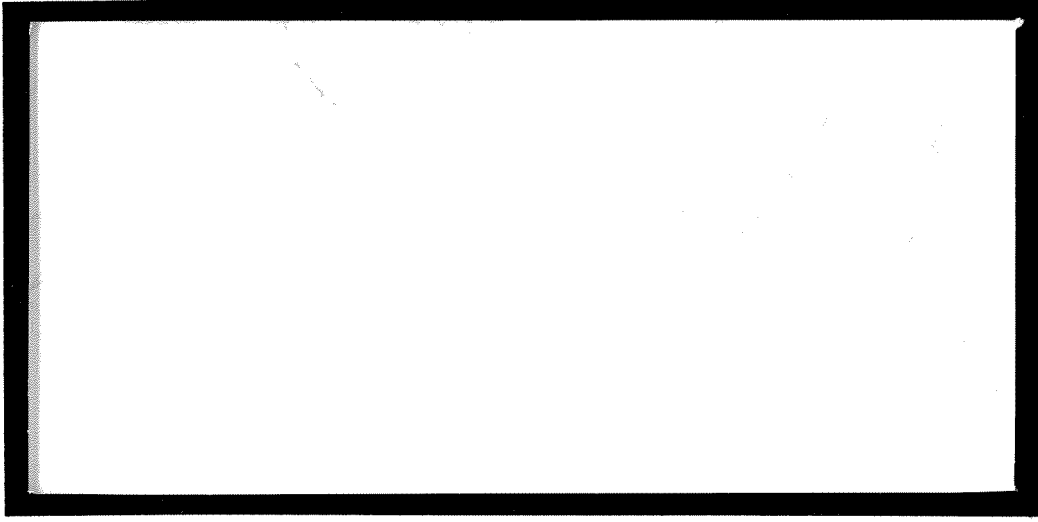


1997-1397 Duf



TÜRKİYE BİLİMSEL VE  
TEKNİK ARAŞTIRMA KURUMU

THE SCIENTIFIC AND TECHNICAL  
RESEARCH COUNCIL OF TURKEY



**Makina, Kimyasal Teknolojiler, Malzeme ve İmalat Sistemleri  
Araştırma Grubu**

**Mechanical Engineering, Chemical Technologies, Material  
Sciences and Manufacturing Systems Research Grant  
Committee**

**GÜNEŞ RADYASYON BİLEŞENLERİNİN ÖLÇÜMLERİNİN  
TEORİK SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI VE  
GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİ VERİM HESABINDA  
DEĞERLENDİRİLMESİ**

**PROJE NO : MİSAG – 49**

## ÖNSÖZ

“MISAG-49 Güneş Radyasyon Bileşenlerinin ölçümlerinin Teorik Sonuçlarla Karşılaştırılması ve Güneş Kollektörlerinin Verim Hesabında Değerlendirilmesi” başlıklı proje merhum Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu tarafından önerilmiş ve TÜBİTAK tarafından desteklenmesi uygun görülerek 1. 8. 1993 tarihinde proje çalışmalarına başlanmıştır.

TÜBİTAK'nın desteği ile satın alınan güneş radyasyonu ölçme sisteminin kurulması ve ölçme verilerinin değerlendirilmesine başlanması sırasında, Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu'nun vefatı sonucunda proje çalışmaları çok ciddi boyutta aksamıştır. Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu'nun gayreti ve özverisi ve TÜBİTAK'nın çok olumlu desteği ile sağlanan deneysel çalışma imkanları üç Y. lisans öğrencisinin tez çalışmasında etkin olarak değerlendirilmiş ve güneş enerjisi ile ilgili deneysel araştırmalarda çok belirgin gelişme ve iyileşme sağlanmıştır.

Bu bağlamda, projeyi öneren ve vefatına kadar gayret ve özveri ile yöneten merhum Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu'nun anısına içten saygılarımızı ve sağladığı destekle O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde güneş enerjisi ölçme ve değerlendirme sistemi kurulmasını gerçekleştiren TÜBİTAK'na teşekkürlerimizi sunarız.

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ	
GENEL	1
1. Tez Çalışması	3
Şekiller	8
Kaynakça	19
2. Tez Çalışması	24
Şekiller	29
Kaynakça	34
3. Tez Çalışması	38
Şekiller	42
Kaynakça	44

EKLER

## GENEL

“MISAG-49 Güneş Radyasyon Bileşenlerinin Ölçümlerinin Teorik Sonuçlarla Karşılaştırılması ve Güneş Kollektörlerinin Verim Hesabında Değerlendirilmesi” başlıklı proje Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu tarafından önerilmiş ve TÜBİTAK tarafından desteklenmesi uygun görülerek, 1. 8. 1993 tarihinde proje çalışmaları başlatılmıştır.

Araştırmanın proje önerisinde belirtilen amaç ve kapsamı iki temel başlık altında açıklanabilir, (Bkz. Proje Önerisi-PROJENİN AMACI);

Toplam güneş radyasyonu ile beraber direk ve difüz bileşenleri bir yıl boyunca sürekli olarak ölçülecek ve alınan ölçümler teorik metodlarla hesaplanan değerlerle karşılaştırılarak yeni bağıntılar aranacaktır. Ayrıca toplam ve direk güneş radyasyon seviyelerinin düzlem ve parabolik kollektörlerin verimlerine etkileri araştırılarak yeni tasarımlar üzerinde çalışılacaktır.

Yapılacak araştırmanın yanı sıra, projenin sağlayacağı maddi katkılarla ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde bulunan iki prototip güneş evi ve bazı kollektör sistemlerine eklenecek modern ölçüm aygıtları ve yeni kollektörlerle birlikte küçük çapta bir güneş enerjisi ısıtma ve ölçüm sistemleri parkı kurulması planlanmaktadır. Proje boyunca bu deneysel sistemler üzerinde iki yüksek lisans öğrencisinin tez konularıyla ilgili olarak araştırma yapmaları ve proje bitiminden sonrada Bölümün lisans öğrencilerinin bazı derslerinde demonstrasyon projeleri olarak kullanılmaları düşünülmektedir.

Projenin 1. Amacına yönelik çalışmalar Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu tarafından yönetilmiş ve projenin 1. ve 2. Gelişme Raporlarında belirtildiği üzere;

- Güneş radyasyonu ölçme sistemi için teknik şartname hazırlanmış ve toplanan tekliflerin değerlendirilerek proje amacına ve bütçe imkanlarına uygun sistem belirlenmiş ve sipariş verilmiştir.

- Güneş radyasyonu ölçme sisteminin, montajı yapılmış ve O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde kurulu meteoroloji istasyonu ile birlikte-uyumlu çalışması ve sistemin teknik şartnameye uygunluğunun belirlenmesi amacıyla kabul deneyleri yapılmış ve ilgili araştırmacılar (tez öğrencileri) sistemin işleyişi ve kullanımı konularında eğitilmişler ve sistemin kabul işlemleri tamamlanmıştır.
- Proje kapsamında satın alınan piranometre (Toplam güneş radyasyonu ölçmeleri için), pirheliometre (direkt-yönel güneş radyasyonu ölçmeleri için) ve 207 sıcaklık ölçme probu ve kalkanı (difüz-saçılmış güneş radyasyonu ölçmeleri için) modem-anabirim ve ölçme kayıt biriminde oluşan donanım, Makina Mühendisliği Bölümündeki meteoroloji istasyonunun hava sıcaklığı, hava basıncı, hava nemi, rüzgar hızı ve yönü, yağış miktarı ölçme sistemleri ile bütünleştirilmiştir. Ölçmelerin-deney boyutlarının kullanımı için geliştirilen bir yazılımla (Güneş-15 dak. Par) belirtilen meteorolojik verilerle ayrıntılı güneş radyasyonu bileşenlerin anlık değerleri ile 15 dak. aralıkla kaydedilen önceki değerleri kullanıcıların yararlanmasına sunulmuştur.
- Güneş radyasyonu direk ve difüz bileşenlerinin ölçülen değerlerinden yararlanarak matematiksel bir model geliştirilmesi ve bu modelin güneş radyasyonu ölçmeleri yapılmadan toplam, direk ve difüz bileşenlerinin hesaplanmasında kullanımına yönelik çalışmalar başlatılmıştır. Bu çalışmalar kapsamında güneş radyasyonuna deney kayıtlarının ilgili diğer meteorolojik verilerle uyumu ve doğrulanması için deney kayıtlarının değerlendirilmesine başlanmıştır.

Projenin 2. Amacı doğrultusunda ise üç yüksek lisans tez çalışması tamamlanmıştır. Bu çalışmalardan ikisi parabolik U-tipi güneş kollektörü uygulamaları, biri ise güneşli su distilasyon (arıtma) sistemleri ile ilgilidir. İlk iki tez çalışması Prof.Dr. Rüknettin Oskay tarafından yönetilmiş, üçüncü tez çalışması ise Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu'nun yönetiminde başlatılmış, vefatından sonra Doç.Dr. Arif İleri yönetiminde sonuçlandırılmıştır.

