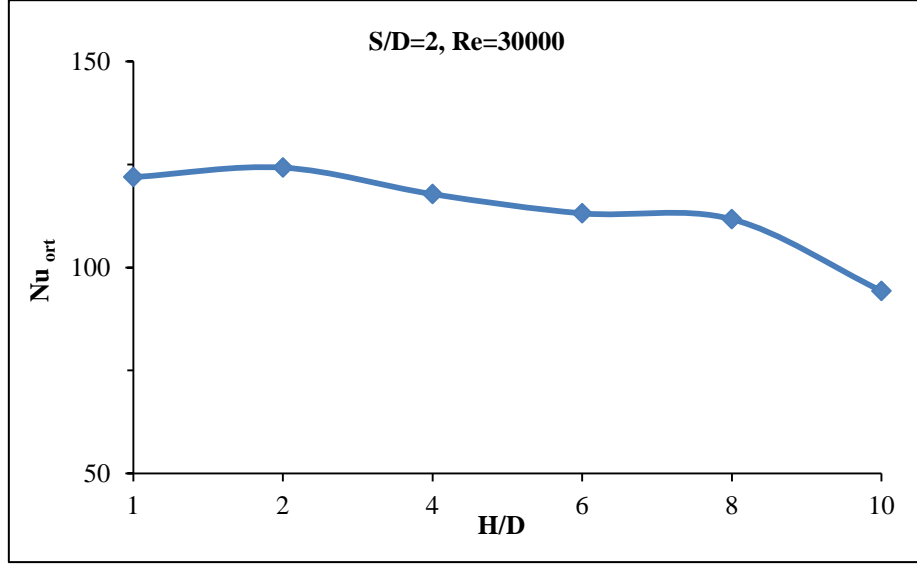
Şekil 4.5. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=2)

S/D=2 kare dizilişli nozul sistemi için yerel Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi Şekil 4.6.'da verilmiştir. Şekil 4.6'ya göre, en büyük yerel Nu değeri H/D=2'de x/D=1 noktasında 129.4, en küçük yerel Nu sayısı ise H/D=10'da camın fiziki orta noktasında (x/D=0) 92.3 olarak hesaplanmıştır.



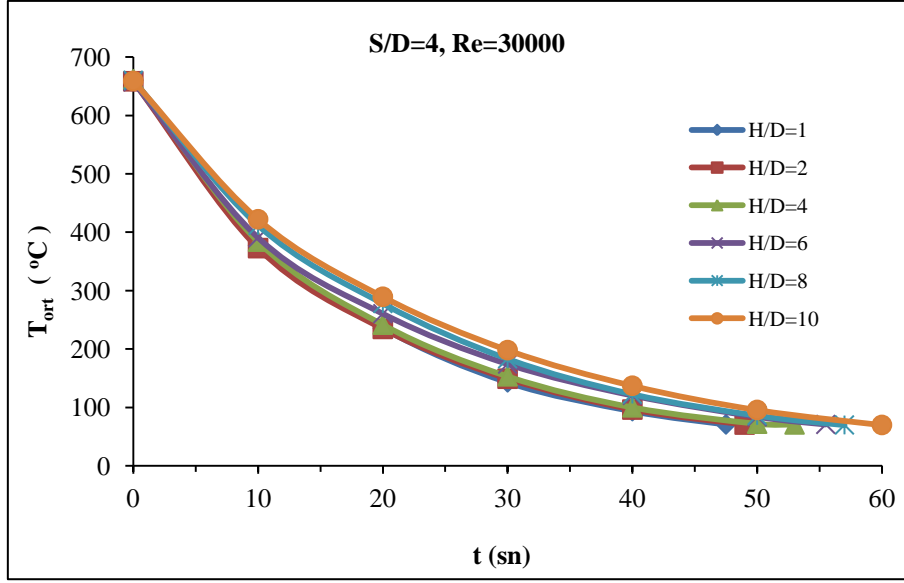
Şekil 4.6. Farklı H/D oranları için x/D'ye göre yerel Nu sayısının değişimi (S/D=2)

S/D=2 oranı için tüm soğutma süresince ortalama Nu sayıları hesaplanmış ve farklı H/D oranları için Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Şekil 4.6’den görüleceği üzere, en yüksek Nu<sub>ort</sub> sayısı H/D=2’de 124.3 en düşük Nu<sub>ort</sub> sayısı ise H/D=10’da 94.3 olarak hesaplanmıştır. H/D=1’e göre diğer H/D oranlarında Nu<sub>ort</sub> sayısındaki değişimin sırasıyla; % 1.8 artış, % 3.4 azalma, % 7.2 azalma, % 8.4 azalma ve % 22.7 azalma olduğu görülmüştür.



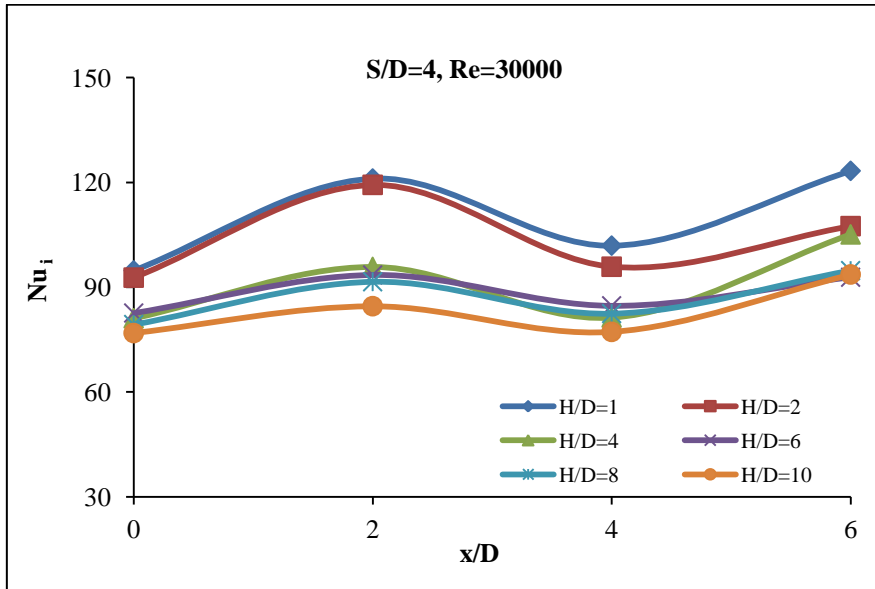
Şekil 4.7. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=2)

Sabit debide ve S/D=4 oranına göre kare dizilişli nozul sistemi için temperlenen cam ebadı 128x64 mm’dir. S/D=4 için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı H/D oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Ortalama 680 °C’de fırından çıkan cam 659.4 °C’de soğutulmaya başlamış, en kısa soğutma süresi H/D=1 oranında 47.5 sn ve en uzun soğutma süresi H/D=10’da 60 sn olarak gözlenmiştir.



Şekil 4.8. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=4)

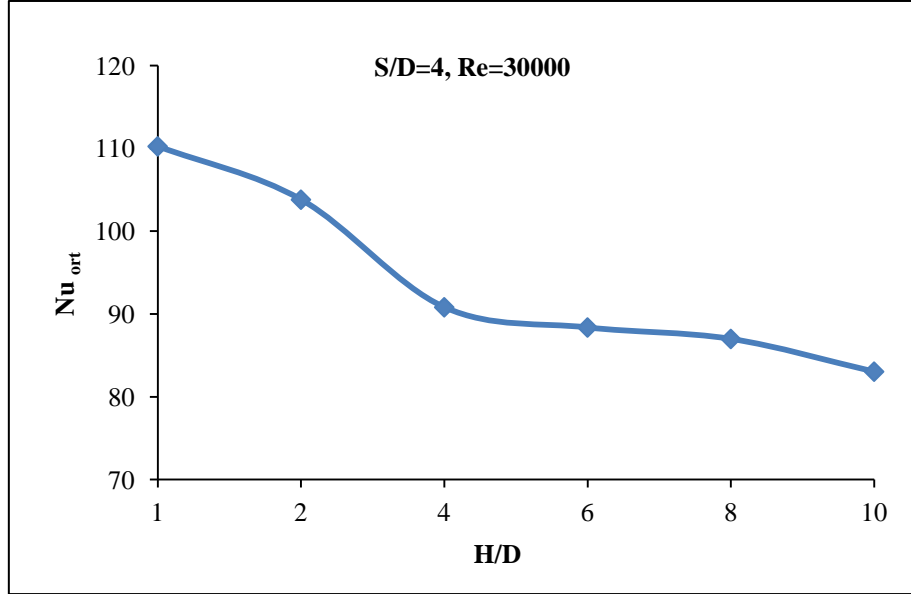
S/D=4 için yerel Nu sayısı farklı H/D oranlarında Şekil 4.9’da gösterilmektedir. Cam ebadına göre dört adet termokupl yerleştirilmiş, x/D oranları cam ebadına göre ayarlanmıştır. Burada en büyük  $Nu_{yerel}$  değeri H/D=1 oranında x/D=6 noktasında 123.3, en küçük  $Nu_{yerel}$  değeri ise H/D=10 oranında camın fiziksel orta noktasında (x/D=0) 76.8 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.9. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=4)

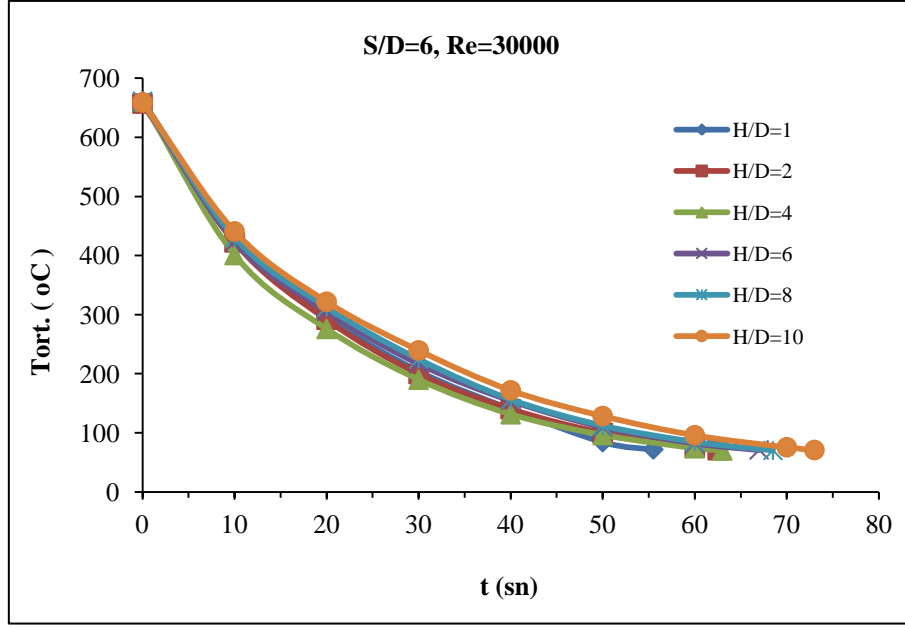


Şekil 4.10'da ortalama  $Nu_{ort}$  sayısının farklı  $H/D$  oranlarıyla değişimi verilmiştir. Şekil 4.10'a göre en büyük  $Nu_{ort}$  sayısı  $H/D=1$  oranında 110.2 ve en düşük  $Nu_{ort}$  sayısı  $H/D=10$  oranında 83 olarak hesaplanmıştır.  $H/D=1$  oranına göre diğer  $H/D$  oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 5.8, % 17.6, % 19.7, % 21 ve % 24.6'dır.



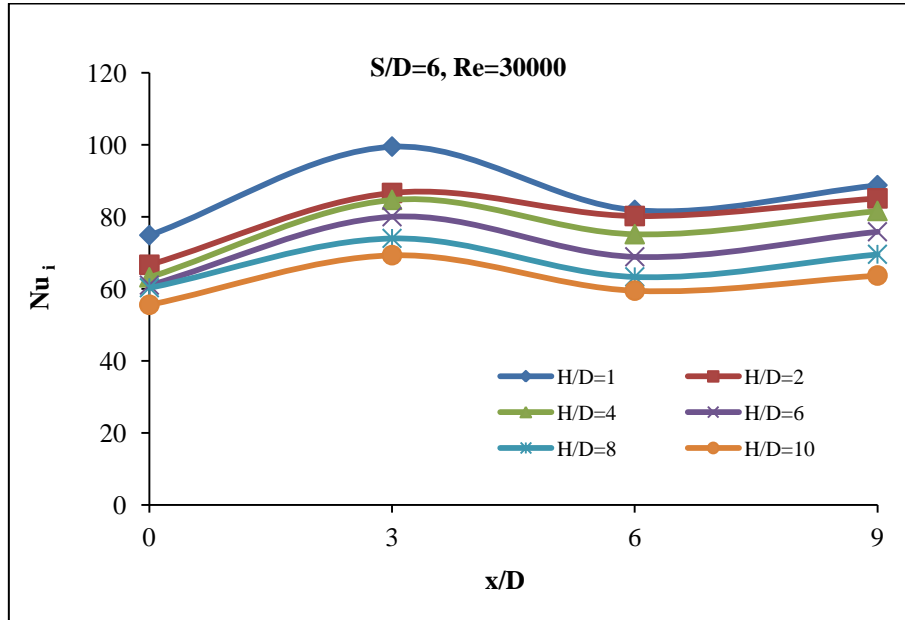
Şekil 4.10. Ortalama  $Nu$  sayısının farklı  $H/D$  oranlarıyla değişimi ( $S/D=4$ )

Sabit debide ve  $S/D=6$  oranına göre kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam ebadı 192x96 mm'dir.  $S/D=6$  için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı  $H/D$  oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Ortalama 680 °C'de fırından çıkan cam 659.8 °C'de soğumaya başlamıştır. En kısa soğuma süresi  $H/D=1$  oranında 55.5 sn ve en uzun soğuma süresi ise  $H/D=10$  oranında 73 sn olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 4.11. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=6)

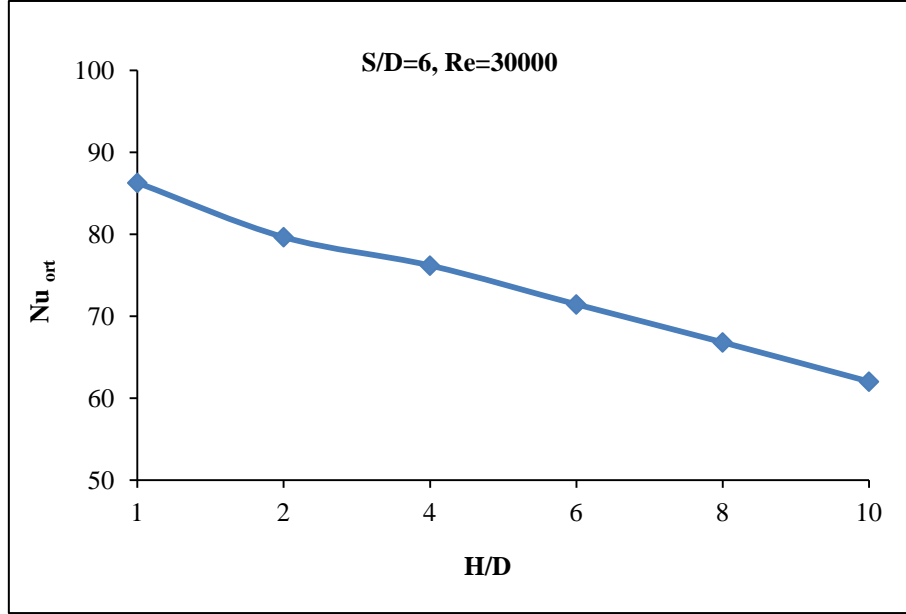
Farklı H/D oranlarında yerel Nu sayısı hesaplanmış, hesaplanan Nu sayıları Şekil 4.12’de verilmiştir. Burada en büyük Nu değeri H/D=1 oranında  $x/D=3$  noktasında 99.5, en küçük Nu değeri ise H/D=10 oranında camın fiziki orta noktasında ( $x/D=0$ ) 55.6 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.12. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=6)

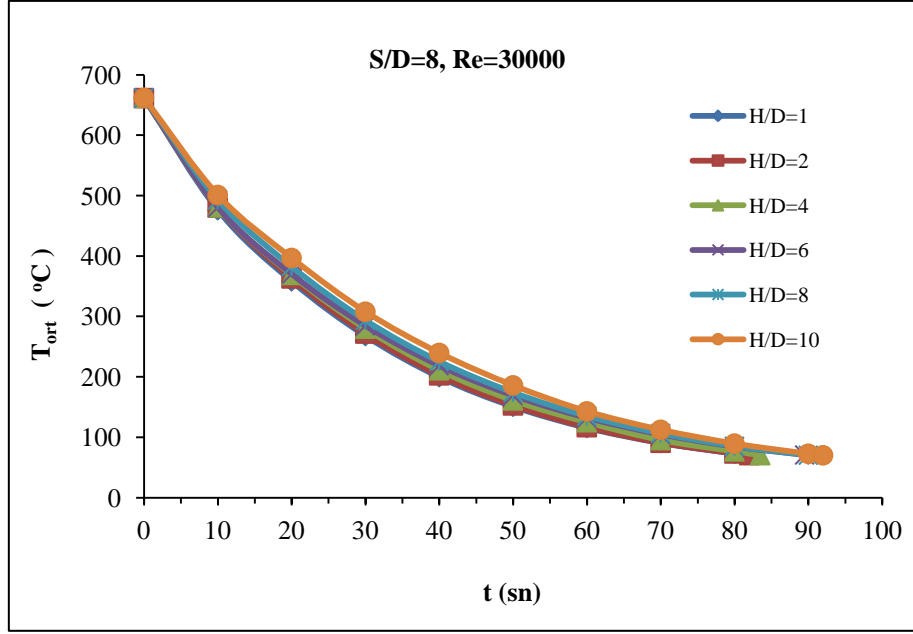
Dört termokupldan alınan sıcaklık değerlerine göre soğutma süresi boyunca ortalama Nu sayısı hesaplanmıştır. Şekil 4.13’de S/D=6 oranındaki nozul dizilişi için farklı H/D

oranlarındaki ortalama Nu sayısındaki değişim verilmiştir. Şekil 4.13'e göre en yüksek  $Nu_{ort}$  sayısı  $H/D=1$  oranında 86.3, en küçük  $Nu_{ort}$  sayısı ise  $H/D=10$  oranında 62 olarak hesaplanmıştır.  $H/D=1$ 'e göre diğer  $H/D$  oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 7.7, % 11.7, % 17.2, % 22.5 ve % 28.1'dir.