Projenin 1. amacına yönelik çalışmalar Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu'nun vefatı nedeniyle sürdürülememiştir. Bu nedenle raporun bundan sonraki bölümlerinde proje kapsamında gerçekleştirilen tez çalışmalarına ilişkin bilgi verilecektir. Bu tez çalışmalarında proje bütçesinden yararlanılarak satın alınan ölçme donanımı etkin olarak kullanılmıştır.

## 1. Tez Çalışması:

### PARABOLİK GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN DEĞİŞEN YÜK VE GÜNEŞ IŞINIMI ALTINDA VERİM ANALİZİ

Tez Öğrencisi : Abdurrahman Şahin  
Tez Yöneticisi Prof. Dr. Rüknettin Oskay  
Eylül 1994, 108 sayfa

#### ÖZ

Bu çalışmada, ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde geliştirilmiş bir parabolik kollektör verimliliği artırmak ve standartlara uygun performans deneylerine uyum sağlamak amacıyla iyileştirilmiş; TS 4801 ve ASHRAE 93-1986 standartlarına uygun olarak değişken yük ve güneş ışınımı altında denenmiştir.

Kollektörün verimliliğini artırmak için iki ve standard koşullara uyum sağlamak için bir olmak üzere mevcut kollektörde üç iyileştirme yapıldı. Birinci iyileştirme; güneşi Doğu-Batı yönünde eğiklik açısını da değiştirerek izlemek için yapılan mekanizmadır. İkinci iyileştirme ışınım ile oluşan ısı kayıplarını azaltmak için kollektörün cam borusunun dış yüzeyine yapıştırılan yansıtıcı şerittir. Üçüncüsü ise performans testlerini standard koşullarda yapabilmek için kollektör su girişine eklenen elektrikli ısıtıcıdır.

Bu iyileştirmelerden sonra, ısı taşıyıcı akışkanın (suyun) debisi ve kollektör girişindeki sıcaklığı değiştirilerek performans deneyleri yapılmıştır. Kollektör verimlilik grafikleri  $\Delta T/G_c$ 'ye bağlı olarak çizilmiş ve dört farklı su debisi için toplam ısı kayıp katsayıları bu grafiklerden hesaplanmıştır. Toplayıcı (soğurucu) borunun ve dışındaki cam borunun yüzey sıcaklık dağılımları ölçülmüş ve kollektör girişindeki su sıcaklığına bağlı olarak grafikler çizilmiştir. Bu sonuçlardan yararlanarak kollektörün verimini etkileyen önemli değişkenler belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler : Parabolik Kollektör, İzleme, Yansıtıcı Şerit.

Bilim Sayısal Kodu : 625.04.02

## GİRİŞ

Düz yüzeyli-levha tipi güneş kolektörlerinde ulaşılabilecek en yüksek sıcaklık düzeyi, özellikle yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalar, örneğin ısı güç üretimi, endüstriyel amaçlı ısı üretimi ve metal ergitme, için oldukça düşük ve yetersizdir. Güneş enerjisinden yararlanan-yüksek sıcaklıktaki dönüştürüm sistemleri, güneş ışınmasını nokta veya çizgi boyutuna yoğunlaştıran kolektörlerdir. Bu çalışmada, yoğunlaştırma oranı oldukça düşük (~20) ve çalışma sıcaklığı (90°-200°C) arasında olan biri parabolik güneş kolektörlerinin performansını iyileştirmeye yönelik iki değişiklik uygulanmış ve bu değişikliklerin performans üzerindeki etkileri TSE ve ASHRAE'nin öngördüğü deneysel süreç içinde belirlenmiştir.

## GELİŞME

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde bir Y. lisans tez çalışması kapsamında 1987 yılında geliştirilen parabolik güneş kolektörünün güneş ışınmasının izleme düzeneği (doğu-batı) boyutuna ek olarak eğiklik açısının da değiştirilebileceği bir mekanizma ile donatılmış ve ışıma ile oluşan ısı kayıplarını azaltmak için kolektörün cam borusunun dış yüzüne yansıtıcı şerit yapıştırılmıştır. Kolektörün soğurucu borusunun dış yüzeyi seçici yüzey özelliklerinin sağlayan boya ile kaplanmış, yüzeyin soğurma ve yayınım katsayıları ölçülmüştür. ( $\alpha_s = 0.9$  ve  $\varepsilon = 0.3$ ).

Kolektör performans deneylerinin yapılabilmesi için, ısı taşıyıcı ortamın (suyun) kolektöre giriş sıcaklığının belirli bir deney sırasında sabit tutulması öngörülmüştür. Bu koşulu sağlamak için ısıtma gücü denetlenebilen ve toplam kapasitesi iki kademeli (1.2 + 2.6) kW olarak seçilmiş bir elektrikli su ısıtıcısı imal edilerek kolektör su giriş hattına bağlanmıştır.

Kolektörün performans deneylerinin yapıldığı test düzeni ana hatlarıyla Şekil.1'de verilmiştir. Kolektörün ve test düzeninin temel elemanlarının özellikleri aşağıda sıralanmıştır.



**a) Kollektör :**

Parabolik U tipi - Su Soğutmalı Soğurucu Eleman: Çapı 37 mm, uzunluğu 1455 mm Cr-Ni paslanmaz çelik boru, kaplamasız soğurma katsayısı 0.3. uygulanan seçici yüzey kaplaması ile soğurma katsayısı  $\alpha_s = 0.9$  ve yayılım katsayısı  $\varepsilon = 0.3$  olarak ölçülmüş-tür. Soğurucu eleman dış yüzey sıcaklık dağılımı 10 adet ısı çifti ile ölçülmüştür Şekil 2.

**Cam boru :** Kollektörün ve/veya soğurucu elemanın ısı kayıplarının azaltmak için soğurucu eleman (boru), çapı 67 mm, boyu 1480 mm, ve kalınlığı 2.5 mm pyreks boru içine yerleştirilmiştir. Pyreks borunun geçirgenlik katsayısı  $\tau_s \cong 0.90$  olarak ölçülmüştür. Cam borunun ısı kaybını azaltma işlevine ilişkin değerlendirme amacıyla cam borunun dış yüzeyine 7 adet ısı çifti tespit edilmiştir.

**Parabolik Yansıtıcı:** Uzunluğu 1465 mm, çevresi 1140 mm ve odak açıklığı 285 mm olan parabolik yansıtıcı 30-90 mm genişliğinde 30 adet düzlemsel ayna parçası ile oluşturulmuştur. Soğurucu eleman parabolik yansıtıcının odak eksenine tespit edilmiş ve oluşturulan kollektör güneş ışınmasını izleme düzeneği ile birlikte test sehpasına monte edilmiştir. Düzlemsel aynanın yansıtma katsayısı  $\rho_s = 0.8$  olarak ölçülmüştür.

**b) Isı Taşıyıcı Ortam Dolaşım Sistemi :**

Dolaşım sistemi 1" çapında galvanizli borudan yapılmış ve tüm dolaşım sistemi cam yünü ile yalıtılmıştır. Kollektörün dolaşım sistemine bağlantısı esnek-sıcak su hortum bağlantılarıyla sağlanmıştır. Dolaşım sisteminde su debisini ölçmek için orifis plakası ve U-tipi manometre kullanılmıştır. Su dolaşımı santrifuj pompa ( $H = 2m^3/h$  ve  $H = 235 \text{ cm H}_2\text{O}$ ) ile sağlanmıştır. Deney düzeninin kapalı çevrim içinde (ısı depolama sürecinde) çalıştırılması için toplam kapasiteleri 110 litre iki adet ısı yalıtılmış depo kullanılmıştır.

**c) Ölçme ve Değerlendirme Sistemi:**

Kollektör giriş ve çıkışındaki su sıcaklıkları, soğurucu ve cam boruların yüzey sıcaklık dağılımlarıyla, depoların ve elektrikli su ısıtıcısının giriş ve çıkışlarındaki su sıcaklıkları bakır-konstantan ısı çiftleri ve sayısal milivolt - sıcaklık dönüştürme aygıtı ile ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Kollektör giriş ve çıkışındaki su sıcaklıkları ASTM-standard civalı termometreler ile de ölçülerek, kollektör verimliliği ile ilgili ölçmelerin güvenilirliği sağlanmıştır. Direkt ve toplam güneş ışınma şiddeti, çevre sıcaklığı, açık hava basıncı, rüzgar yönü ve hızı meteoroloji istasyonu ölçme-verilerinden alınmıştır;

toplam güneş ışınım şiddeti, yatay yüzey üzerine yerleştirilen bir piranometre ile de ölçülerek meteoroloji istasyonunun ilgili ölçme-verilerinin güvenilirliği gözlemlenmiştir. Isı taşıyıcı ortamın (suyun) debisi orifis metre - U manometre düzeni ile ölçülmüş ve ölçmeler süreli biriktirme - tartma uygulaması ile denetlenmiştir.

ASHRAE 93-1986 ve TS 4801 standartlarına uygun olarak, dört farklı (0.0084, 0.0112, 0.0139 ve 0.0167 kg/s) su debisinde kollektör performans deneyleri yapılmıştır. Deneylerin tümünde koruyucu cam borunun dış yüzüne yansıtıcı şerit uygulanmış, yansıtıcı şeridin kollektör verimine etkisini belirlemek için 0.0139 kg/s su debisinde performans deneyleri bir kezde yansıtıcı şerit uygulamadan tekrarlanmıştır.

### SONUC

- Kollektörün zaman sabiti deneyler sonucunda 12 dakika olarak belirlenmiş ve kararlı duruma erişilmesi sürecinde zaman sabiti kontrol edilmiştir.
- Kollektör verimlilik çizgileri dört farklı su debisi için Şekil 3, 4., 6 ve 7'de verilmiştir. 0.0139 kg/s su debisinde kollektör verimlilik çizgisi bir kezde yansıtıcı şerit uygulanmadan yapılan deneylerin kayıtlarından yararlanarak çizilmiştir, Şekil 5.
- Kollektörün Isı Taşıma ve Isı Kaybı Katsayıları Verimlilik çizgilerinden hesaplanarak Çizelge 1.'de verilmiştir.

**Çizelge 1**

Su debisi, m <sup>3</sup> ( kg/s )	Isı taşıma katsayısı F <sub>R</sub>	Toplam ısı kaybı katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
0.0084	0.6909	7.24
0.0112	0.6977	7.35
0.0139	0.7280	7.00
0.0167	0.7469	6.79

- Kollektörün soğurma elemanının ve dışındaki cam borunun yüzey sıcaklıkları ölçülmüş; su debisinin ve yansıtıcı şeritin yüzey sıcaklık dağılımına etkileri irdelenmiştir. (Bkz. Şekil 8-22).
- Kollektör verimliliğinin artan su debisi ile azaldığı tespit edilmiştir.
- Şekil 4 ve 5'in karşılaştırılması sonucunda kollektör verimliliğinin yansıtıcı şerit uygulaması ile ortalama %2 arttığı görülmüştür.

- g) Soğurucu elemanın ortalama yüzey sıcaklığının artan su debisi ile azaldığı, yansıtıcı şerit uygulamasıyla koruyucu cam borunun yüzey sıcaklığının yükseldiği tespit edilmiştir.
- h) Kollektör verimliliğinin literatürdeki tasarım ve işletim koşulları benzer kollektörün verimliliğinden yaklaşık %3 düzeyinde daha iyi olduğu, verimliliği iyileştirmek için soğurucu eleman ile cam boru arasındaki hacmin boşaltılarak vakumda tutulmasının, taşınım ile ısı kaybının azalmasına ne ölçüde katkıda bulunacağına araştırılması ilginç olacaktır.

### SİMGELER

$C_p$  : Suyun özgül ısısı ( J/kg k )

$F_R$  : Güneş kollektörü ısı taşıma katsayısı

$G_C$  : Direkt güneş ışınması-akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$G_d$  : Saçılmış güneş ısıması - akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$G_T$  : Toplam (Direkt + Saçılmış) güneş ışınması - akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$\dot{m}$  : su debisi (kg/s)

$\dot{Q}_C$  : Toplanan ısı gücü (W)

$\dot{Q}_L$  : Kaybolan ısı gücü (W)

$\dot{Q}_u$  : Yararlı ısı gücü (W)

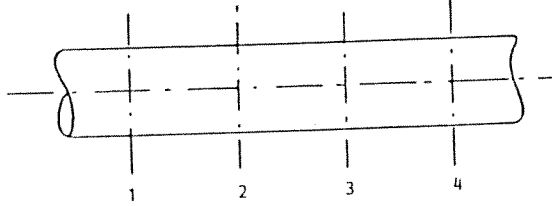
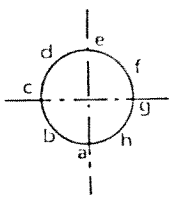
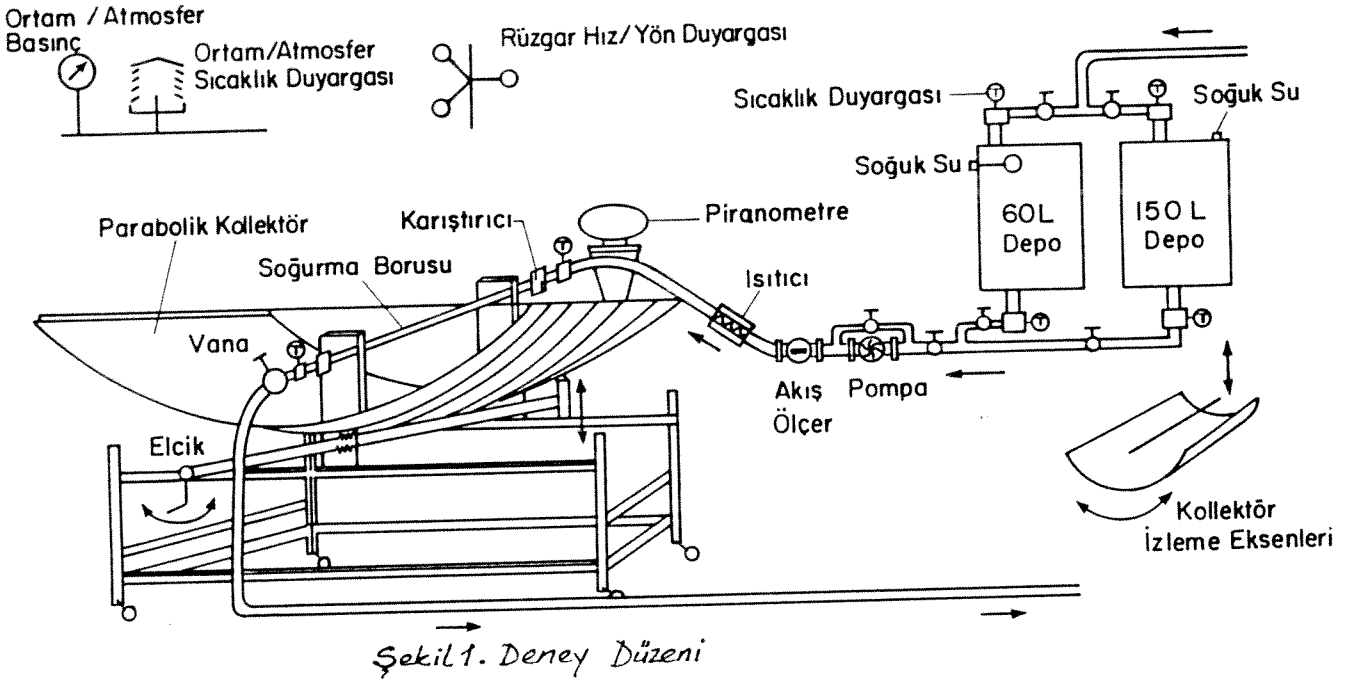
$T_a$  : Atmosfer - çevre sıcaklığı (°C)

$T_{ci}$  : Kollektör - su giriş sıcaklığı (°C)

$T_{co}$  : Kollektör su çıkış sıcaklığı (°C)