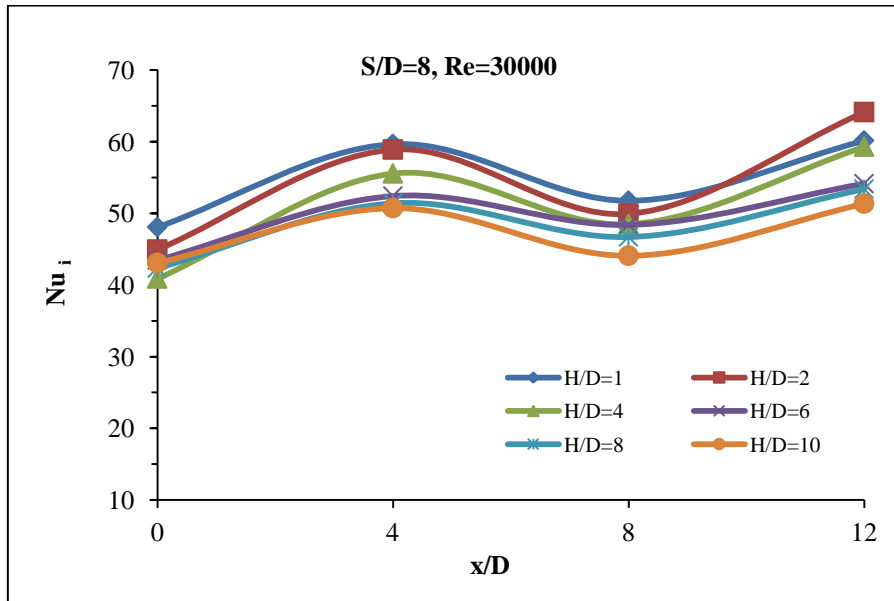
Şekil 4.13. Ortalama Nu sayısının farklı  $H/D$  oranlarıyla değişimi ( $S/D=6$ )

$S/D=8$  oranında göre kare dizilişli nozul sistemi için temperlenen cam ebadı 256x128 mm'dir.  $S/D=8$  oranı için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı  $H/D$  oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Şekil 4.14'e göre en kısa soğuma  $H/D=1$  oranında 81.5 sn'de ve en uzun soğuma ise  $H/D=10$  oranında 92 sn'de gerçekleşmiştir.



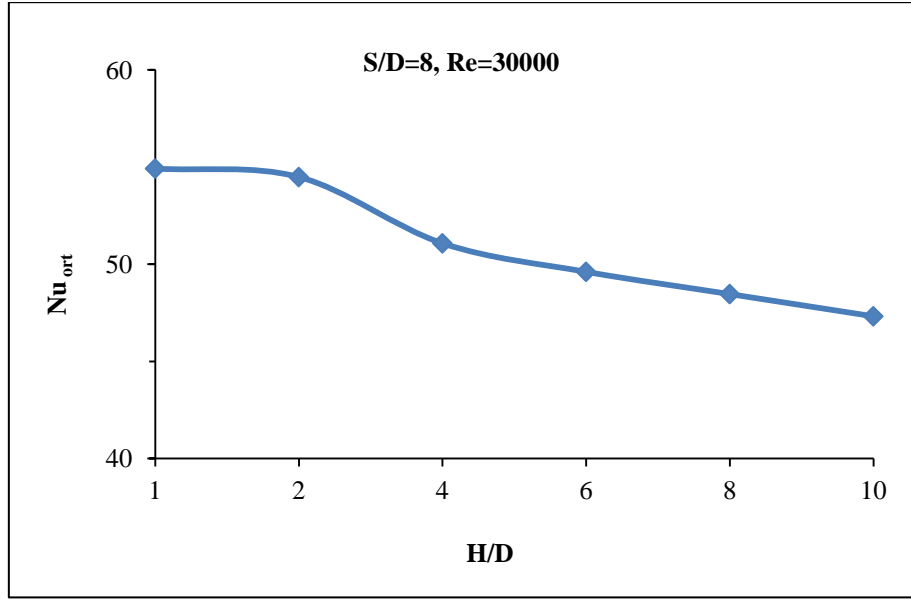
Şekil 4.14. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=8)

S/D=8 oranına göre kare şeklinde dizilmiş nozul sistemi için temperlenen camın soğutma süresi boyunca alınan sıcaklık değerlerine göre yerel Nu sayısı hesaplanmış ve Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Burada en büyük yerel Nu sayısı değeri H/D=1 oranında  $x/D=12$  noktasında 60.2, en küçük Nu değeri ise H/D=10 oranında camın fiziksel orta noktasında ( $x/D=0$ ) 43.1 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.15. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=8)

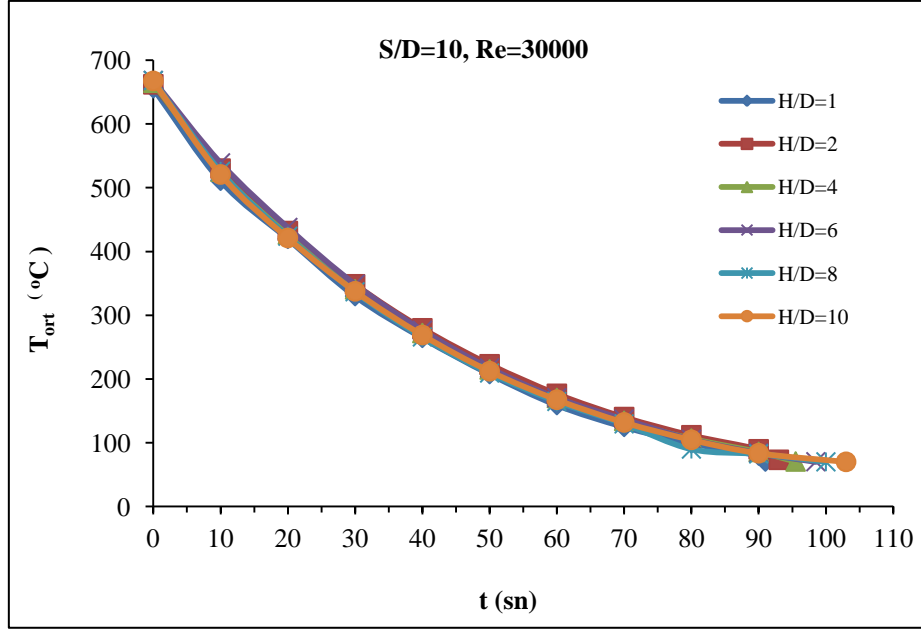
S/D=8 oranına göre dizilmiş nozul sistemi için temperlenen camların farklı H/D oranlarına göre ortalama Nu sayıları hesaplanmış ve Şekil 4.16'da verilmiştir. En yüksek Nu<sub>ort</sub> sayısı H/D=1 oranında 54.9 ve en düşük Nu<sub>ort</sub> sayısı H/D=10 oranında 47.3 olarak hesaplanmıştır. H/D=1'e göre diğer H/D oranlarında Nu<sub>ort</sub> sayısındaki azalma sırasıyla; % 0.7, % 6.9, % 9.6, % 11.6 ve % 13.8'dir.



Şekil 4.16. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi (S/D=8)

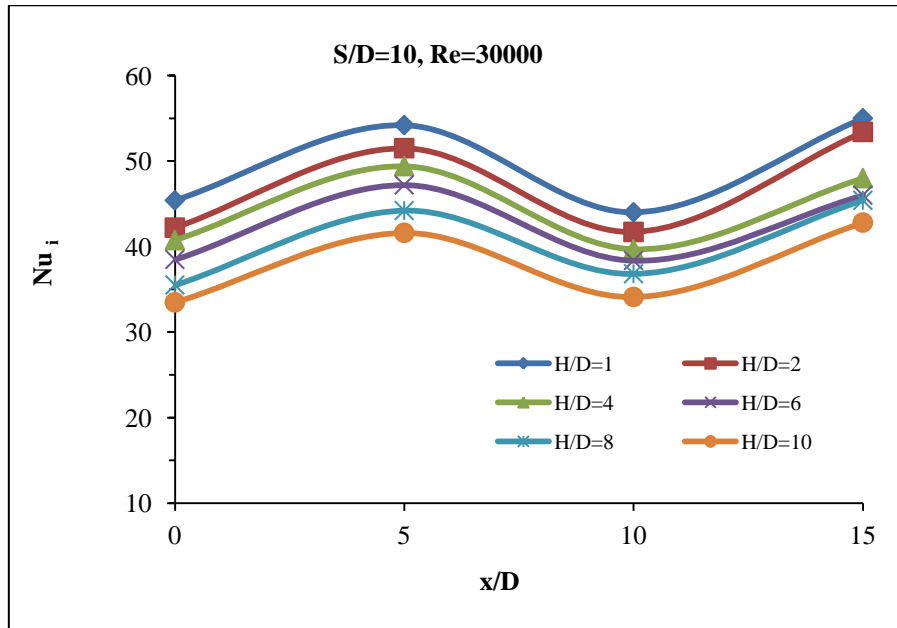
Dairesel kesitli karşılıklı yerleştirilmiş nozulların kullanılması durumunda temperlenen cam ile jet havası arasında oluşan ısı transferi boyutsuz Nusselt sayısı ile verilmiştir. Nozul ile cam yüzeyi arasındaki boyutsuz mesafelerde (H/D=1, 2, 4, 6, 8 ve 10 ) Reynolds sayısının 30000 değeri için, cam yüzeyinde soğutma süresi boyunca yerel Nu sayılarının (zaman ortalamalı) ve ortalama Nu sayıları (zaman ortalamalı) (Nu<sub>ort</sub>) grafiksel olarak verilmiştir. Ölçümlerin alınmasında kullanılan termokupllar x/D=0,5,10,15 oranlarına karşılık gelen dört noktaya yerleştirilmiş ve bu noktaların yerel değerleri alınmıştır. Yerel değerlerin aritmetik ortalamaları alınarak ortalama değerler hesaplanmıştır.

Temperlenen 6 adet S/D=10 oranındaki camların soğutma süresi boyunca ortalama sıcaklık değişimi (kare diziliş) Şekil 4.17'de verilmiştir. Cam ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye gelmesi için geçen süre; H/D=1 oranında 91 sn, H/D=2 oranında 93 sn, H/D=4 oranında 95,5 sn, H/D=6 oranında 98.5 sn, H/D=8 oranında 100 sn ve H/D=10 oranında ise 103 sn olarak gözlemlenmiştir.



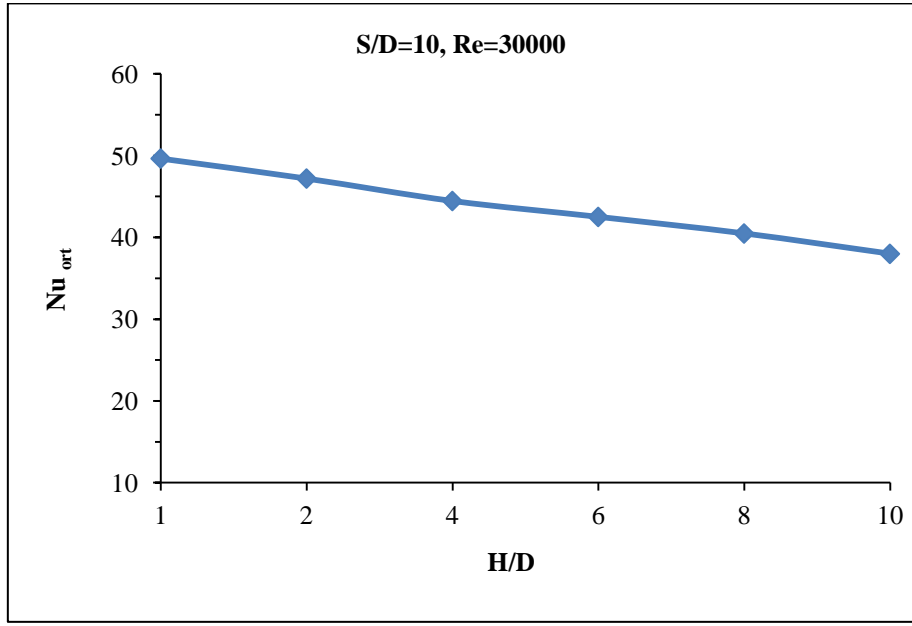
Şekil 4.17. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=10)

Kare diziliş için, Şekil 4.18’de farklı H/D oranlarında  $x/D$ ’ye göre yerel Nu sayısının değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.18’de görüldüğü üzere tüm H/D oranlarında Nu sayısının  $x/D=5$  ve  $x/D=15$  oranlarında en yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür. Nu sayısının  $x/D=5$  ve  $x/D=15$  oranındaki değişimi benzer eğilimdedir.



Şekil 4.18. Yerel Nu sayısının H/D oranlarına bağlı olarak  $x/D$  mesafelerindeki değişimi.

S/D=10 oranındaki çoklu nozul sistemi kare diziliş için ortalama Nu sayısının H/D oranlarıyla değişimi Şekil 4.19’da gösterilmektedir. Şekil 4.19’dan görüleceği üzere; en yüksek ortalama Nu sayısı değeri H/D=1 oranında 49.7, en düşük ortalama Nu sayısı değeri ise H/D=10 oranında 38 olarak hesaplanmıştır. H/D=1 oranına göre Nu<sub>ort</sub> sayısındaki değişim; H/D=2’de % 5, H/D=4’te %10.4, H/D=6’da % 14.4, H/D=8’de % 18.5 ve H/D=10’da ise % 23.5 azalma görülmüştür.



Şekil 4.19. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi.

Yüzey sıcaklığı 680 °C’ye kadar ısıtılan cam soğutma ünitesinde karşılıklı yerleştirilmiş 8’er adet (8x2) kare şeklinde dizilmiş nozul sistemi ile soğutulmuştur. Farklı S/D oranlarındaki soğutulan camın, farklı H/D oranlarında sabit soğutma hava debisinde soğutma zamanları gözlemlenmiştir. Camın fırın içersinden çıkıp soğutma ünitesi önüne gelene kadar geçen süre içersinde cam yüzeyinde ortalama olarak 20 °C sıcaklık düşüşü meydana gelmiş ve 660 °C civarında soğutma başlamıştır. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C’ye düşmesi için geçen süreler ve Nu<sub>ort</sub> sayıları Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen süreler ve  $Nu_{ort}$  sayıları

S/D	H/D	Süre (sn)	$Nu_{ort}$
2	1	41.5	122.0
2	2	39	124.3
2	4	42	117.8
2	6	43	113.2
2	8	45.5	111.7
2	10	56	94.3
4	1	47.5	110.2
4	2	49	103.8
4	4	53	90.8
4	6	55.5	88.4
4	8	57	87.0
4	10	60	83.0
6	1	55.5	86.3
6	2	62.5	79.6
6	4	63	76.2
6	6	67	71.4
6	8	68.5	66.8
6	10	73	62.0
8	1	81.5	54.9
8	2	82	54.5
8	4	83.5	51.1
8	6	89.5	49.6
8	8	90	48.5
8	10	92	47.3
10	1	91	49.7
10	2	93	47.2
10	4	95.5	44.5
10	6	98.5	42.5
10	8	100	40.5
10	10	103	38

680 °C'de fırından çıkan ve yaklaşık 660 °C ortalama yüzey sıcaklığında soğutulmaya başlanan camın farklı H/D oranlarında yapılan soğutma işleminde yüzey sıcaklığının 70 C'ye düşmesi için geçen maksimum ve minimum soğutma süreleri tespit edilmiş ve Tablo 4.2'de kare dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre maksimum ve minimum soğutma süreleri verilmiştir.



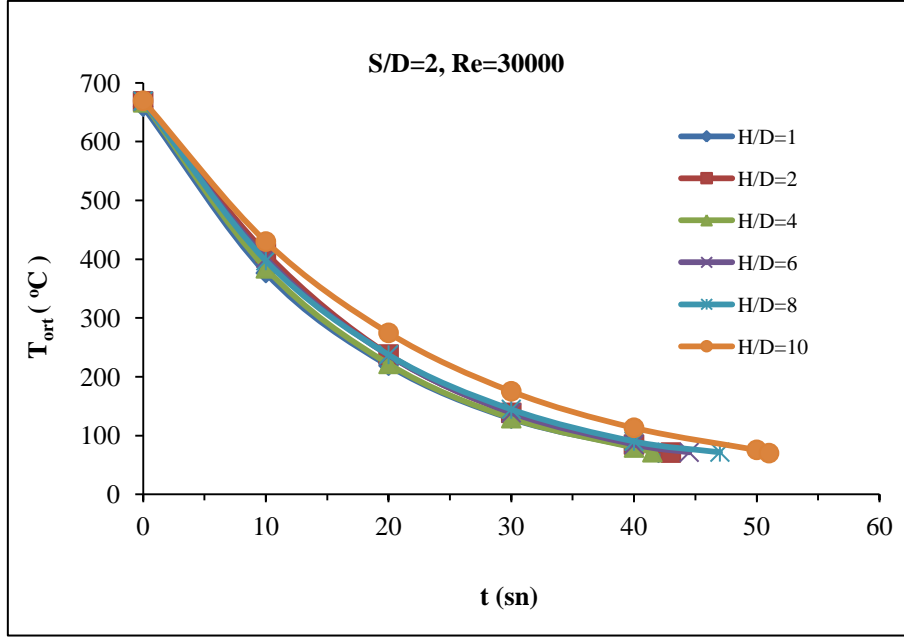
Tablo 4.2. Kare dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre en küçük ve en büyük soğutma süreleri

S/D	H/D	Minimum soğutma süresi, (sn)	S/D	H/D	Maksimum soğutma süresi, (sn)
2	2	39	2	10	56
4	1	47.5	4	10	60
6	1	55.5	6	10	73
8	1	81.5	8	10	92
10	1	91	10	10	103

#### 4.1.3. Üçgen Dizilişli Nozul Sistemi Isı Transferi Deneyleri

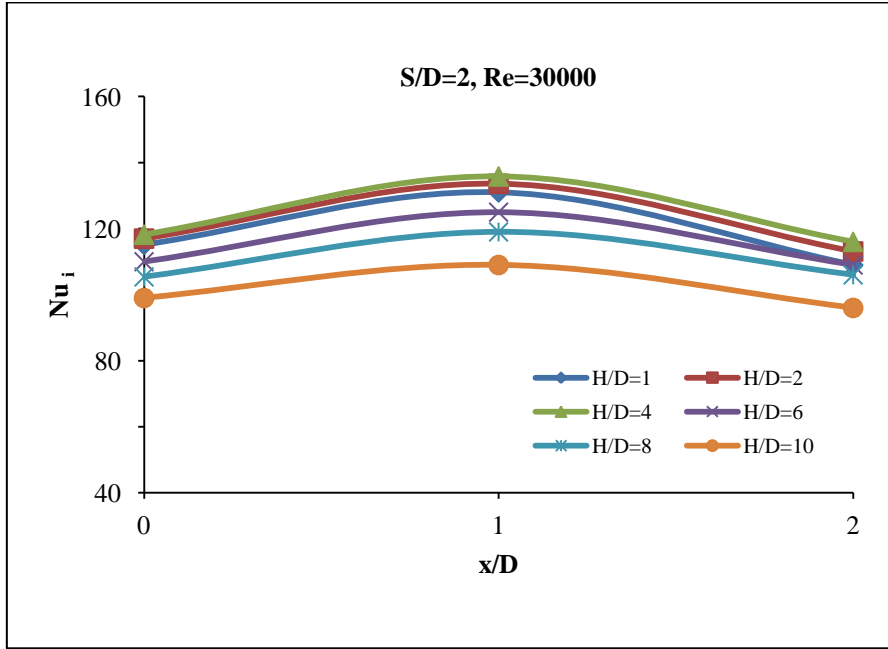
Soğutma ünitesinde karşılıklı yerleştirilmiş üçgen dizilişli toplam 16 adet nozul mevcuttur. Her bir nozuldan regülatörler vasıtasıyla eşit miktarda soğutma havası çıkmaktadır. 8 mm nozul çapı için  $Re=30000$  değerine karşılık gelen hava debisi  $10.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 'tir. Bütün üçgen dizilişli nozul sistemi deneylerinde debi değeri sabit alınmıştır. Üçgen dizilişli nozul deneyleri kare dizilişli nozul sistemi için kabul edilen değerlerde ve çalışma şartlarında yapılmış, S/D ve nozul diziliş biçimi değiştirilmiştir. Ortalama değerler yerel değerlerin aritmetik ortalaması alınarak bulunmuştur.

Üçgen diziliş için farklı H/D oranlarında cam yüzey ortalama sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi S/D=2 için Şekil 20'de gösterilmiştir. Cam yüzey ortalama sıcaklığı  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  soğutma set sıcaklığına düşünce cam yüzeyinin soğutma işlemi tamamlanmıştır. S/D=2 oranında en kısa soğutma süresi H/D=4'te 41.5 sn, en uzun soğutma süresi H/D=10 oranında 51 sn olarak gözlemlenmiştir.



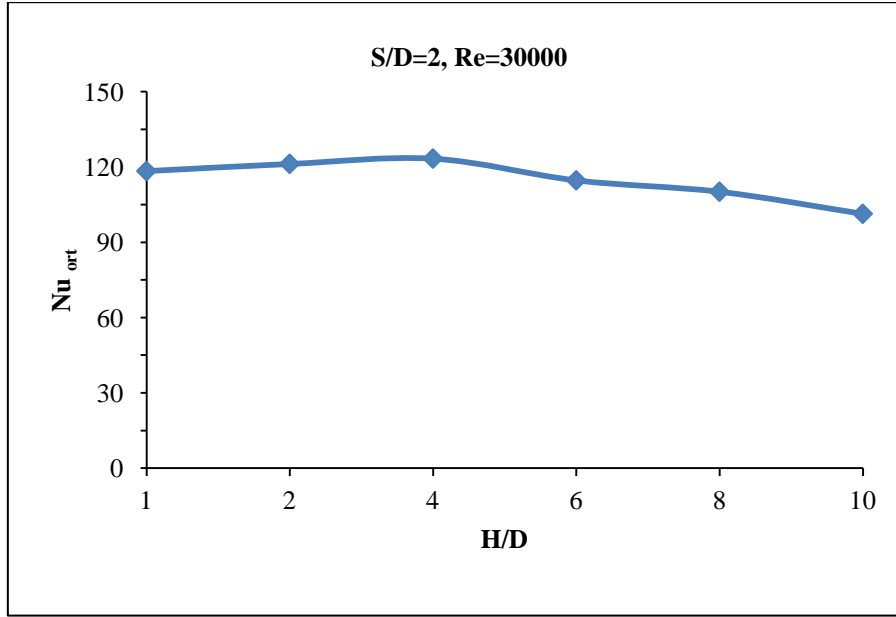
Şekil 4.20. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=2)

S/D=2 için üçgen dizilişli nozul sisteminde için yerel Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi Şekil 4.21’de gösterilmektedir. Burada en büyük yerel Nu değeri H/D=4’te x/D=1 noktasında 135.8, en düşük yerel Nu sayısı ise H/D=10’da x/D=2 noktasında hesaplanmıştır.



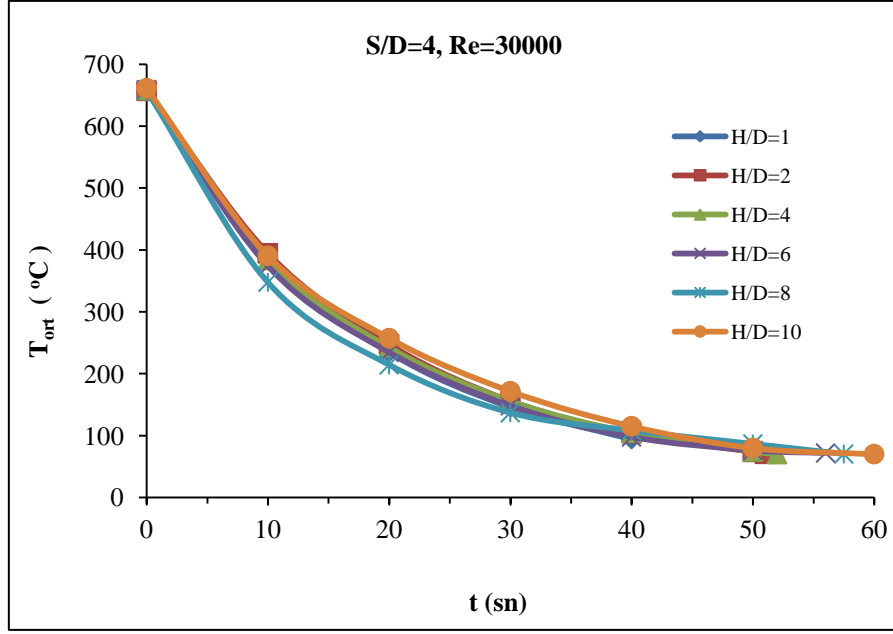
Şekil 4.21. Farklı H/D oranları için x/D’ye göre yerel Nu sayısının değişimi (S/D=2)

S/D=2 oranı için tüm soğutma süresince ortalama Nu sayıları hesaplanmış ve farklı H/D oranları için Şekil 4.22’de gösterilmiştir. Şekil 4.22’den görüleceği üzere, en yüksek  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=4’te 123.3, en düşük  $Nu_{ort}$  sayısı ise H/D=10’da 101.3 olarak hesaplanmıştır. H/D=1’e göre diğer H/D oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki değişimin sırasıyla; % 2.4 artış, % 4.9 artış, % 0.5 azalma, % 7 ve %14.4 azalma olduğu görülmüştür.



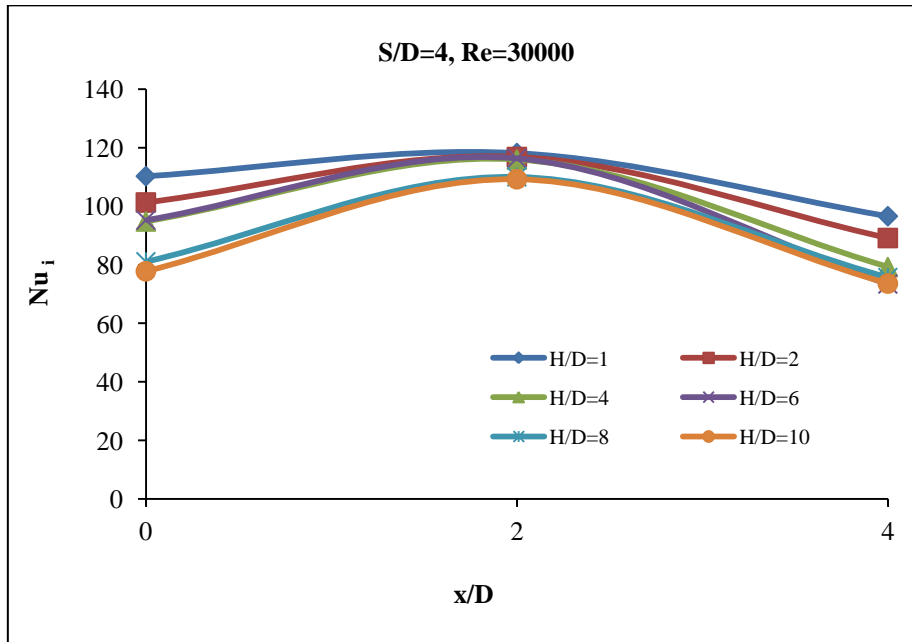
Şekil 4.22. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=2)

Sabit debide ve S/D=4 oranına göre üçgen dizilişli nozul sistemi için temperlenen cam ebadı 96x83.1 mm’dir. S/D=4 için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı H/D oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.23’te gösterilmiştir. Ortalama 680 °C’de fırından çıkan cam 658.2 °C’de soğutulmaya başlamış, en kısa soğutma süresi H/D=1 oranında 48 sn ve en uzun soğutma süresi H/D=10’da 60 sn olarak gözlenmiştir. S/D=2 oranındaki (H/D=4) en kısa soğutma süresine göre S/D=4 oranındaki (H/D=1) en kısa soğutma süresinde % 13.5’lik bir artış görülmüştür. Yani S/D=4 oranında yapılan soğutma S/D=2 oranında yapılan soğutmadan daha uzun sürede gerçekleşmiştir.



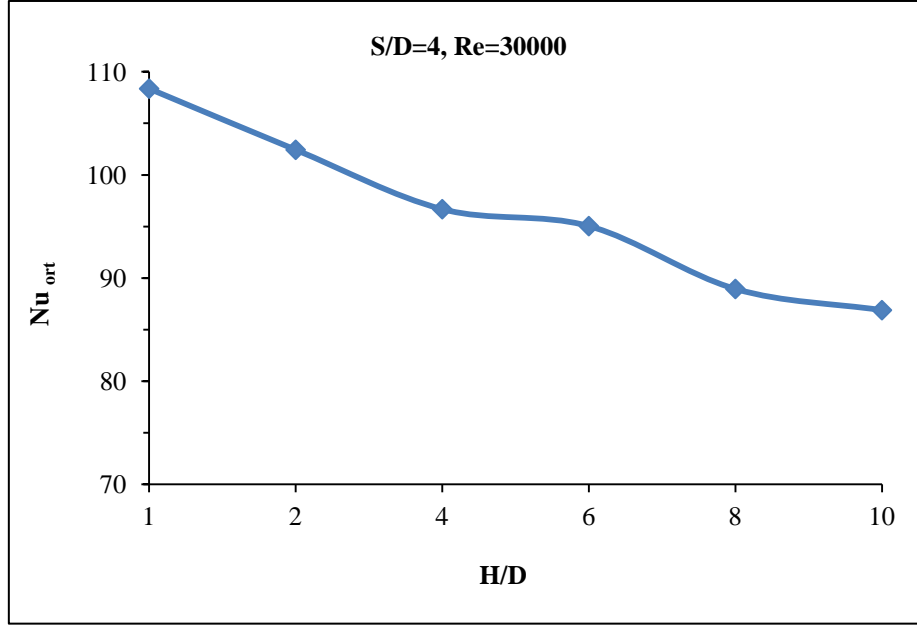
Şekil 4.23. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=4)

S/D=4 için yerel Nu sayısı farklı H/D oranlarında Şekil 4.24'te gösterilmektedir. Cam ebadına göre üç adet termokupl yerleştirilmiş, x/D oranları cam ebadına göre ayarlanmıştır. Burada en büyük  $Nu_{yerel}$  değeri H/D=1 oranında x/D=2 noktasında 118.2, en küçük  $Nu_{yerel}$  değeri ise H/D=10 oranında x/D=2 noktasında 73.6 olarak hesaplanmıştır.



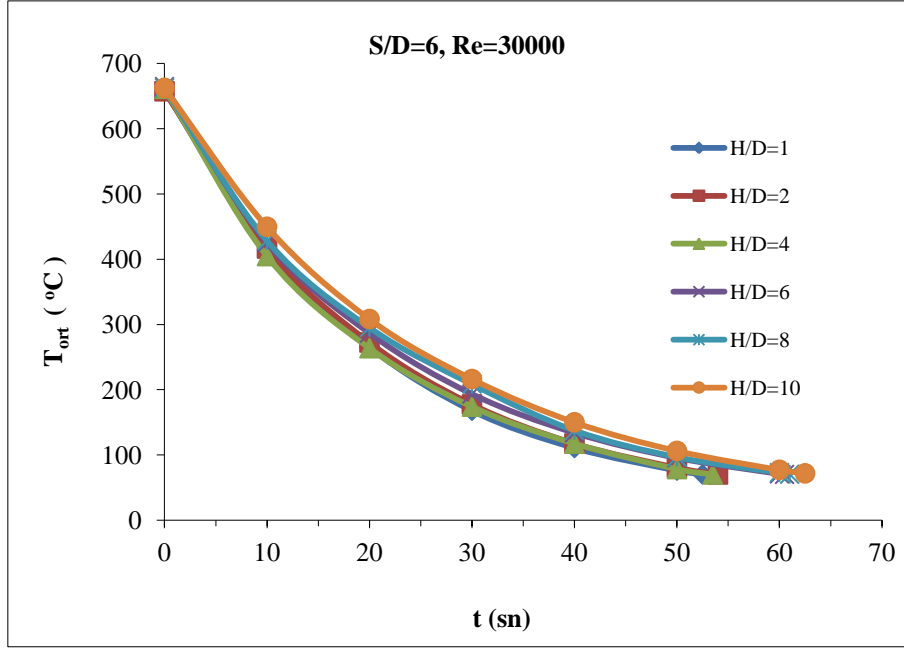
Şekil 4.24. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=4)

Şekil 15'te ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi verilmiştir. Şekil 4.25'e göre en büyük  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=1 oranında 108.4 ve en düşük  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=10 oranında 86.9 olarak hesaplanmıştır. H/D=1'e göre diğer H/D oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 5.5, % 10.7, % 12.3, % 14.7 ve % 19.8'dir.



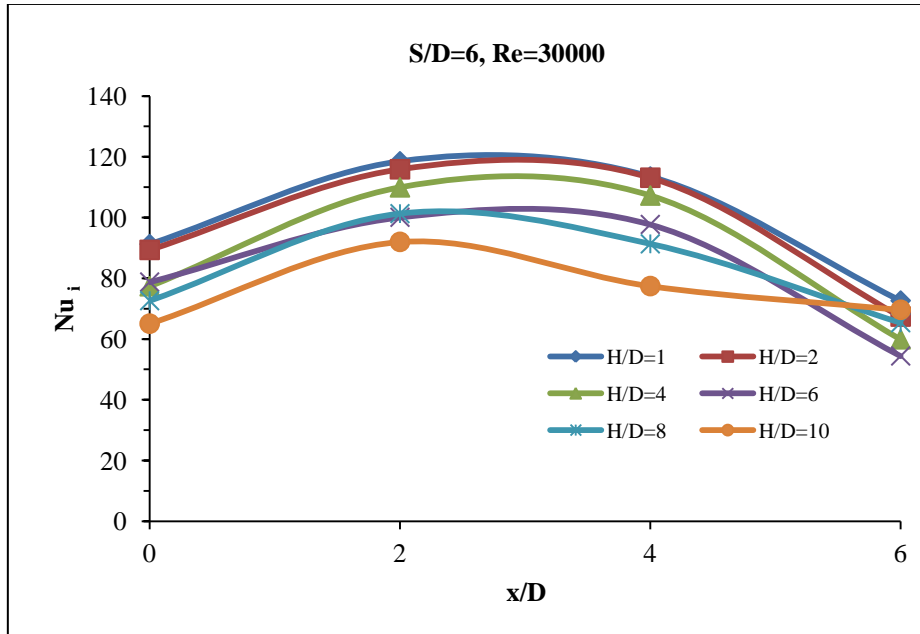
Şekil 4.25. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=4)

Sabit debide ve S/D=6 oranına göre üçgen dizilişli nozul sistemi için temperlenen cam ebadı 144x124.4 mm'dir. S/D=6 için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı H/D oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Ortalama 680 °C'de fırından çıkan cam 661.2 °C'de soğumaya başlamıştır. En kısa soğuma süresi H/D=1 oranında 52.5 sn ve en uzun soğuma süresi ise H/D=10 oranında 62.5 sn olarak gözlemlenmiştir. En kısa soğuma süresindeki değişim; S/D=2'ye göre (H/D=4) %23.5 ve S/D=4'e göre (H/D=1) % 9.3'lük artış görülmüştür.