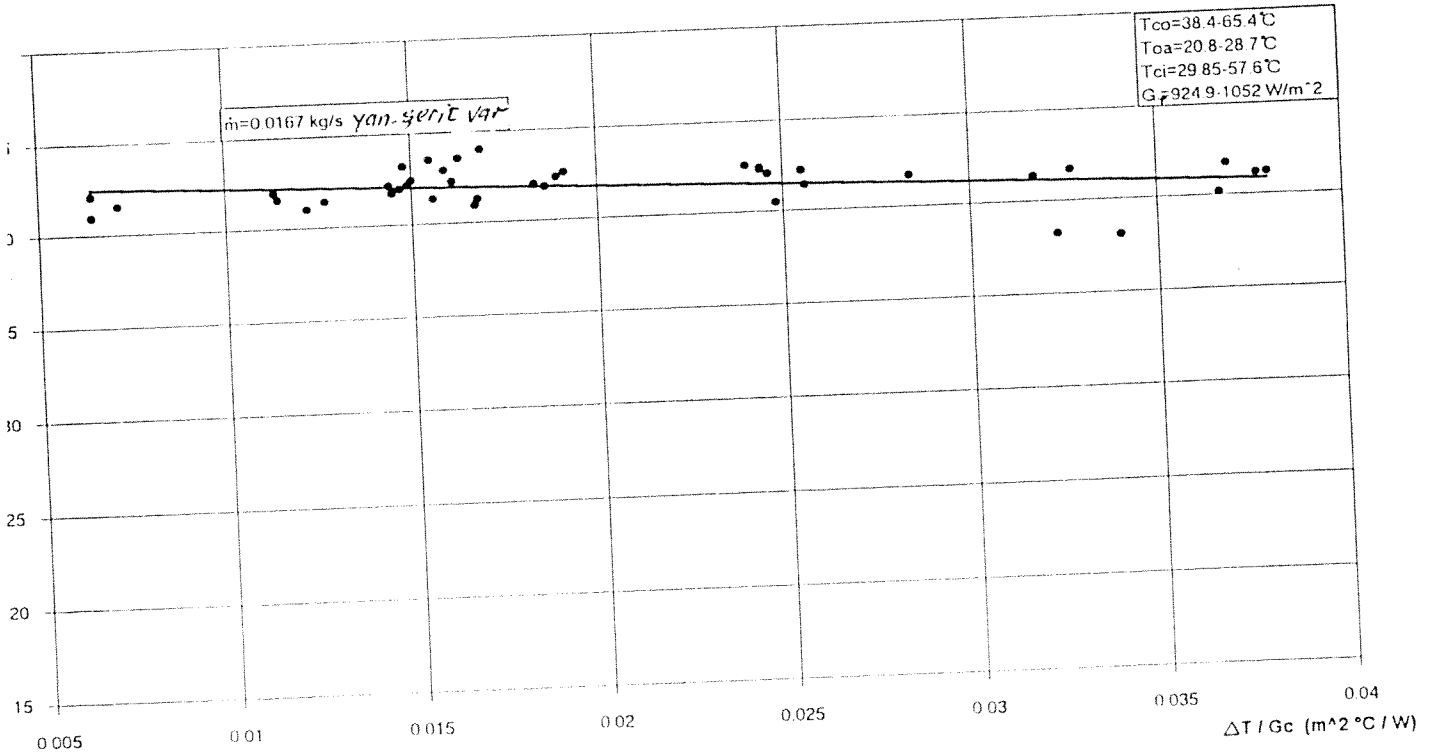
$U_L$  : Kollektör toplam ısı kaybı katsayısı (W/m<sup>2</sup> K)

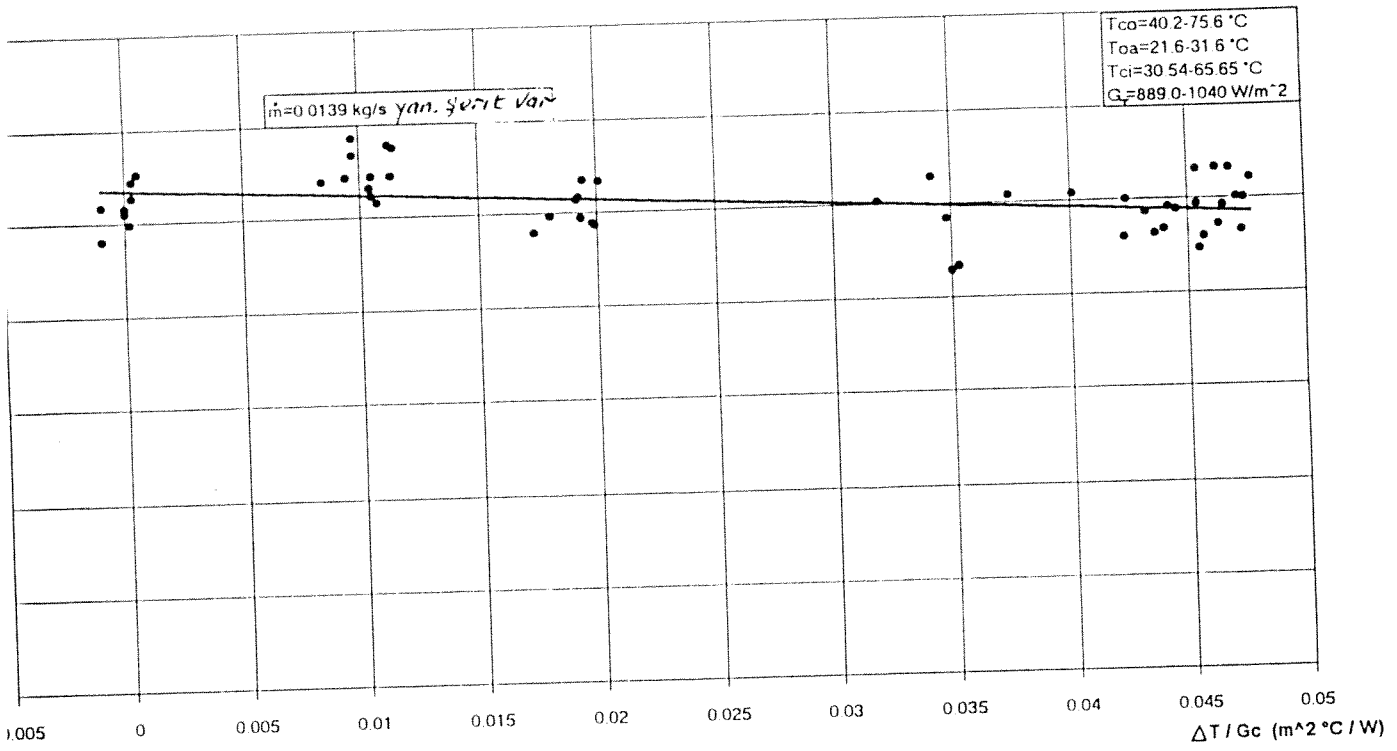
$\eta$  : Kollektör verimliliği



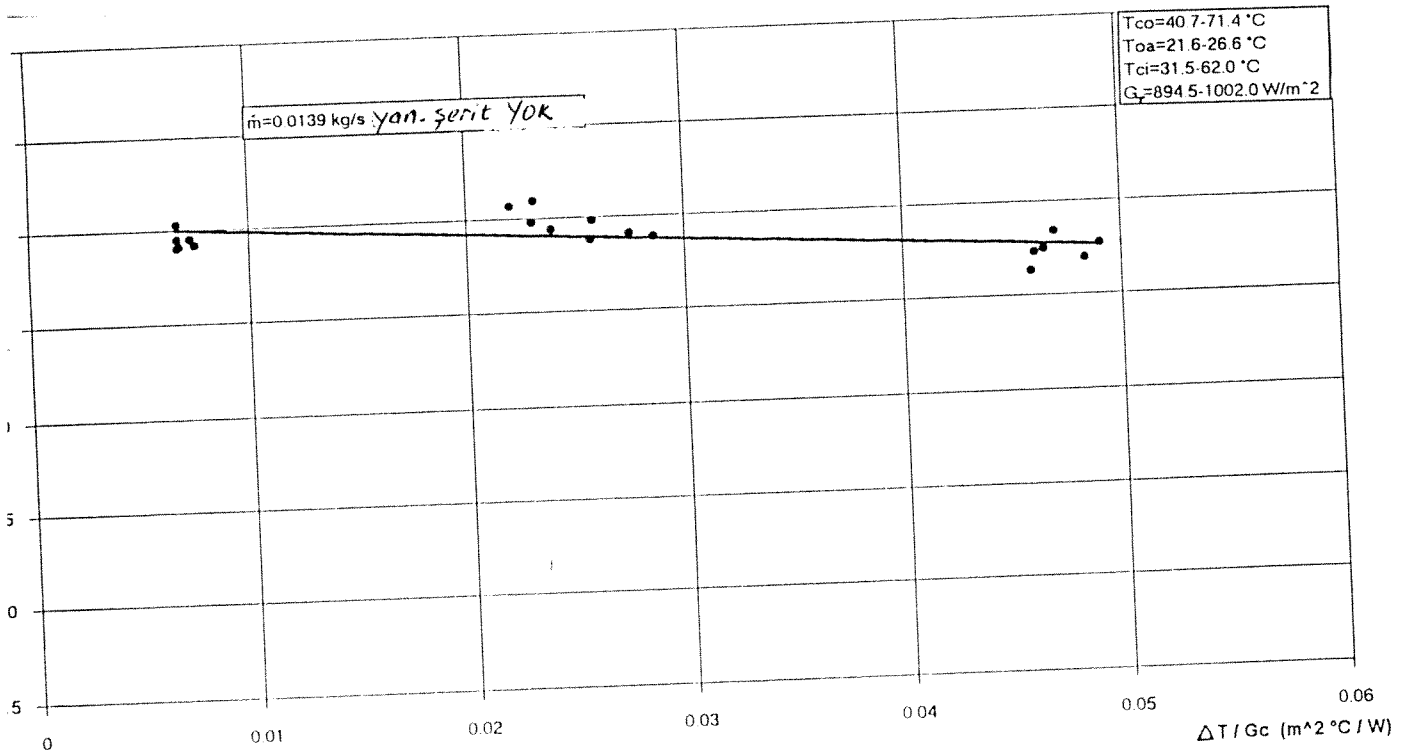
1. Çizgi'de, iki ısıçift 1a ve 1b
2. Çizgi'de, üç ısıçift 2d, 2f ve 2a
3. Çizgi'de, üç ısıçift 3e, 3b ve 3h
4. Çizgi'de, iki ısıçift 4c ve 4g