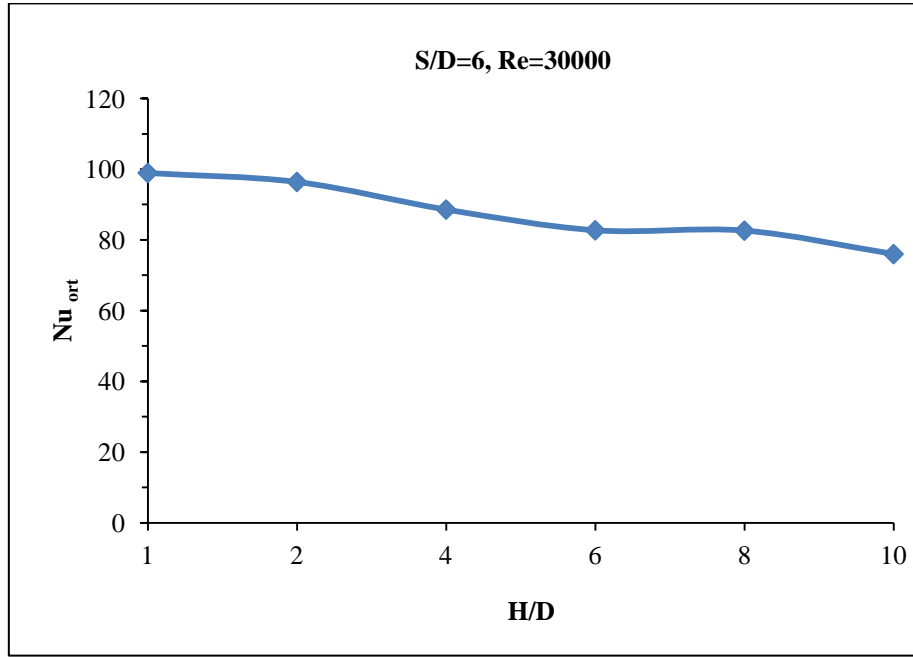
Şekil 4.26. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=6)

Farklı H/D oranlarında yerel Nu sayısı hesaplanmış, hesaplanan Nu sayıları Şekil 4.27'de verilmiştir. Burada en büyük Nu değeri H/D=1 oranında x/D=1 noktasında 118.5, en küçük Nu değeri ise H/D=10 oranında x/D=0 noktasında 65 olarak hesaplanmıştır.



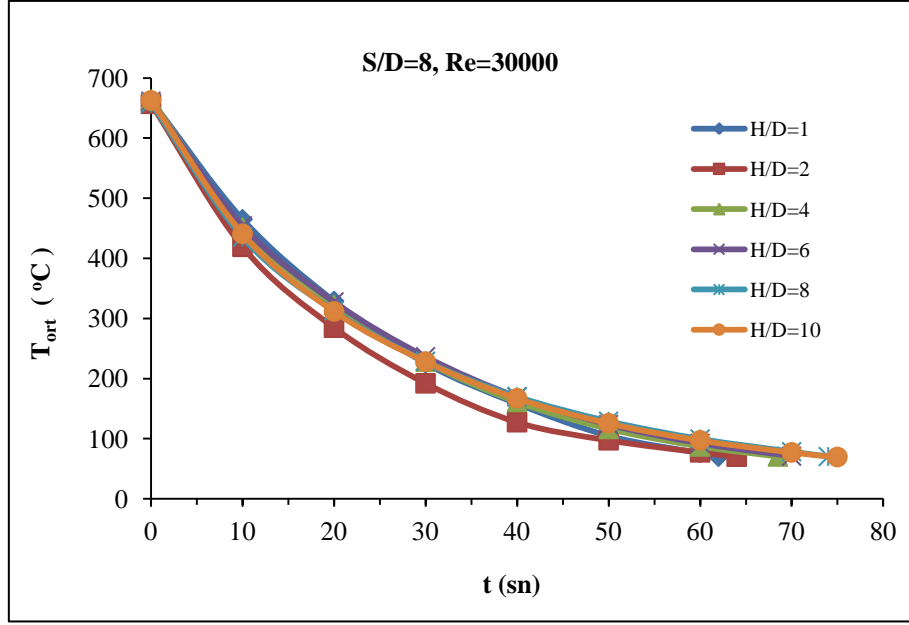
Şekil 4.27. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=6)

Dört termokupludan alınan sıcaklık değerlerine göre soğutma süresi boyunca ortalama  $Nu$  sayısı hesaplanmıştır. Şekil 4.28’de  $S/D=6$  oranındaki nozul dizilişi için farklı  $H/D$  oranlarındaki ortalama  $Nu$  sayısındaki değişim verilmiştir. Şekil 18’ye göre en yüksek  $Nu_{ort}$  sayısı  $H/D=1$  oranında 98.9, en küçük  $Nu_{ort}$  sayısı ise  $H/D=10$  oranında 76 olarak hesaplanmıştır.  $H/D=1$ ’e göre diğer  $H/D$  oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 2.5, % 10.4, % 16.3, % 16.4 ve % 23.1’dir.



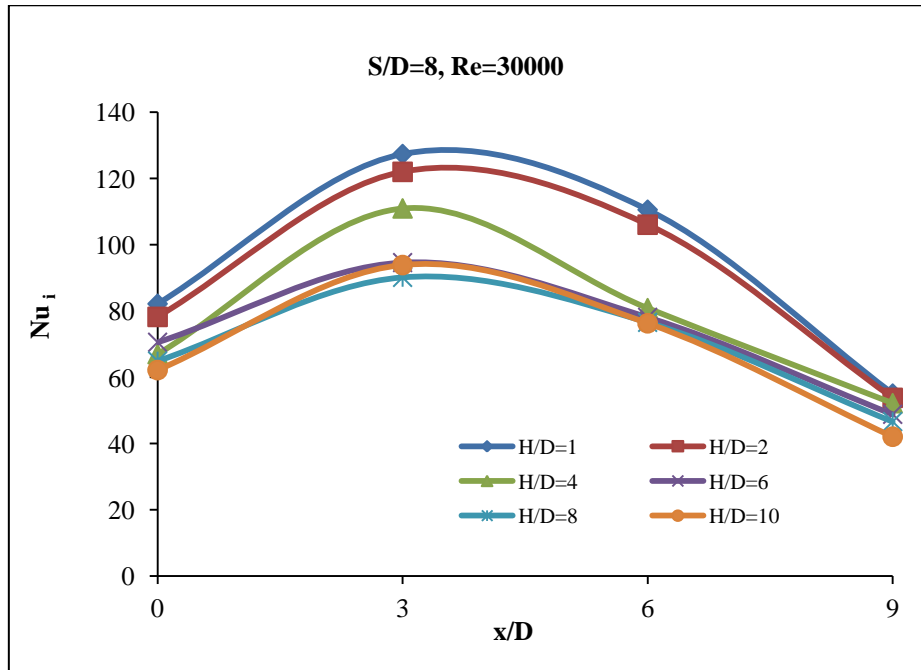
Şekil 4.28. Ortalama  $Nu$  sayısının farklı  $H/D$  oranlarıyla değişimi ( $S/D=6$ )

$S/D=8$  oranında göre üçgen dizilimli nozul sistemi için temperlenen cam ebadı  $192 \times 166.3$  mm’dir.  $S/D=8$  oranı için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı  $H/D$  oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.29’da gösterilmiştir. Şekil 4.29’a göre en kısa soğuma  $H/D=1$  oranında 62 sn’de ve en uzun soğuma ise  $H/D=10$  oranında 75 sn’de gerçekleşmiştir.  $S/D=8$  oranında en kısa soğuma süresindeki değişim;  $S/D=2$ ’ye göre ( $H/D=4$ ) % 45.8,  $S/D=4$ ’e göre ( $H/D=1$ ) % 29.1 ve  $S/D=6$ ’ya göre ( $H/D=1$ ) ise % 18’lik artış görülmüştür.



Şekil 4.29. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=8)

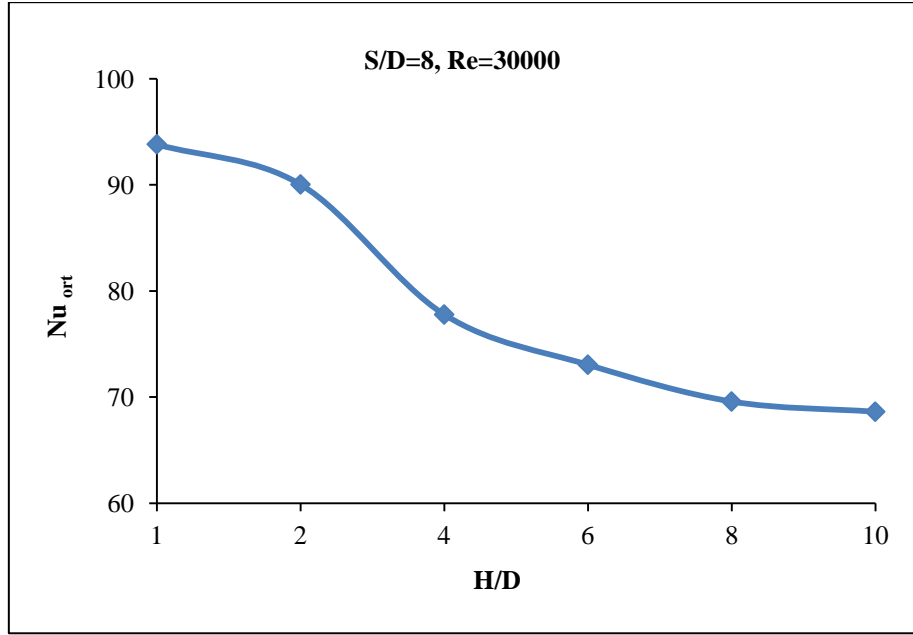
S/D=8 oranına göre üçgen şeklinde dizilmiş nozul sistemi için temperlenen camın soğutma süresi boyunca alınan sıcaklık değerlerine göre yerel Nu sayısı hesaplanmış ve Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Burada en büyük yerel Nu sayısı değeri H/D=1 oranında  $x/D=3$  noktasında 127.4, en küçük Nu değeri ise H/D=10 oranında  $x/D=9$  noktasında 42.1 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.30. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=8)

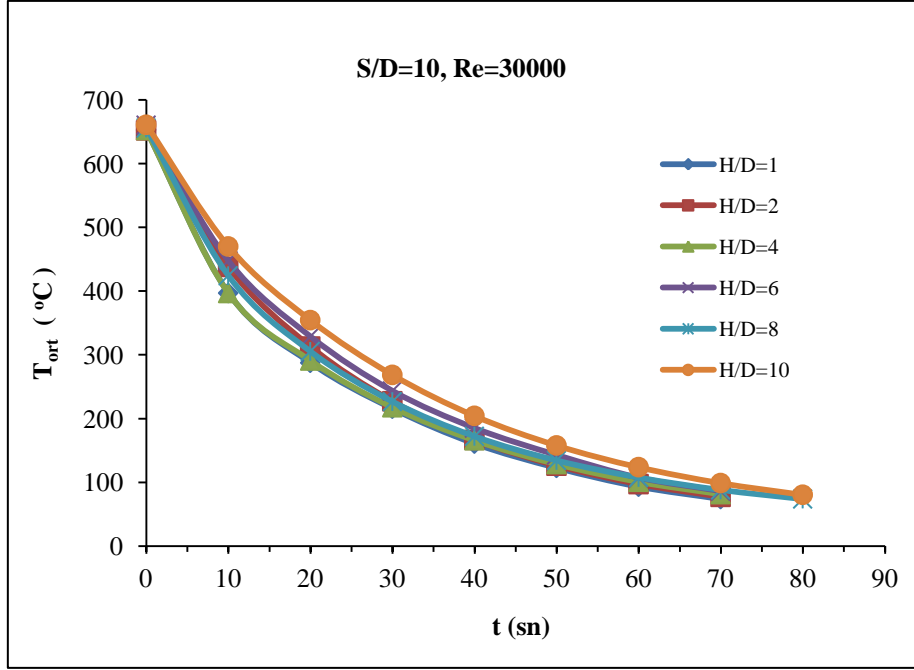


S/D=8 oranına göre dizilmiş nozul sistemi için temperlenen cam numunesinin farklı H/D oranlarına göre ortalama Nu sayıları hesaplanmış ve Şekil 4.31’de verilmiştir. En yüksek  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=1 oranında 93.8 ve en düşük  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=10 oranında 68.6 olarak hesaplanmıştır. H/D=1’e göre diğer H/D oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 4, % 17, % 22.1, % 25.7 ve % 26.8’dir.



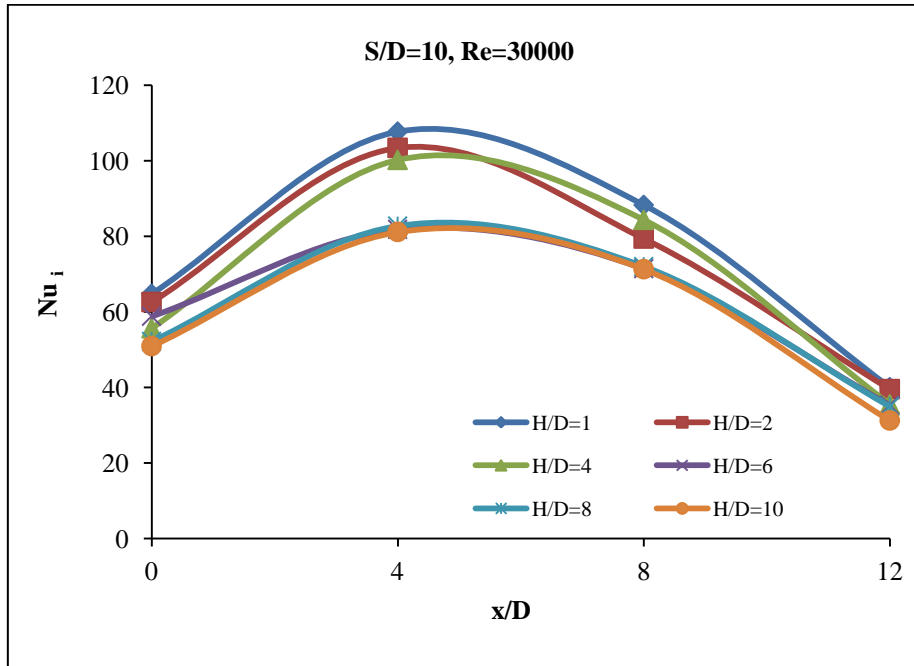
Şekil 4.31. Farklı H/D oranlarında ortalama Nu sayısının değişimi (S/D=8)

S/D=10 oranına göre üçgen dizilişli nozul sistemi için temperlenen cam ebatı 240x207,8 mm’dir. S/D=10 oranı için temperlenen camın soğutma süresi boyunca farklı H/D oranlarındaki sıcaklık değişimi Şekil 4.32’de gösterilmiştir. Şekil 4.32’ye göre en kısa soğutma süresi H/D=1 oranında 72 sn’de ve en uzun soğutma süresi ise H/D=10 oranında 87 sn’de gerçekleşmiştir. S/D=10 oranında en kısa soğutma süresindeki artış; S/D=2’ye göre (H/D=4) % 69.4, S/D=4’e göre (H/D=1) % 50, S/D=6’ya göre (H/D=1) % 37.1 ve S/D=8’e göre (H/D=1) ise % 16.1 olarak hesaplanmıştır.



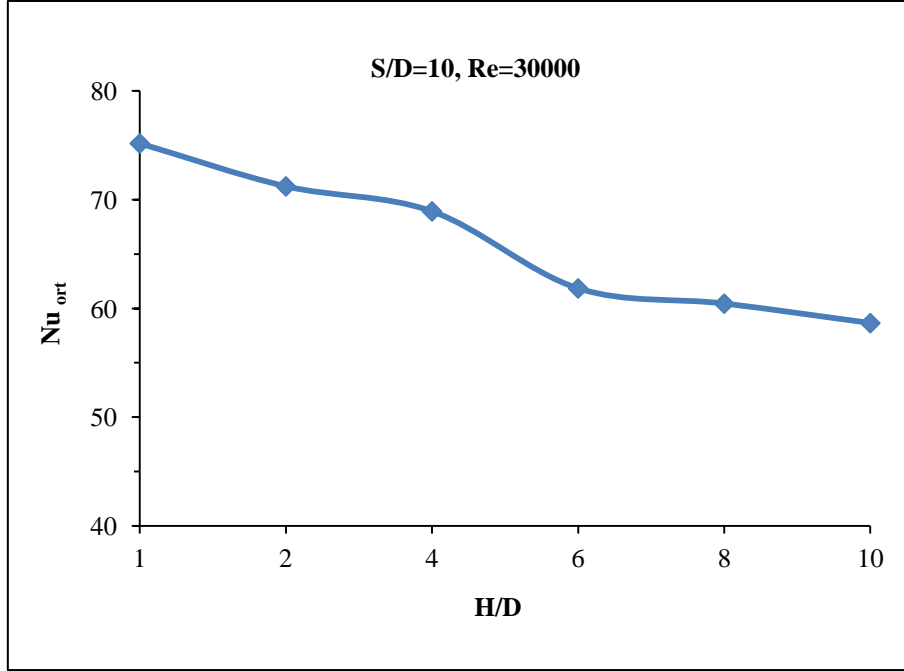
Şekil 4.32. Farklı H/D oranlarında soğutma süresince cam yüzey ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (S/D=10)

S/D=10 oranına göre üçgen şeklinde dizilmiş nozul sistemi için temperlenen camın soğutma süresi boyunca alınan sıcaklık değerlerine göre yerel Nu sayısı hesaplanmış ve yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi Şekil 4.33'te gösterilmiştir. Şekil 4.33'ten de görüleceği üzere, en büyük yerel Nu sayısı değeri H/D=1 oranında  $x/D=4$  noktasında 107.7, en küçük Nu değeri ise H/D=10 oranında  $x/D=12$  noktasında 34.9 olarak hesaplanmıştır.



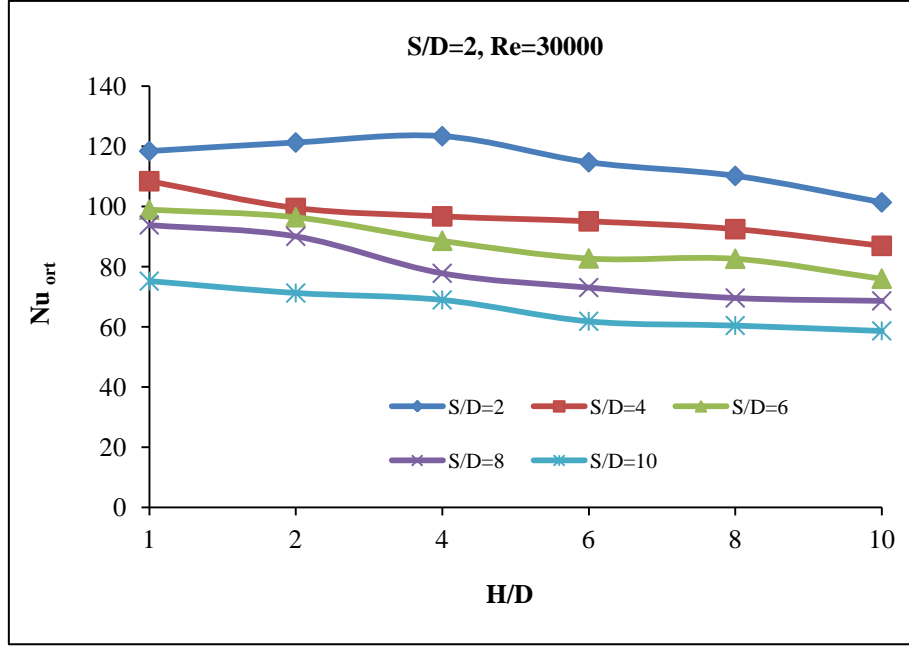
Şekil 4.33. Yerel Nu sayısının H/D oranları ile değişimi (S/D=10)

S/D=10 oranına göre dizilmiş nozul sistemi için temperlenen cam numunesinin farklı H/D oranlarına göre ortalama Nu sayıları hesaplanmış ve Şekil 4.34'te verilmiştir. En yüksek  $Nu_{ort}$  sayısı H/D=1 oranında 75.2 ve en düşük  $Nu_{ort}$  H/D=10 oranında 58.6 olarak hesaplanmıştır. H/D=1'e göre diğer H/D oranlarında  $Nu_{ort}$  sayısındaki azalma sırasıyla; % 5.3, % 8.3, % 17.8, % 19.6 ve % 22'dir.



Şekil 4.34. Ortalama Nu sayısının farklı H/D oranlarıyla değişimi (S/D=10)

Son olarak,  $Re=30000$  değerinde, farklı S/D oranları için H/D oranlarına göre ortalama Nu sayısındaki değişim Şekil 4.35'te verilmiştir. Şekil 4.35'te görüldüğü gibi, en yüksek  $Nu_{ort}$  değerinin S/D=2 ve H/D=4 oranlarında 123.3, en düşük  $Nu_{ort}$  değerinin ise S/D=10 ve H/D=10 oranlarında 58.6 olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.35. Farklı S/D oranları için H/D oranlarına göre ortalama Nu sayısındaki değişim

Yüzey sıcaklığı 680 °C'ye kadar ısıtılan cam soğutma ünitesinde karşılıklı yerleştirilmiş 8'er adet (8x2) üçgen şeklinde dizilmiş nozul sistemi ile soğutulmuştur. Farklı S/D oranlarındaki soğutulan camın, farklı H/D oranlarında sabit soğutma hava debisinde soğutma zamanları gözlemlenmiştir. Camın fırın içersinden çıkıp soğutma ünitesi önüne gelene kadar geçen süre içersinde cam yüzeyinde ortalama olarak 20 °C sıcaklık düşüşü meydana gelmiş ve 660 °C civarında soğutma başlamıştır. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen süreler ve  $Nu_{ort}$  sayıları Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.3. Farklı S/D oranlarındaki camın H/D oranları ile ortalama yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen süreler ve  $Nu_{ort}$  sayıları

S/D	H/D	Süre (sn)	$Nu_{ort}$
2	1	43.5	118.4
2	2	44	121.2
2	4	42,5	123.3
2	6	44.5	114.7
2	8	45.5	110.1
2	10	52	101.3
4	1	48	108.4
4	2	51	102.4
4	4	52	96.7
4	6	56	95.0
4	8	57.5	88.9
4	10	60	86.9
6	1	52.5	98.9
6	2	54	96.4
6	4	57	88.6
6	6	60.5	82.7
6	8	61	82.6
6	10	62.5	76.0
8	1	62	93.8
8	2	64	90.0
8	4	68.5	77.8
8	6	70	73.0
8	8	74	69.6
8	10	75	68.6
10	1	72	75.2
10	2	75	71.2
10	4	78	68.9
10	6	80	61.8
10	8	83	60.4
10	10	87	58.6

680 °C'de fırından çıkan ve yaklaşık 660 °C ortalama yüzey sıcaklığında soğutulmaya başlanan camın farklı H/D oranlarında yapılan soğutma işleminde yüzey sıcaklığının 70 °C'ye düşmesi için geçen maksimum ve minimum soğutma süreleri tespit edilmiş ve Tablo 4.4'te üçgen dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre maksimum ve minimum soğutma süreleri verilmiştir.

Tablo 4.4. Üçgen dizilişli farklı nozul konfigürasyonlarına göre en küçük ve en büyük soğutma süreleri

S/D	H/D	Minimum soğutma süresi, (sn)	S/D	H/D	Maksimum soğutma süresi, (sn)
2	4	41.5	2	10	51
4	1	48	4	10	60
6	1	52.5	6	10	62.5
8	1	62	8	10	75
10	1	72	10	10	87

## 4.2. Mekanik Deneyler

Isı transferi deneyleri yapılan camların mekanik deneyleri yapılmıştır. Mekanik deneylerde parçacık sayısı ve darbe dayanım enerji değerleri belirlenmiştir.

### 4.2.1 Parçacık Sayısı

Parçacık sayısı belirleme işleminde temperlenen cam numunesi bir köşesinden sivri uçlu bir aletle vurularak kırılır. Bu çalışmada cam numuneleri sivri uçlu çekiç ile kırılmıştır. Şekil 4.36'da çekiç ile kırılan ve parçacık sayısı sayılan camın görünümü verilmiştir.



Şekil 4.36. Çekiç ile kırılan ve parçacık sayısı sayılan camın görünümü

Çalışmada kullanılan numunelerin belirli bir bölümünün boyutları içerisinde 5x5 cm'lik bir alan oluşmamaktadır. Yine de yapılan deneysel çalışmada, 5x5 cm'lik alanı oluşturamayan camların mevcut alanlarındaki parçacık sayıları belirlenmiştir. Farklı S/D, H/D ve Re sayılarında temperlenen camların parçacık sayıları elde edilmiştir. Temperlenen bütün camlar +20 °C'de kırılarak parçacık sayıları belirlenmiştir. Ek olarak darbe deneyi yapılacak olan camlardan 4'er numune fazladan üretilerek -20, 0, +20 ve +40 °C sıcaklıklarında parçacık sayıları belirlenmiştir.

Kare dizilişli nozul sistemi ile S/D=2,4,6,8,10 ve H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında temperlenen camlar kırılmış ve parçacık sayıları belirlenmiştir. Kırılma sonucu kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam numunelerinin S/D=8 ve H/D=8'den itibaren parçacık sayılarının 40'tan az olduğu (temper almadığı) görülmüştür. Tablo 4.5'te kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları verilmiştir. Tablo 4.5'e göre en fazla parçacık sayısı S/D=2 ve H/D=2 oranında 262, en az parçacık sayısı ise S/D=10 ve H/D=10 oranında 17 olarak belirlenmiştir. Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam numunelerinin parçacık sayıları göz önüne alındığında, parçacık sayısının ortalama Nu sayısı değiştiği görülmüştür.

Tablo 4.5. Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları

S/D	H/D	Parçacık Sayısı
2	1	251
2	2	262
2	4	238
2	6	226
2	8	191
2	10	179
4	1	249
4	2	245
4	4	169
4	6	158
4	8	143
4	10	136
6	1	143
6	2	131
6	4	111
6	6	103
6	8	84
6	10	55
8	1	83
8	2	52
8	4	50
8	6	47
8	8	-
8	10	-
10	1	-
10	2	-
10	4	-
10	6	-
10	8	-
10	10	-

Üçgen dizilişli nozul sistemi ile S/D=2,4,6,8,10 ve H/D=1,2,4,6,8,10 oranlarında temperlenen camlar kırılmış ve parçacık sayıları belirlenmiştir. Kırılma sonucu üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam numunelerinin S/D=8 ve H/D=10'dan itibaren parçacık sayılarının 40'tan az olduğu (temper almadığı) görülmüştür. Tablo 4.6'de üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları verilmiştir. Tablo 4.6'ya göre en fazla parçacık sayısı S/D=2 ve H/D=4 oranında 280, en az parçacık sayısı ise S/D=10 ve H/D=10 oranında 19 olarak sayılmıştır. Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen cam



numunelerinin parçacık sayıları göz önüne alındığında, parçacık sayısının ortalama Nu sayısı ile değiştiği, ortalama Nu sayısı azaldıkça parçacık sayısının da azaldığı görülmüştür.

Tablo 4.6. Üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların +20 °C'deki parçacık sayıları

S/D	H/D	Parçacık Sayısı
2	1	270
2	2	266
2	4	280
2	6	254
2	8	201
2	10	183
4	1	263
4	2	260
4	4	277
4	6	262
4	8	153
4	10	142
6	1	146
6	2	133
6	4	121
6	6	117
6	8	97
6	10	63
8	1	115
8	2	112
8	4	99
8	6	78
8	8	54
8	10	-
10	1	-
10	2	-
10	4	-
10	6	-
10	8	-
10	10	-

Tablo 4.7'de farklı sıcaklıklarda kırılan camların parçacık sayıları verilmiştir. Tablo 4.7'ye göre, aynı şartlarda temperlenen bir camın parçacık sayısının sıcaklıkla değiştiği, sıcaklık düştükçe parçacık sayısının arttığı görülmüştür.

Tablo 4.7. Farklı sıcaklıklarda kırılan camların parçacık sayıları.

Nozul Dizilişi	S/D	H/D	Parçacık Sayısı			
			-20 °C	0 °C	+20 °C	+40 °C
Kare	2	2	278	263	259	246
Kare	2	10	207	199	179	168
Kare	8	1	88	85	83	77
Kare	8	10	37	33	28	22
Üçgen	2	4	305	298	280	272
Üçgen	2	10	209	195	183	176
Üçgen	8	1	125	121	115	106
Üçgen	8	10	31	30	28	26

#### 4.2.2. Darbe Dayanımı

Deneyel çalışma sonucunda elde edilen temperlenmiş oto camların darbe dayanımları iki aşamada değerlendirilmiştir.

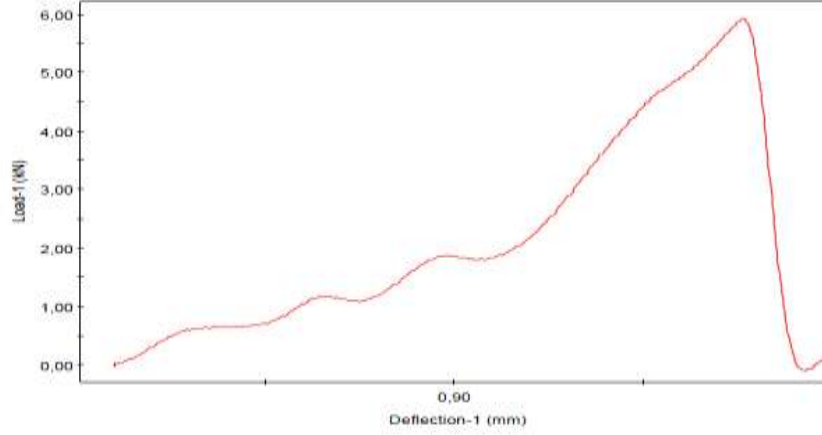
Birinci aşamada; tekli nozul sistemi, ikinci aşamada ise kare ve üçgen dizilişli nozul sistemine karşılık gelen oto camların farklı sıcaklıklardaki darbe dayanımları incelenmiştir. Tekli, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi için darbe deney konfigürasyonu Tablo 4.8’de verilmiştir. Her bir numuneden beş adet olmak üzere 4 farklı sıcaklık için (-20, 0, +20 ve +40 °C) toplamda 200 adet darbe deneyi yapılmıştır. Elde edilen değerler birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.8 Tekli, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi için darbe deney konfigürasyonu

Diziliş	Numune	S/D	H/D	Süre (sn)	Nu <sub>ort.</sub>
Tekli	1	--	6	43.5	141.1 (max)
	2	--	10	51	105.1 (min)
Kare	3	2	2	39	124.3 (max)
	4	2	10	56	94.3 (min)
	5	8	1	81.5	54.9 (max)
	6	8	10	92	47.3 (min)
Üçgen	7	2	4	41.5	122.1 (max)
	8	2	10	51	97.7 (min)
	9	8	1	62	93.8 (max)
	10	8	10	75	68.6 (min)

Deneyler Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Mekanik laboratuvarında bulunan Instron Dynatup 9250 HV marka darbe cihazında

gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.37’de darbe dayanım enerjisi ölçülen camın kuvvet-çökme grafiği verilmiştir.



Maximum load-1 (kN)	Time to max load-1 (ms)	Total time-1 (ms)	Deflection at max load-1 (mm)	Total deflection-1 (mm)	Impact velocity-1 (m/s)	Impact energy-1 (J)
5,9155	1,5637	1,7871	1,6638	1,8070	1,1456	4,6682

Şekil 4.37. Kuvvet-çökme grafiği

Temperlenmemiş camın darbe dayanımı 2.14 J iken temperlenmiş camın darbe dayanımının +20 °C’de 4.66 J olduğu görülmüştür. Şekil 4.38(a)’da temperli camın, Şekil 4.38(b)’de ise tempersiz camın darbe sonrası görünümü verilmiştir.



a) Temperli



b) Tempersiz

Şekil 4.38. Temperli ve tempersiz camın darbe sonrası görünümü

Tekli nozul sistemi ile temperlenen, en düşük ve en yüksek Nu sayısına sahip olan H/D oranlarındaki camların farklı sıcaklıklarda (-20, 0, +20 ve +40 °C) darbe dayanım deneyleri

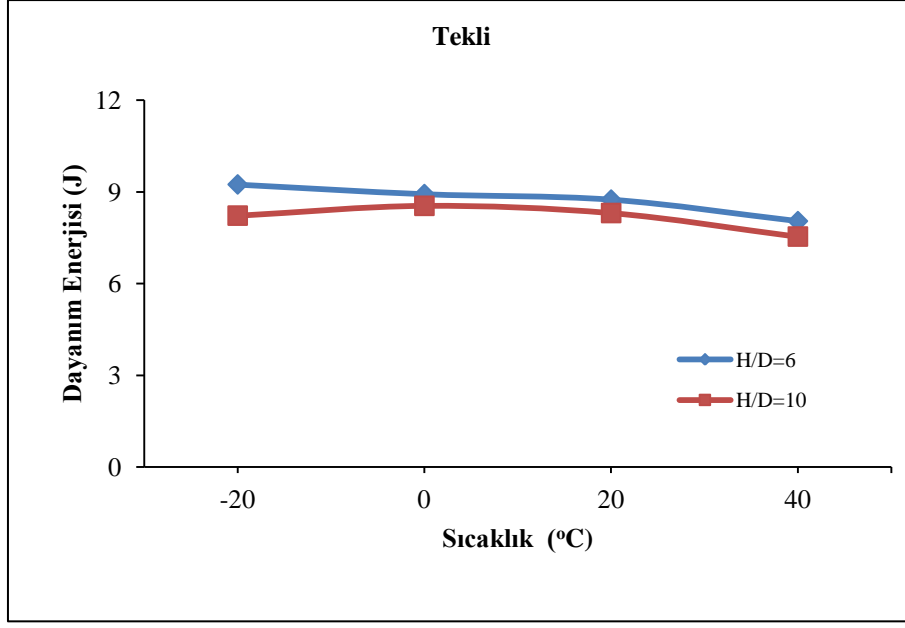
yapılmıştır ve bu H/D oranları sırasıyla H/D=6 ve H/D=10'dur. Tekli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda üst üste yerleştirilmiş iki adet camın (2x4 mm) darbe dayanım değerleri Tablo 4.9'da verilmiştir. Darbe test cihazının 2.6 J den daha düşük darbe enerjilerinde hata yapma olasılığına karşılık değerlerin düzgün ölçümü için iki cam plaka üst üste konarak deney yapılmıştır. Maksimum yüke ulaşmaya kadar oluşan yük-deplasman grafiğindeki dalgalanmanın nedeni, bu iki cam yüzeylerinin birbirine üzerine tam olarak oturmamasından dolayıdır. Şekil 4.37 de görüldüğü gibi, cam yüzeylerin birbirine tam oturmasından sonra ise grafikte hemen hemen lineer bir yükselme oluşmaktadır. Bu lineer kısmın eğimi de cam plakaların eğilme rijitliğini vermektedir.

Tablo 4.9'da görüldüğü üzere, aynı şartlarda temperlenen camın darbe dayanımının düşük sıcaklıklarda daha yüksek olduğu ve sıcaklığın artmasıyla dayanımın düştüğü görülmüştür. Sıcaklık artmasıyla darbe dayanımındaki düşüşün nedeni ise cam plakaların eğilme rijitliğindeki düşüşten kaynaklandığı söylenebilir. Tekli nozul sistemi ile temperlenen camın en yüksek darbe dayanımı -20 °C'de 9.24 J, en düşük darbe dayanımı ise +40 °C'de 7.54 J olarak ölçülmüştür.

Tablo 4.9. Tekli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri

Nozul Dizilişi	S/D	H/D	Dayanım Enerjisi, (J)			
			-20 °C	0 °C	+20 °C	+40 °C
Tekli	-	6	9.24	8.93	8.75	8.04
Tekli	-	10	8.22	8.54	8.31	7.54

Şekil 4.39'da farklı H/D oranlarında tekli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.39'da görüleceği üzere, sıcaklık arttıkça darbe enerjisi azalmaktadır. H/D=6 ve H/D=10 oranlarına sahip cam plakaların sıcaklık ile darbe enerjileri arasındaki değişim eğrilerinin benzer olduğu görülmektedir. -20 °C'de H/D=6 oranındaki darbe enerjisi H/D=10 oranına göre % 12.4 daha fazla olduğu görülmüştür. +40 °C'de ise H/D=6 oranındaki darbe enerjisi H/D=10 oranındakinden % 6.6 daha fazla olduğu görülmüştür.