Şekil 2. Soğurucu eleman ısıçift konumları

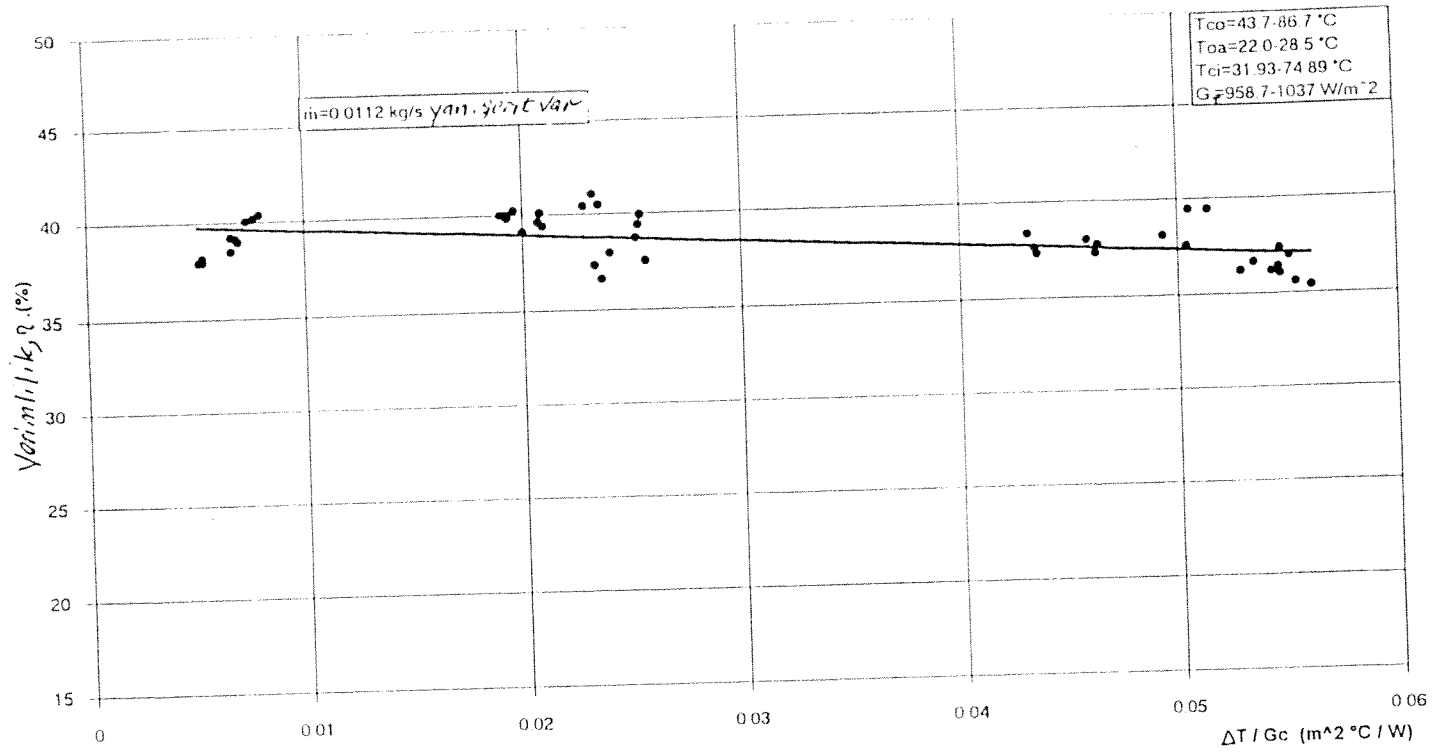




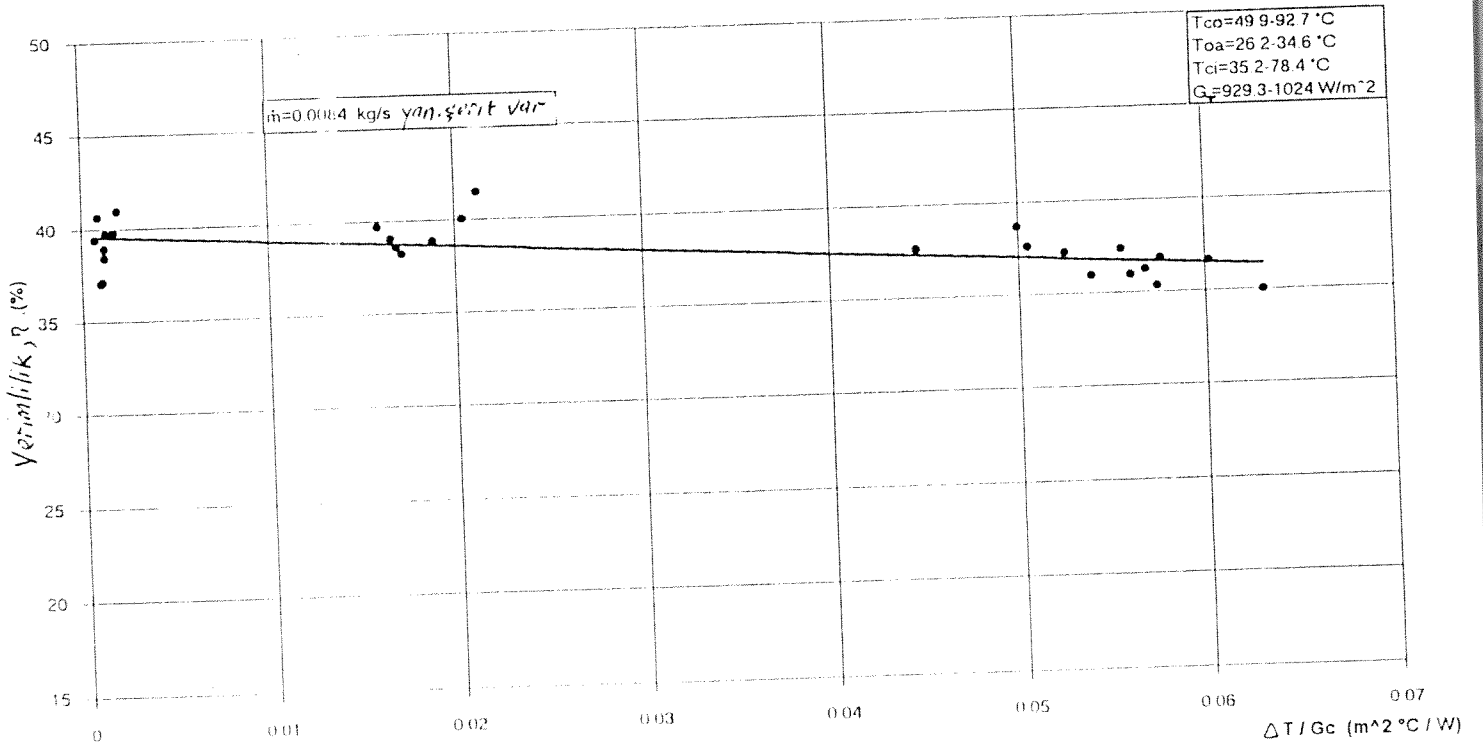
Şekil 4. Kollektör verimlilik çizgisi



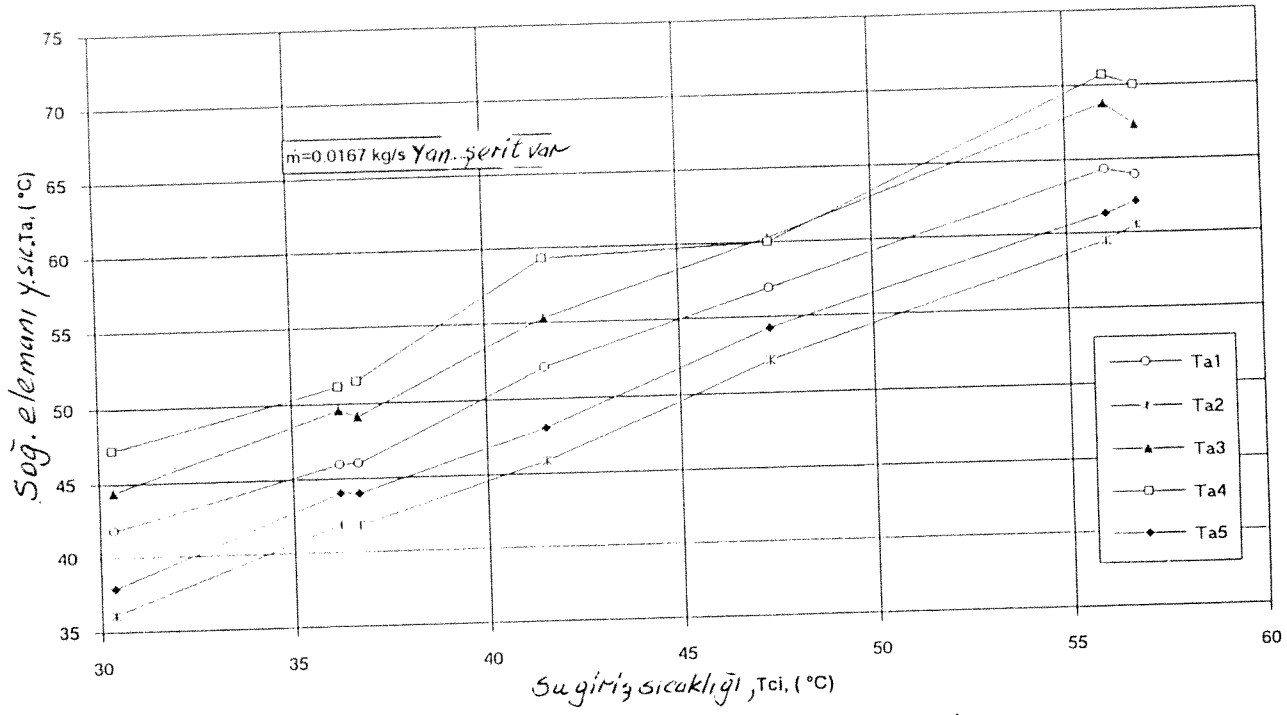
Şekil 5. Kollektör verimlilik çizgisi



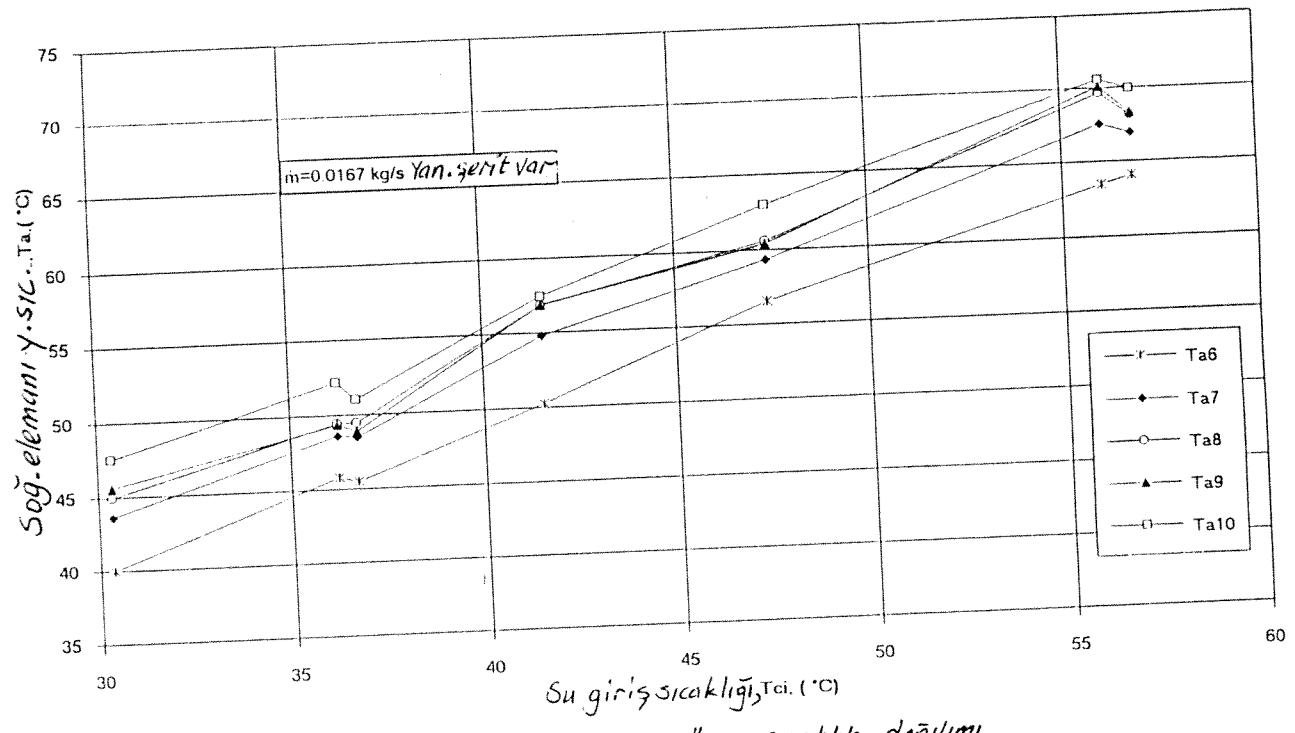