Şekil 4.39. Farklı H/D oranlarında tekli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi

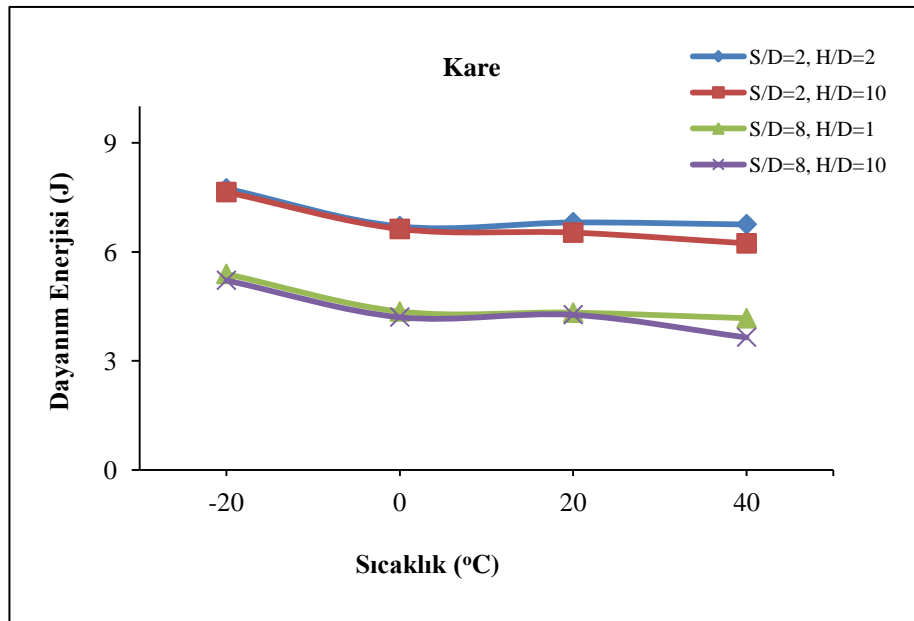
Kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen, en düşük ve en yüksek ortalama Nu sayısına sahip olan  $S/D=2,8$  ve  $H/D=1,2,10$  oranlarındaki camların farklı sıcaklıklarda ( $-20, 0, +20$  ve  $+40$  °C) darbe dayanım deneyleri yapılmıştır. Kare dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri Tablo 4.10'da verilmiştir.  $S/D=2$  ve  $H/D=2$  oranlarındaki en yüksek darbe dayanım enerjisi,  $-20$  °C'de  $7.74$  J, en düşük darbe dayanım enerjisi ise  $+40$  °C'de  $6.76$  J ölçülmüştür.  $S/D=2$  ve  $H/D=10$  oranlarındaki en yüksek ve en düşük darbe dayanım enerjileri sırası ile  $-20$  °C'de  $7.64$  J ve  $+40$  °C'de  $6.23$  J ölçülmüştür.  $S/D=2$  oranında en yüksek dayanım enerjisi  $H/D=2$  oranında  $-20$  °C'de  $7.74$  J iken, en düşük dayanım enerjisi  $S/D=8, H/D=10$  oranında  $+40$  °C'de  $3.65$  J olarak ölçülmüştür. Tablo 4.10'da görüleceği üzere, darbe dayanımının sıcaklıkla değiştiği, aynı şartlarda temperlenen camın darbe dayanımının düşük sıcaklıklarda daha yüksek olduğu görülmüştür.  $S/D$  oranındaki artış ile darbe enerji değerlerinde büyük bir düşüşün olduğu da görülür iken  $H/D$  oranındaki artışa karşılık bu düşüş çok daha az olmaktadır.

Tablo 4.10. Kare dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri

Nozul Dizilişi	S/D	H/D	Dayanım Enerjisi, (J)			
			-20 °C	0 °C	+20 °C	+40 °C
Kare	2	2	7.74	6.70	6.81	6.76
Kare	2	10	7.64	6.63	6.53	6.23
Kare	8	1	5.39	4.36	4.33	4.17
Kare	8	10	5.22	4.21	4.27	3.65

Şekil 4.40'ta farklı S/D ve H/D oranlarında kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.40'ta görüldüğü gibi, kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın dayanım enerjisi sıcaklığın artmasıyla azalmıştır. Bu düşüş, cam plakaların eğilme rijitliğindeki düşüşü ile açıklanabilir.

S/D=2 ve H/D=2 oranlarında temperlenen camın -20 °C'deki darbe dayanım enerjisi 7.74 J iken, +40 °C'de darbe dayanım enerjisi % 12.6'lık bir düşüş ile 6.76 J olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.40. Farklı S/D ve H/D oranlarında kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi

S/D=2,8 ve H/D=1,4,10 oranlarında üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen, en düşük ve en yüksek ortalama Nu sayısına sahip olan camların farklı sıcaklıklarda (-20, 0, +20 ve +40 °C) darbe dayanım deneyleri yapılmıştır. Üçgen dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri Tablo 4.11'de verilmiştir. Bu tablodan görüleceği üzere, S/D=2 ve

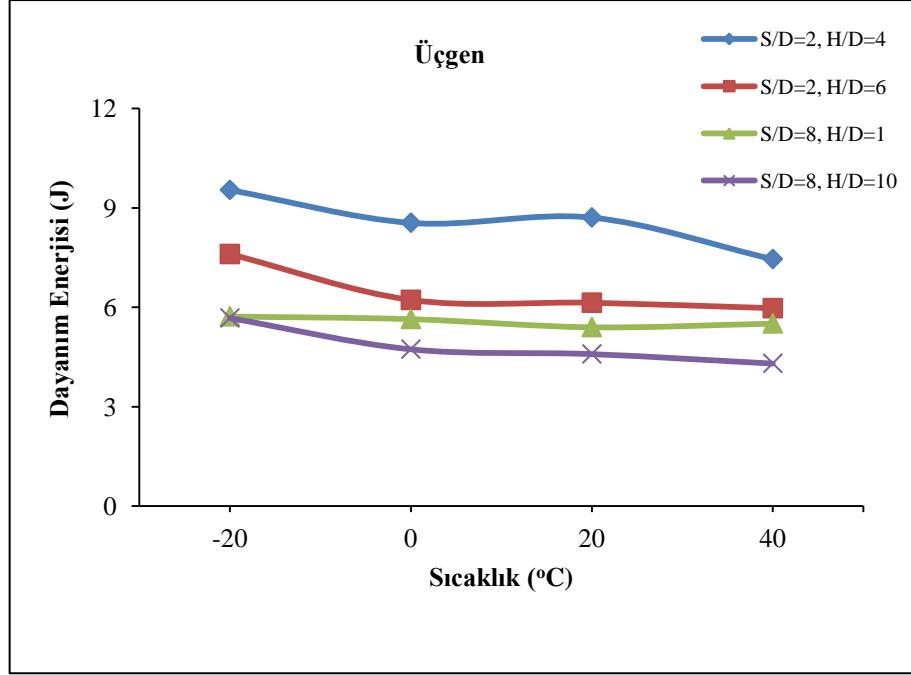
H/D=4 oranlarındaki en yüksek darbe dayanım enerjisi, -20 °C’de 9.54 J iken, en düşük darbe dayanım enerjisi +40 °C’de 7.46 J’dür.

Tablo 4.11. Üçgen dizilişli nozul sistemi için farklı sıcaklıklarda darbe dayanım değerleri

Nozul Dizilişi	S/D	H/D	Dayanım Enerjisi, (J)			
			-20 °C	0 °C	+20 °C	+40 °C
Üçgen	2	4	9.54	8.55	8.71	7.46
Üçgen	2	10	7.61	6.22	6.14	5.97
Üçgen	8	1	5.73	5.65	5.40	5.51
Üçgen	8	10	5.68	4.74	4.59	4.31

Şekil 4.41’de farklı S/D ve H/D oranlarında üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi verilmiştir. Şekil 4.41’de görüleceği üzere, üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camların darbe dayanım enerjileri sıcaklığın yükselmesiyle azalmaktadır. Üçgen dizilişteki darbe dayanım-sıcaklık ilişkisi kare dizilişteki darbe dayanım enerjisi-sıcaklık ilişkisine benzer eğilim göstermektedir. Yani, üçgen ve kare dizilişte sıcaklığın artmasıyla darbe dayanım enerjisi azalmaktadır.

Üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın kare dizilişteki benzer şekilde darbe dayanım enerjisinin S/D oranındaki artış ile önemli ölçüde düştüğü görülmüştür. Kare dizilişli nozul sisteminde H/D oranı pek fazla etki etmezken, üçgen dizilişli nozul sisteminde ise etkisinin olduğu görülmektedir. S/D=2 ve H/D=4 oranlarında temperlenen camın -20 °C’deki darbe dayanım enerjisi 9.54 J iken, +40 °C’deki darbe dayanım enerjisi % 21.8’lik bir düşüş ile 7.46 J olarak ölçülmüştür.

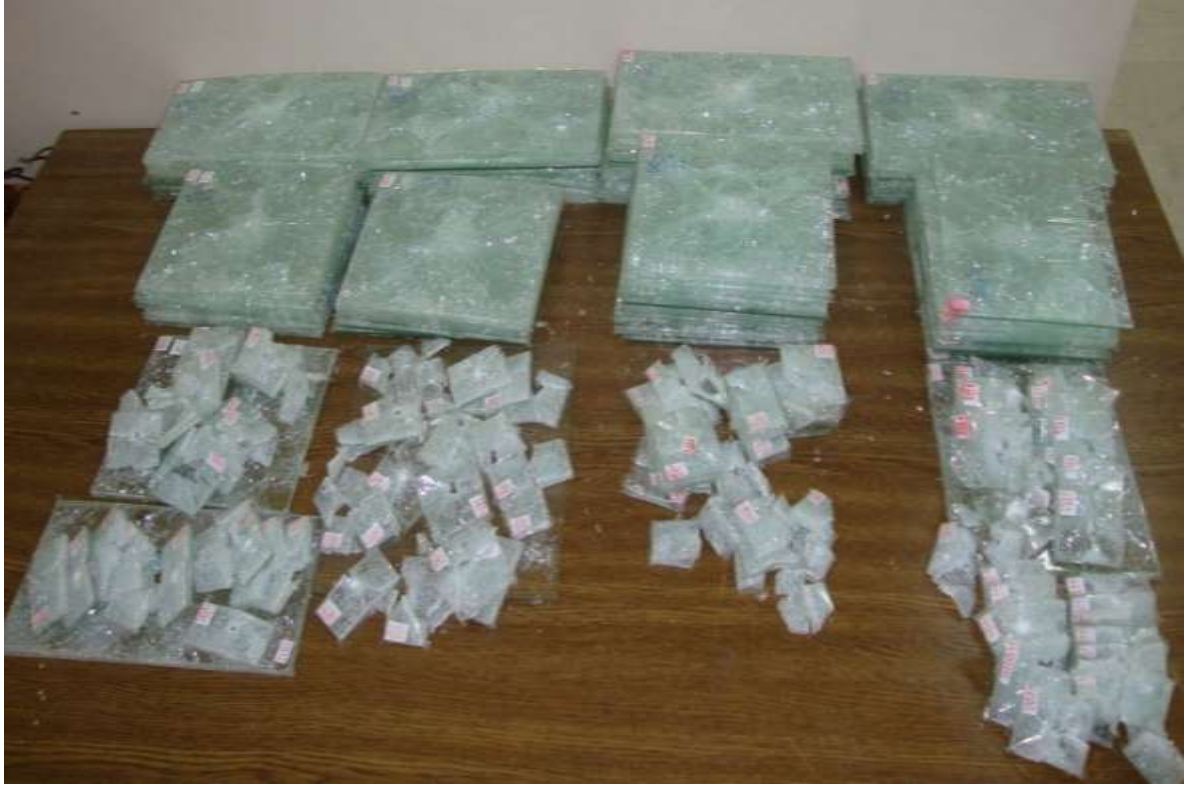


Şekil 4.41. Farklı S/D ve H/D oranlarında üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin sıcaklık ile değişimi

Üçgen ve kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen, en yüksek Nu sayısına sahip camların darbe dayanım enerjileri karşılaştırıldığında; üçgen dizilişli S/D=2 ve H/D=4 oranlarında temperlenmiş camın -20 °C'deki darbe dayanım enerjisi 9.54 J, kare dizilişli S/D=2 ve H/D=2 oranlarında temperlenmiş camın -20 °C'deki darbe dayanım enerjisi 7.74 J'dür. Beklenildiği gibi, üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanımı, kare dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camınkinden daha yüksek çıkmıştır. S/D=2 oranında üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenen camın darbe dayanım enerjisinin kare diziliş ile temperlenenden % 23.2 daha fazla olduğu görülmüştür.

Sıcaklığın artmasıyla parçacık sayılarında görülen düşüşe paralel olarak darbe dayanım enerjilerinde de düşüş görülmüştür. Farklı sıcaklıklarda (-20, 0, +20 ve +40 °C) darbe dayanım deneyleri yapılan camların genel görünümü Şekil 4.42'de verilmiştir.





Şekil 4.42. Farklı sıcaklıklarda darbe dayanım deneyi yapılan camların genel görünümü

### 4.3. Enerji Analiz Sonuçları

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile yapılan soğutmalarda en kısa soğutma süreleri göz önüne alınarak birim yüzey için harcanan hava miktarı hesaplanmış, kare ve üçgen dizilişli soğutma sistemi en kısa soğutma süreleri için birim yüzeye düşen hava miktarı Tablo 4.12’de verilmiştir. Her iki dizilişte S/D=10 oranında yapılan soğutma işleminde camın temper almadığı görülmüştür. Bu nedenle S/D=10 oranında harcanan hava miktarı hesaplanmıştır. Tablo 12’de görüleceği üzere, birim yüzeyi temperlemek için harcanan en az hava miktarı üçgen diziliş S/D=8 oranında meydana gelmiştir.

Tablo 4.12. En kısa soğutma süreleri için birim yüzeye düşen hava miktarı

Kare					Üçgen				
S/D	H/D	t (sn)	Toplam Alan, (cm <sup>2</sup> )	Q <sub>B</sub> (m <sup>3</sup> /cm <sup>2</sup> )	S/D	H/D	t (sn)	Toplam Alan, (cm <sup>2</sup> )	Q <sub>B</sub> (m <sup>3</sup> /cm <sup>2</sup> )
2	2	39	20.48	0.090	2	4	42.5	19.92	0.101
4	1	47.5	81.92	0.027	4	1	48	79.77	0.028
6	1	55.5	184.32	0.014	6	1	52.5	179.13	0.014
8	1	81.5	327.68	0.012	8	1	62	319.29	<b>0.009</b>

## 5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Literatürde, çarpan hava jeti ile soğutma konusunda oldukça fazla çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların büyük bir kısmında, soğutulun yüzeye (çarpma levhası) sabit bir ısı akısı uygulanmaktadır ve bu ısı akısı zamanla değişmemektedir. Ancak soğutulan yüzeyin sıcaklığının zamana bağlı olarak değiştiği çarpan jet uygulamalarından biri olan temperleme işlemiyle ilgili çalışma literatürde oldukça azdır.

Temperleme işleminin ani soğutma sürecinde, cam yüzeyinden transfer edilen ısı miktarı sabit kalmamakta, zamanla sürekli olarak değişmektedir. Oto camın temper kalitesini; fırında kalış süresi, ani soğutma süresi, soğutma ünitesinde kullanılan nozulların dizilişleri, geometrileri, nozul ile cam yüzey arasındaki mesafe, Reynolds sayısı vb parametreler belirlemektedir. Bu çalışmada, tekli nozul sistemi için karşılıklı yerleştirilmiş 8 mm çapında iki adet nozul, kare ve üçgen dizilişte ise 16 adet nozul kullanarak 30000 Reynolds sayısı ve  $H/D=1,2,4,6,8,10$  oranlarında temperleme işlemi yapılmıştır. Ani soğutma süresince, soğutma süreleri ve ısı transferi karakteristikleri incelenmiştir. Isı transferi deneyleri yapılan bütün camların parçacık sayıları ile en düşük ve en yüksek ortalama Nu sayısına sahip camların darbe dayanım değerleri belirlenmiştir. Parçacık sayıları göz önüne alınarak 4 mm kalınlığındaki oto cam için optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu belirlenmiştir. Yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir;

### Tekli nozul sistemi:

- Tekli nozul sistemi ile yapılan ısı transferi deneylerinde en yüksek Nu sayısı durgunluk noktasında ve  $H/D=6$  oranında, en düşük Nu sayısı ise durgunluk noktasına en uzak noktada ve  $H/D=10$  oranında ortaya çıkmıştır.
- En fazla parçacık sayısı  $H/D=6$  oranında yapılan soğutmada, en az parçacık sayısı ise  $H/D=10$  oranındaki yapılan soğutmada sayılmıştır. Yüksek ortalama Nu sayısına sahip camın parçacık sayısının da fazla olduğu görülmüş, Nu sayısı ile parçacık sayısının değiştiği saptanmıştır.

- Parçacık sayısının ve darbe dayanımının en yüksek değerleri  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de, en düşük değerleri ise  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de görülmüştür. Parçacık sayısının ve darbe dayanım değerlerinin sıcaklıkla değiştiği belirlenmiştir.
- En yüksek darbe dayanım değeri, ortalama Nu sayısının ve parçacık sayının en fazla olduğu  $H/D=6$  oranında, en düşük darbe dayanım değeri ise ortalama Nu sayısının ve parçacık sayının en az olduğu  $H/D=10$  oranında belirlenmiştir. Darbe dayanım değerinin ortalama Nu sayısına bağlı olarak değiştiği gözlemlenmiştir.

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi:

- Kare dizilişli nozul sistemi ile yapılan ısı transferi deneylerinde; en yüksek ortalama Nu sayısı  $S/D=2$  ve  $H/D=2$  oranlarında 124.3, en düşük Nu sayısı ise  $S/D=10$  ve  $H/D=10$  oranlarında 43.9 olarak hesaplanmıştır.
- Kare dizilişte temper alan; en uzun soğutma süresi  $S/D=8$  ve  $H/D=6$ 'da 89.5 sn, en kısa soğutma süresi ise  $S/D=2$  ve  $H/D=4$ 'te 42 sn'dir.
- Üçgen dizilişli nozul sistemi ile yapılan ısı transferi deneylerinde; en yüksek ortalama Nu sayısı  $S/D=2$  ve  $H/D=4$  oranlarında, en düşük Nu sayısı ise  $S/D=10$  ve  $H/D=10$  oranlarında ortaya çıkmıştır.
- Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile yapılan soğutma işlemlerinde  $S/D=10$  oranındaki camların temper almadığı görülmüştür.
- $Re=30000$  değeri için birim alanın temperlenmesi için minimum harcanan hava miktarı  $0,009\text{ m}^3/\text{m}^2$ 'dir. Optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu; üçgen diziliş,  $S/D=8$  ve  $H/D=1$ 'dir.

## KAYNAKLAR

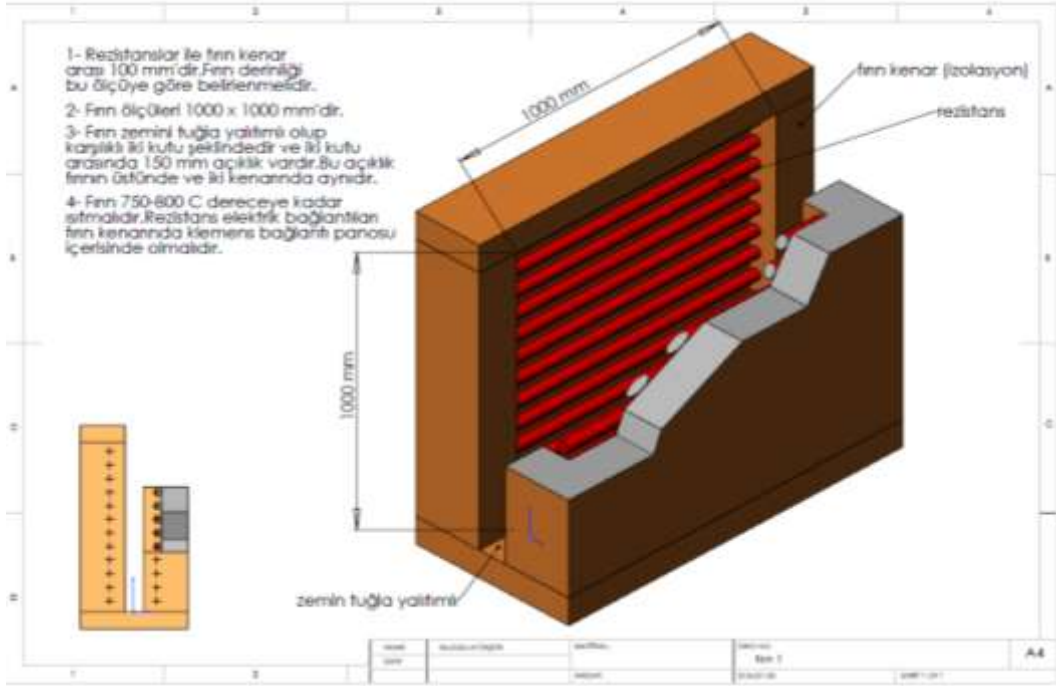
- BÜYÜKYILDIZ A., PLC kullanılarak cam temperleme fırınının otomasyonu, Mühendislik bilimleri dergisi, 2(13), 247-256, (2007)
- CAN M., ETEMOĞLU A.B., AVCI A., “Experimental study of convective heat transfer under arrays of impinging air jets from slots and circular holes”, Heat and Mass Transfer, 38, 251-259, (2002).
- ÇELİK N., EREN H., “Çarpan dairesel bir jette çarpma bölgesi türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi”, Isı Bilimi Dergisi, 30(1), 91-98, (2010).
- GOLDSTEIN R.J., BEHBAHANI A.I., A. I., Impingement of a circular jet with and without cross flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 25:1377–1382, (1982),
- HUANG, G. C., “Investigations of heat-transfer coefficients for air flow through round jets impinging normal to a heat transfer surface”, Journal of Heat Transfer, 85: 237-245, (1963).
- INCROPERA F.P., DEWITT D.P., Isı ve Kütle geçinin temelleri, 5. Basım, Literatür Yayıncılık, İstanbul, (2007).
- JAMBUNATHAN, K., LAI, E., MOSS, M. A., BUTTON, B. L., A review of heat transfer data for single circular jet impingement, Int. J. Heat and Fluid Flow, 13(2): 106–115 (1992).
- KANTÜRER T., Otomobil Camı Üretiminde Enerji Yoğun Süreçlerin Optimizasyonu, (Doktora Tezi), Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2009).
- KATTI V., PRABHU S.V., Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51:4480-4495, (2008)
- KOCABAĞ D., Cam Kimyası, Özellikleri, uygulaması, Birsen yayınevi, İstanbul, (2002)
- LIMAYE M.D., VEDULA R.P., PRABHU S.V., Local heat transfer distribution on a flat plate impinged by a compressible round air jet, Int. J. Of Thermal Sciences, 49:2157-2168, (2010)
- MONNOYER F., LOCHEGNİES D., Heat transfer and flow characteristics of the cooling system of an industrial glass tempering unit, Applied Thermal Engineering, 28, 2167-2177, (2008).

- NAKOD P.M., PRABHU S.V., VEDULA R.P., Heat transfer augmentation between impinging circular air jet and flat plate using finned surfaces, 18<sup>th</sup> National & 7<sup>th</sup> ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference, India, January 4-6, (2006).
- O'DONOVAN T.S., MURRAY D.B., "Jet impingement heat transfer - part I: mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions", International Journal of Heat and Mass Transfer, 50: 3291-3301, (2007).
- PANKHARD K., "Investigation on load bearing capacity of glass panes", Periodica Polytechnica, 52/2:73-82, (2008)
- SAN J.Y., LAI MAO-DEI, Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44: 3997-4007, (2001).
- SÖZBİR N., YAO S.C., Experimental investigation of water mist cooling for glass tempering, Atomization and Sprays, 14:191-210 (2004).
- TAGHG S., O'DONOVAN T.S., MURRAY D.B., "Jet Impingement Heat Transfer-Part I: Mean And Root-Mean-Square Heat Transfer And Velocity Distributions", Int. J. of Heat And Mass Transfer, 50:3291-3301, (2007)
- TS 917, Motorlu nakil araçlarında ve römorklarında kullanılan emniyet camları ve cam malzemeleri, Türk standartları enstitüsü, Ankara, (1999),

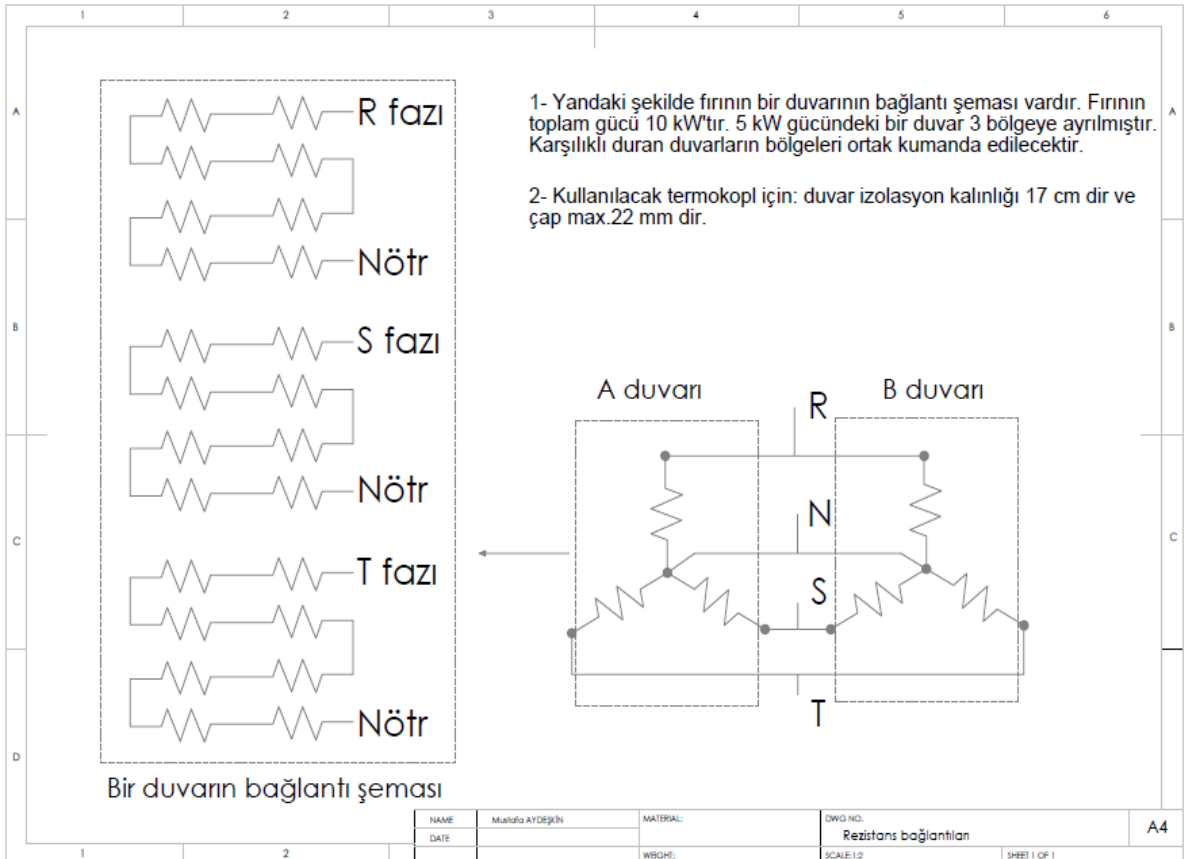
Ek 1. Rodajlama makinesi ve rodajlanmış camların görünümü



## Ek 2. Fırının kesiti



## Ek 3. Fırın rezistanslarının bağlantı şekilleri ve gruplandırılması

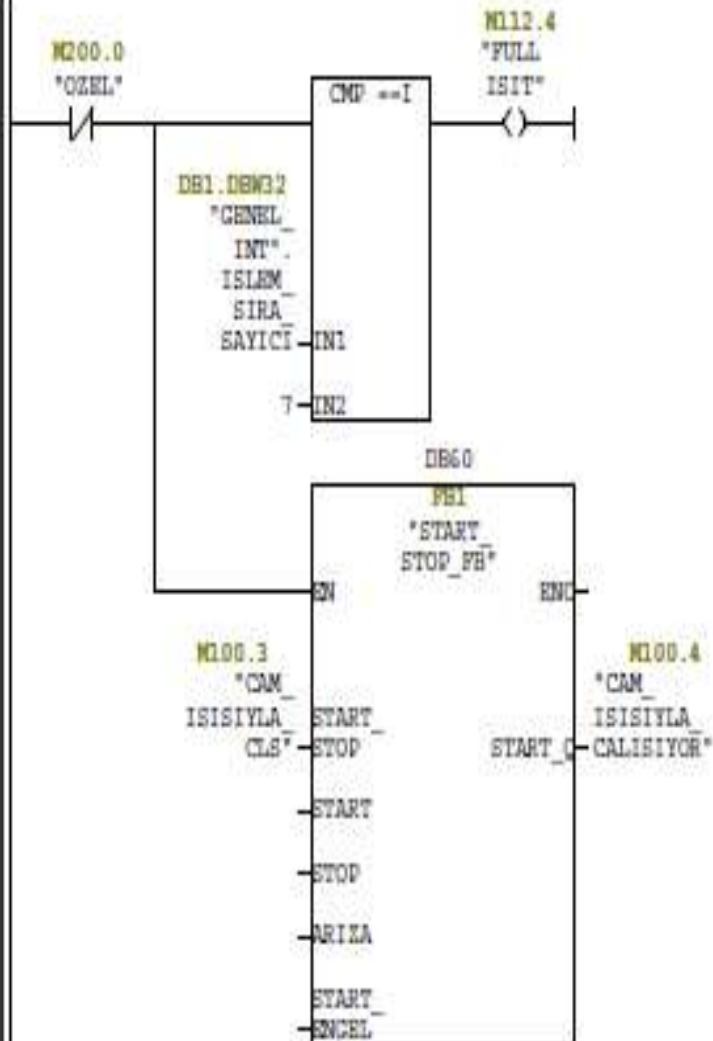






M100.1 EKRAM FIRIN ISIT START  
M26.7 ACIL STOP  
M100.2 FIRIN ISITMA CALISIYOR

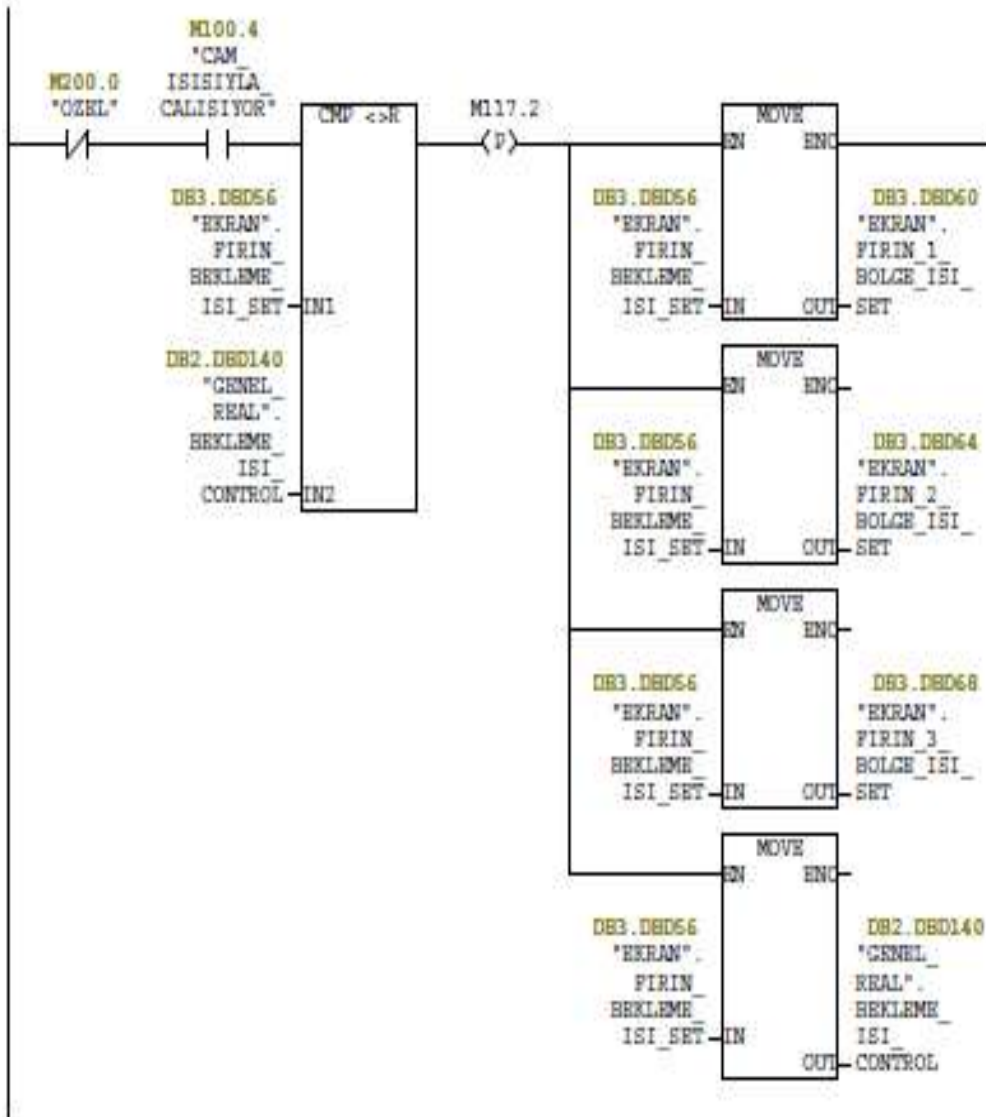
Network: 2



#### Symbol information

M200.0 OZEL  
DB1.DBW32 "GENEL INT". ISLEM SIRI SAYICI  
M112.4 FULL ISIT  
FB1 START STOP FB  
M100.3 CAM ISISIYLA CLS  
M100.4 CAM ISISIYLA CALISIYOR

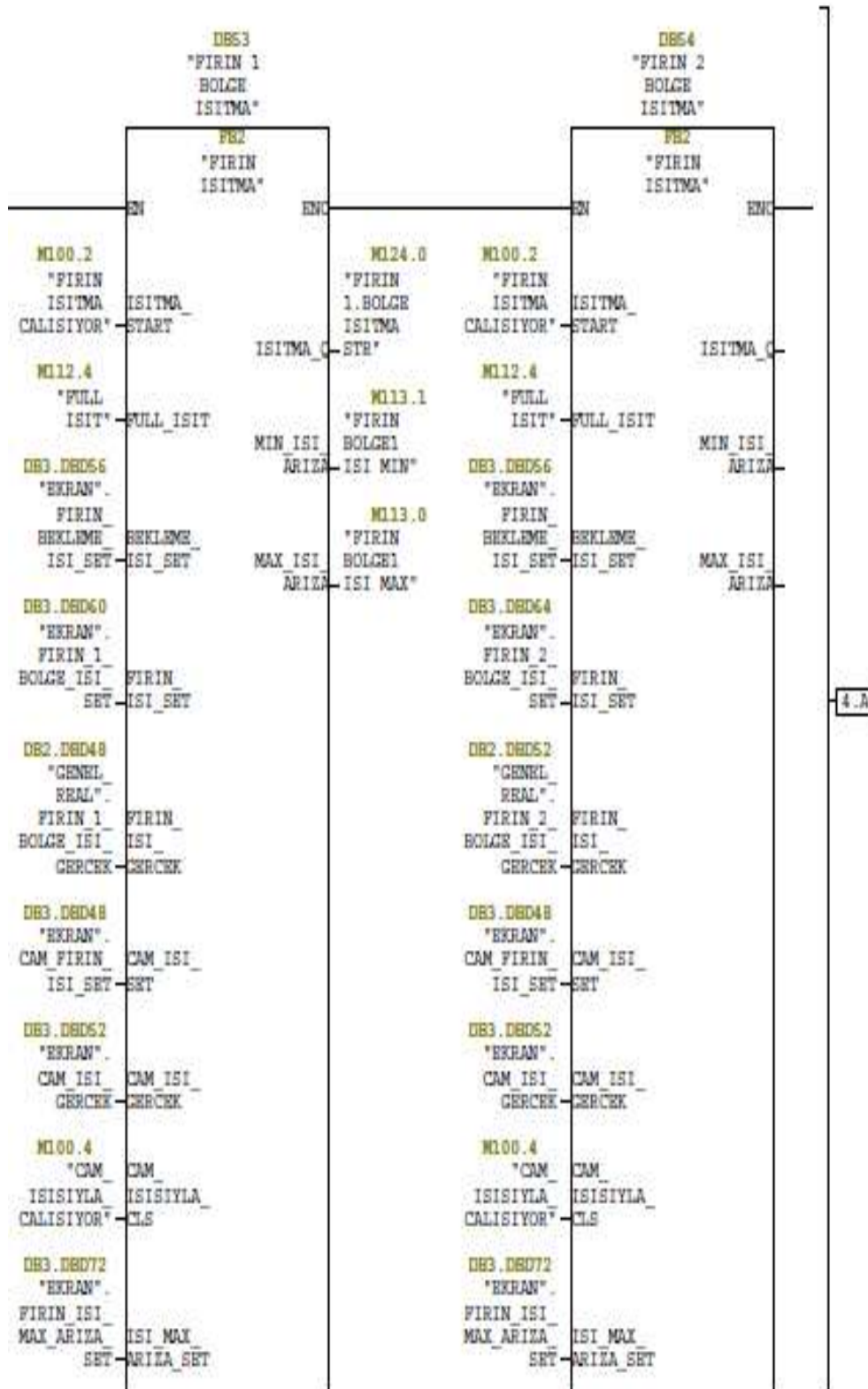
Network: 3

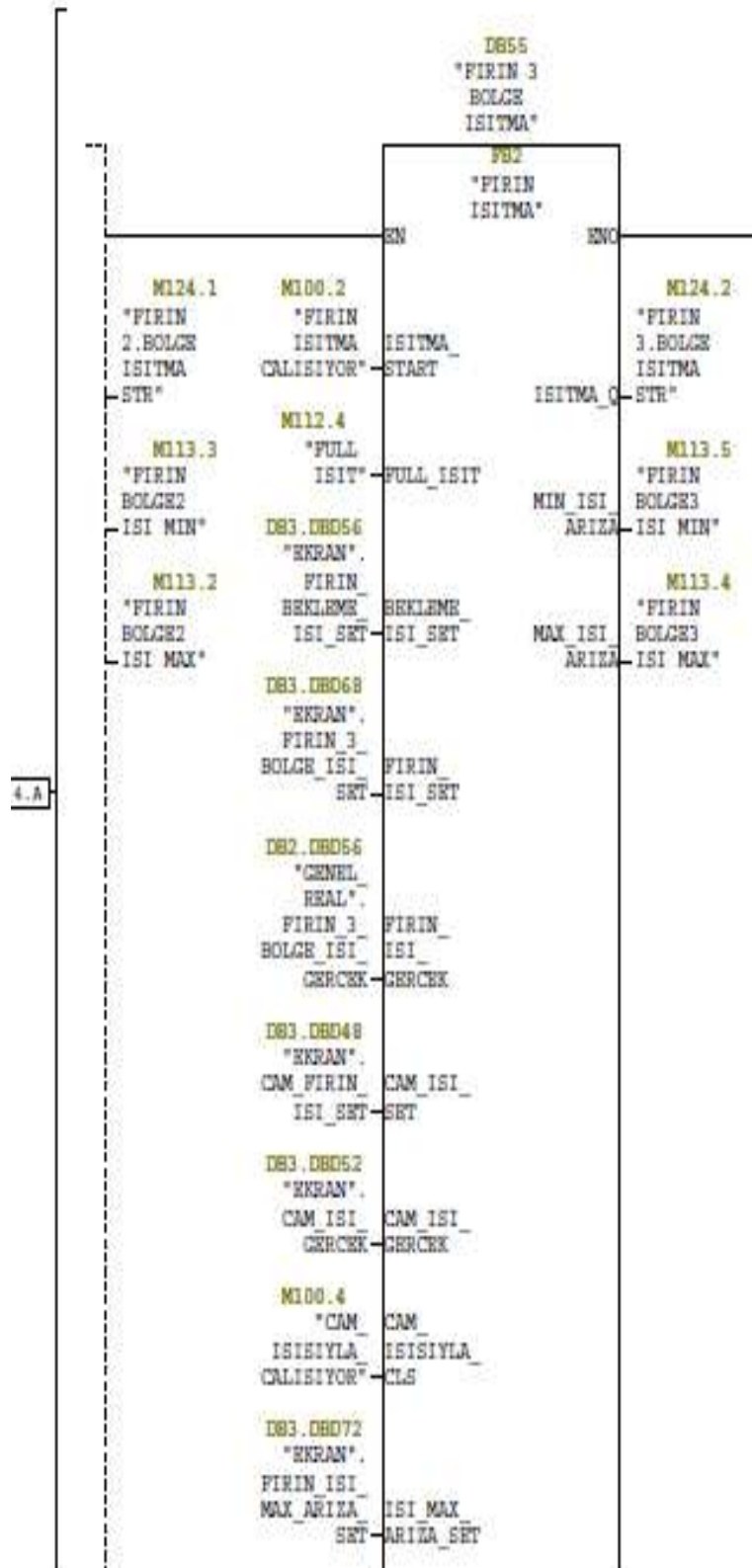


## Symbol information

M200.0	OZEL
M100.4	CAM ISISIYLA CALISIYOR
DB3.DBD56	"EKKRAN".FIRIN HEKLEME ISI SET
DB2.DBD140	"GENEL REAL".HEKLEME ISI CONTROL
DB3.DBD60	"EKKRAN".FIRIN 1 BOLGE ISI SET
DB3.DBD64	"EKKRAN".FIRIN 2 BOLGE ISI SET
DB3.DBD68	"EKKRAN".FIRIN 3 BOLGE ISI SET

Network: 4



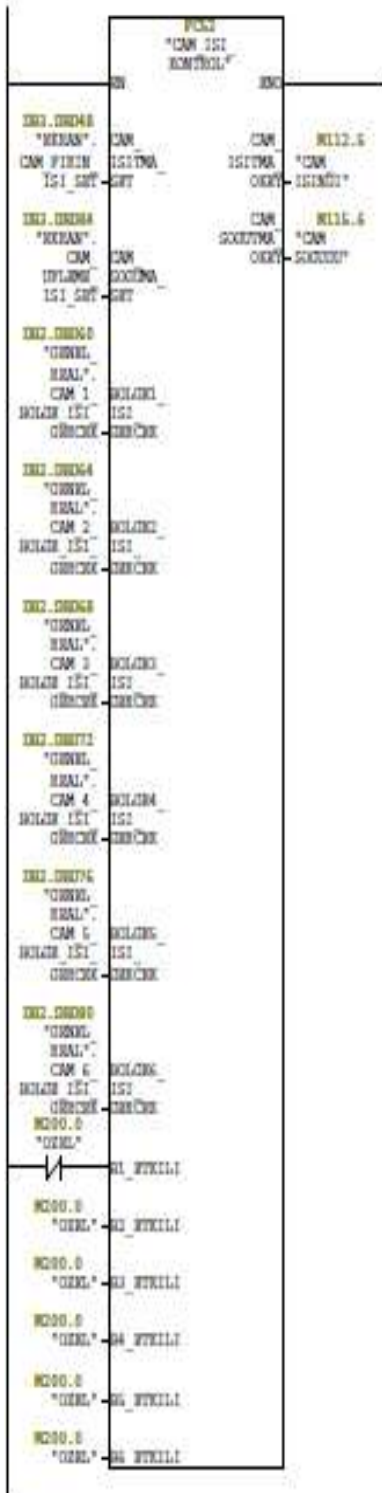




## Symbol information

FB2	FIRIN ISITMA
3B53	FIRIN 1 BOLGE ISITMA
4100.2	FIRIN ISITMA CALISIYOR
4112.4	PULL ISIT
3B3.DB056	"EKKRAN".FIRIN BEKLEME ISI SET
3B3.DB060	"EKKRAN".FIRIN 1 BOLGE ISI SET
3B2.DB048	"GENEL_REAL".FIRIN 1 BOLGE ISI GERCEK
3B3.DB048	"EKKRAN".CAM FIRIN ISI SET
3B3.DB052	"EKKRAN".CAM ISI GERCEK
4100.4	CAM ISISIYLA CALISIYOR
3B3.DB072	"EKKRAN".FIRIN ISI MAX ARIZA SET
3B3.DB076	"EKKRAN".FIRIN ISI_MIN_ARIZA SET
4124.0	FIRIN 1.BOLGE ISITMA STR
4113.1	FIRIN BOLGE1 ISI MIN
4113.0	FIRIN BOLGE1 ISI MAX
3B54	FIRIN 2 BOLGE ISITMA
3B3.DB064	"EKKRAN".FIRIN 2 BOLGE ISI SET
3B2.DB052	"GENEL_REAL".FIRIN 2 BOLGE ISI GERCEK
4124.1	FIRIN 2.BOLGE ISITMA STR
4113.3	FIRIN BOLGE2 ISI MIN
4113.2	FIRIN BOLGE2 ISI MAX
3B55	FIRIN 3 BOLGE ISITMA
3B3.DB068	"EKKRAN".FIRIN 3 BOLGE ISI SET
3B2.DB056	"GENEL_REAL".FIRIN 3 BOLGE ISI GERCEK
4124.2	FIRIN 3.BOLGE ISITMA STR
4113.5	FIRIN BOLGE3 ISI MIN
4113.4	FIRIN BOLGE3 ISI MAX

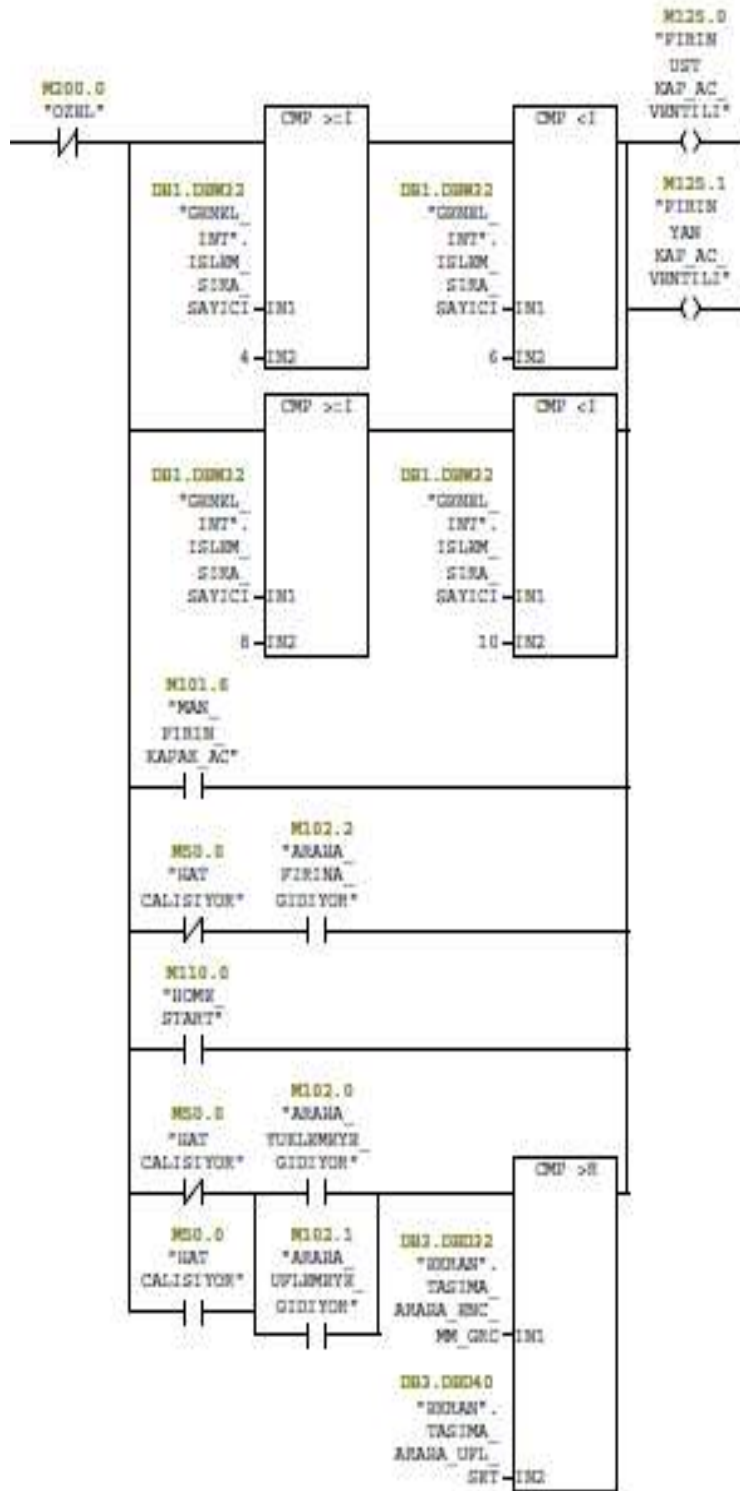
Network: 5



## Symbol information

```
4200.0      OZEL
PCS2       CAM ISI KONTROL
DB3.DBD48  "EKKRAN".CAM_FIRIN_ISI_SET
DB3.DBD84  "EKKRAN".CAM_UFLAME_ISI_SET
DB2.DBD60  "GENEL_REAL".CAM_1_BOLGE_ISI_GERCEK
DB2.DBD64  "GENEL_REAL".CAM_2_BOLGE_ISI_GERCEK
DB2.DBD68  "GENEL_REAL".CAM_3_BOLGE_ISI_GERCEK
DB2.DBD72  "GENEL_REAL".CAM_4_BOLGE_ISI_GERCEK
DB2.DBD76  "GENEL_REAL".CAM_5_BOLGE_ISI_GERCEK
DB2.DBD80  "GENEL_REAL".CAM_6_BOLGE_ISI_GERCEK
4112.5     CAM_ISINDI
4115.6     CAM_SOĞUTU
```

Network: 6





## Symbol information

Q200.0	OZEK
DB1.DBW32	"GENEL INT".ISLEM_SIRA_SAYICI
Q101.6	MAN_FIRIN_KAPAK_AC
Q50.0	HAT_CALISIYOR
Q102.2	ARABA_FIRINA_GIDIYOR
Q110.0	HOME_START
Q102.0	ARABA_YUELEMENYE_GIDIYOR
Q102.1	ARABA_UFLEMENYE_GIDIYOR
DB3.DBW32	"EKRAN".TASIMA_ARABA_ENC_MM_GRC
DB3.DBW40	"EKRAN".TASIMA_ARABA_UPL_SHT
Q125.0	FIRIN_UST_KAP_AC_VENTILI
Q125.1	FIRIN_YAN_KAP_AC_VENTILI

**TÜBİTAK**  
**PROJE ÖZET BİLGİ FORMU**

<b>Proje No:</b> 109M186
<b>Proje Başlığı:</b> OTO CAM TEMPERLEME İŞLEMİNDE OPTİMUM SOĞUTMA ÜNİTESİ KONFIGÜRASYONUNUN BELİRLENMESİ
<b>Proje Yürütücüsü ve Araştırmacılar:</b> Doç. Dr. Mustafa GÖLCÜ, Doç. Dr. Hasan ÇALLIOĞLU, Yrd. Doç. Dr. M. Fevzi KÖSEOĞLU, Yrd. Doç. Dr. Nedim SÖZBİR
<b>Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:</b> Pamukkale Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü DENİZLİ
<b>Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi:</b>
<b>Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:</b> 15.10.2009–15.02.2012
<b>Öz (en çok 70 kelime)</b> Bu proje çalışmasında, oto cam temperleme işleminde optimum soğutma ünitesi konfigürasyonu araştırılmıştır. Sanayide kurulan dikey temperleme ünitesinin bir prototipi kurulmuştur. Tekli, kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri kullanılarak temperleme işlemleri yapılmıştır. Bulunan sonuçlar Nusselt sayısı ile ilişkilendirilerek grafikler halinde sunulmuştur. Proje kapsamında kurulan temperleme deney düzeneği kullanılarak iki adet doktora çalışması devam etmektedir.
<b>Anahtar Kelimeler:</b> Oto cam temperleme, çarpan jetler, ısı transferi, nozul dizilişi
<b><a href="#">Fikri Ürün Bildirim Formu</a> Sunuldu mu?</b> Evet <input type="checkbox"/> Gerekli Değil <input type="checkbox"/> Fikri Ürün Bildirim Formu'nun tesliminden sonra 3 ay içerisinde patent başvurusu yapılmalıdır.
<b>Projeden Yapılan Yayınlar:</b> <ol style="list-style-type: none"><li>1. Yazıcı, H., Akçay, M., Gölcü, M., Sekmen, Y., Köseoğlu, M.F., “Oto Cam Temperleme İşleminde Kullanılan Yeni Teknolojiler”, 6<sup>th</sup> International Advanced Technologies Symposium, 16-18 May 2011, 72-77, Fırat University, Elazığ, Turkey. (Uluslar arası bildiri)</li><li>2. Akçay, M., Yazıcı, H., Gölcü, M., Köseoğlu, M.F., Sekmen, Y., “Oto Cam Temperleme İşleminde Ani Soğutma Sırasında Meydana Gelen Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, 6<sup>th</sup> International Advanced Technologies Symposium, 16-18 May 2011, 194-199, Fırat University, Elazığ, Turkey. (Uluslararası bildiri)</li></ol>

3. Yazıcı, H., Akçay, M., Gölcü, M., Köseoğlu, M.F., Sekmen, Y., (2011) “Oto Cam Temperleme Deney Düzenineğinin Kurulumu ve Isıtma-Soğutma Sürelerinin Tayini İçin Örnek Bir Uygulama”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, cilt:8, no:1, s.57-68. (Ulusal makale)
4. Yazıcı, H., Akçay, M., Gölcü, M., Köseoğlu, M.F., Sekmen, Y., “Experimental Investigation of the Transient Cooling Characteristics of an Industrial Glass Tempering Unit”, International Journal of Mechanical and Aerospace Engineering, 6:26-30, 2012 (Uluslararası Makale)
5. Gölcü M., Yazıcı H., Akçay M., Köseoğlu M. F., “Oto camların temperlenmesinde Çarpan Hava Jet Dizileri İle Soğutmanın Deneysel İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Dergisi (SCI Makale-Hakemde)
6. “Karşılıklı Yerleştirilmiş Tekli Hava Jetleri Kullanılarak Oto Cam Temperleme İşleminin Deneysel İncelenmesi” (SCI-Gönderime Hazır)