Şekil 6. Kollektör verimlilik çizgisi



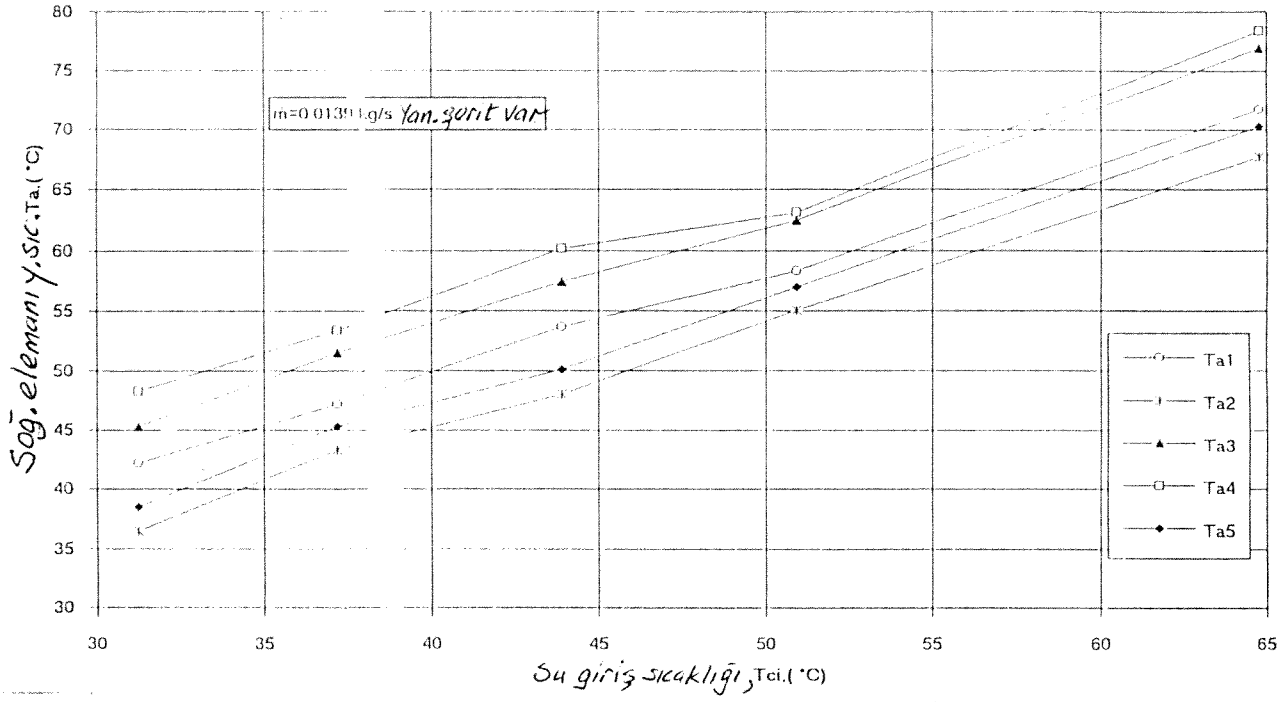
Şekil 7. Kollektör verimlilik çizgisi



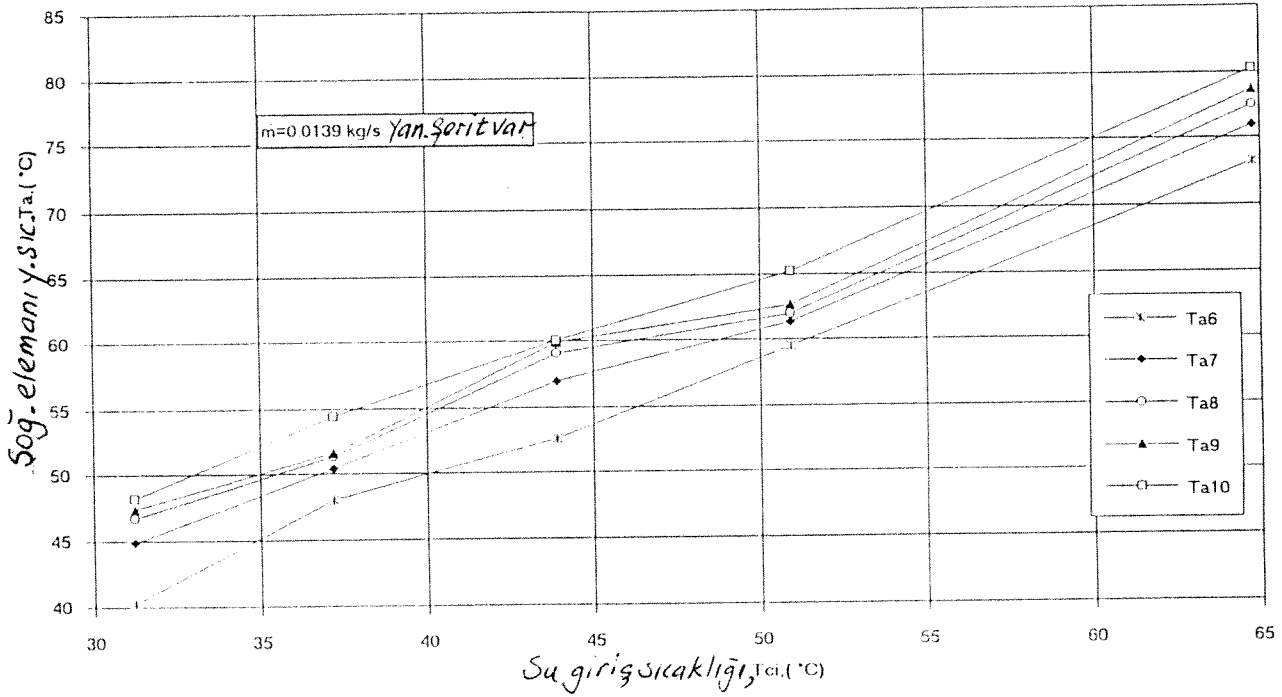
Şekil 8. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 9. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı

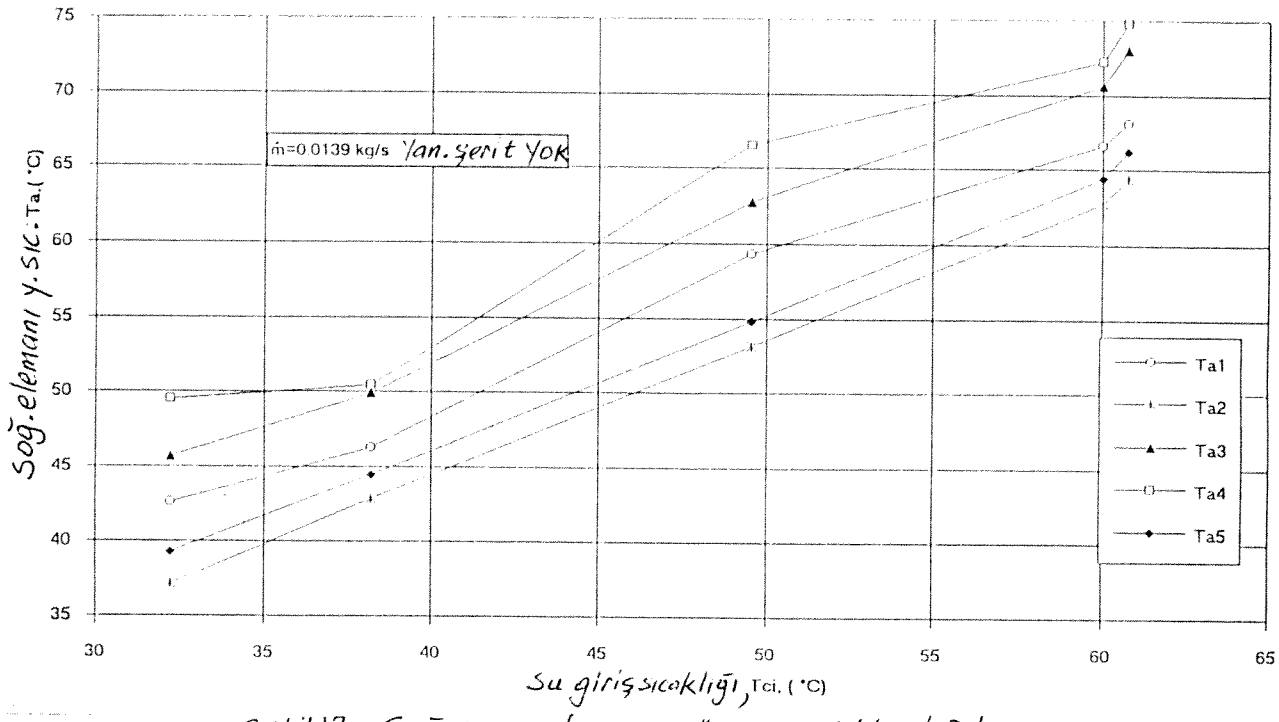


Şekil 10. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı

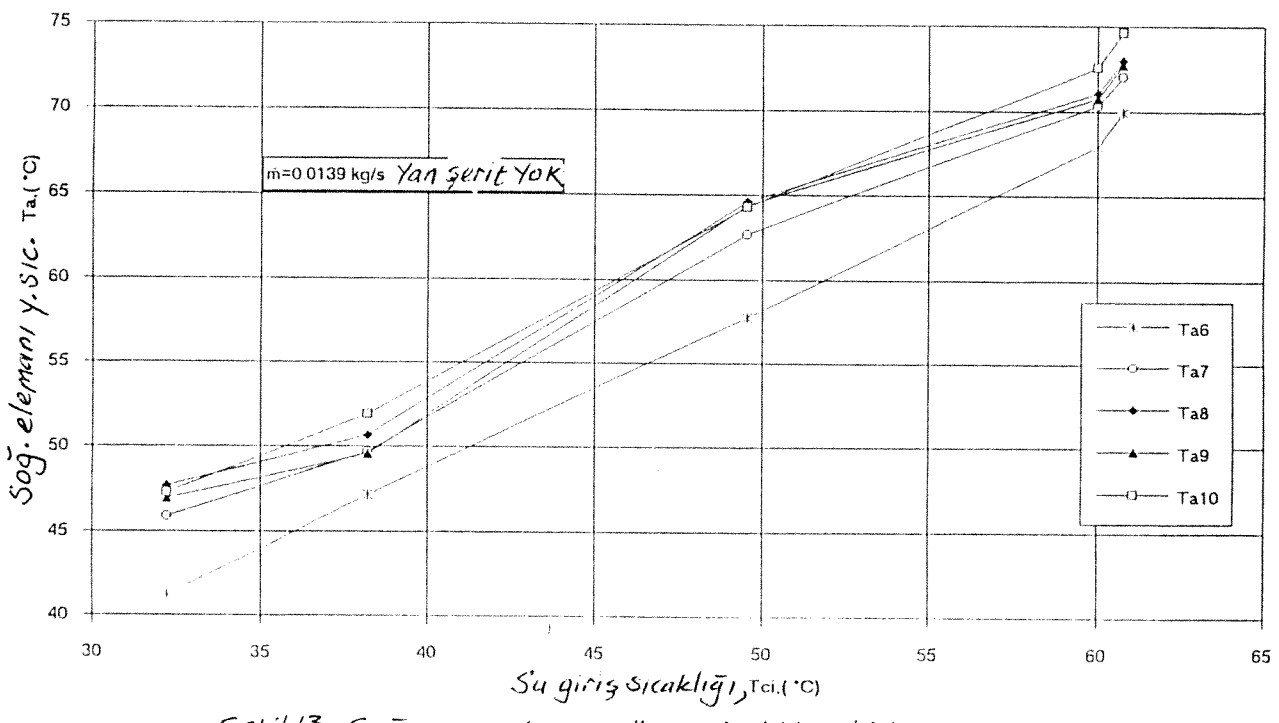


Şekil 11. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı

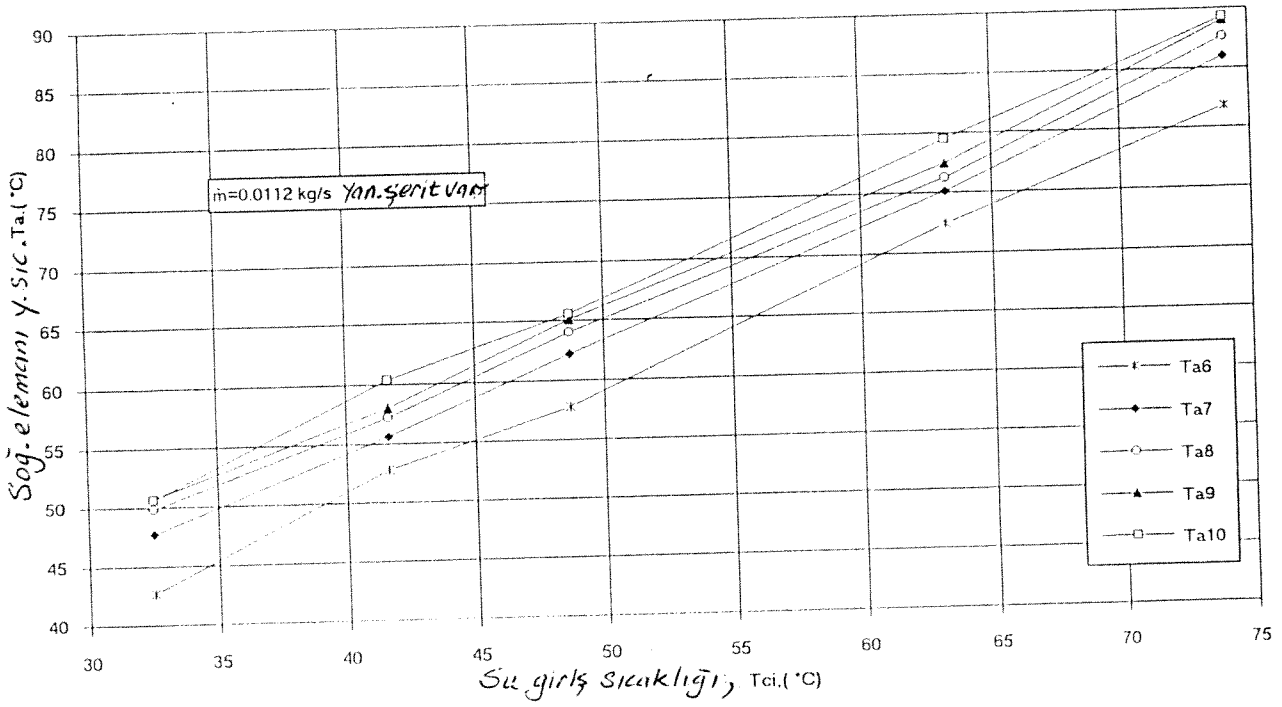
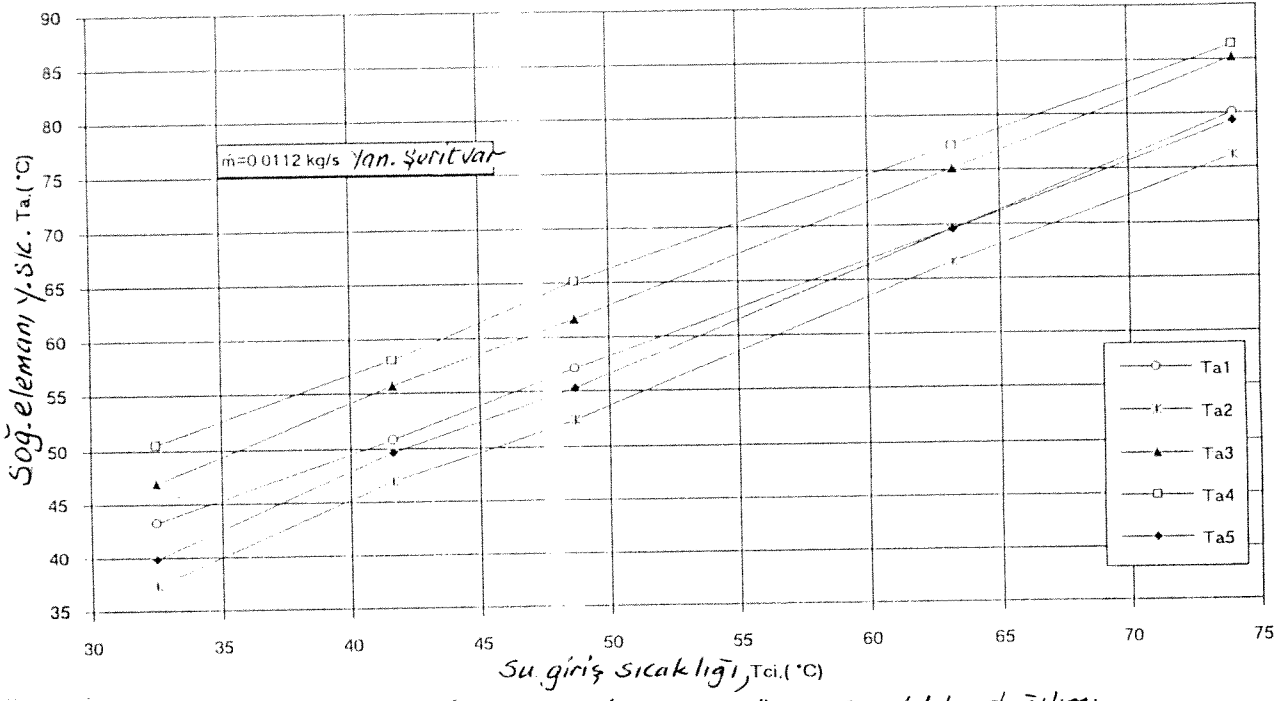


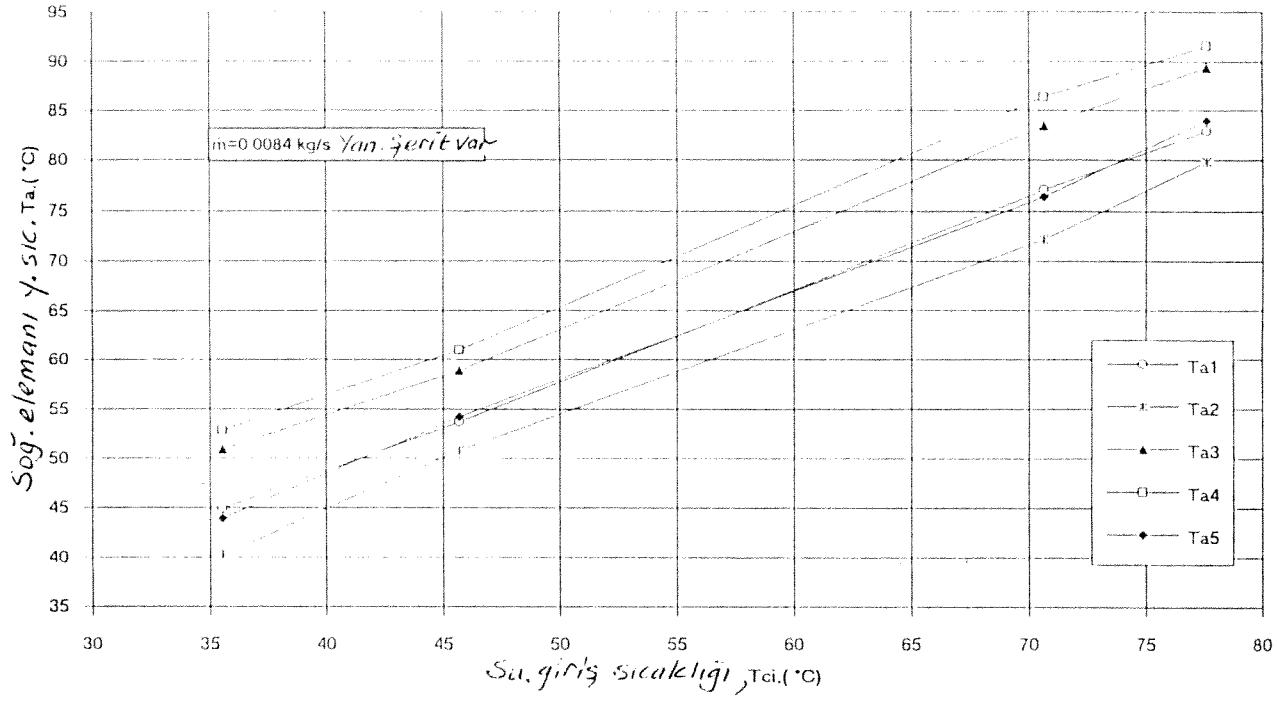


Şekil 12. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı

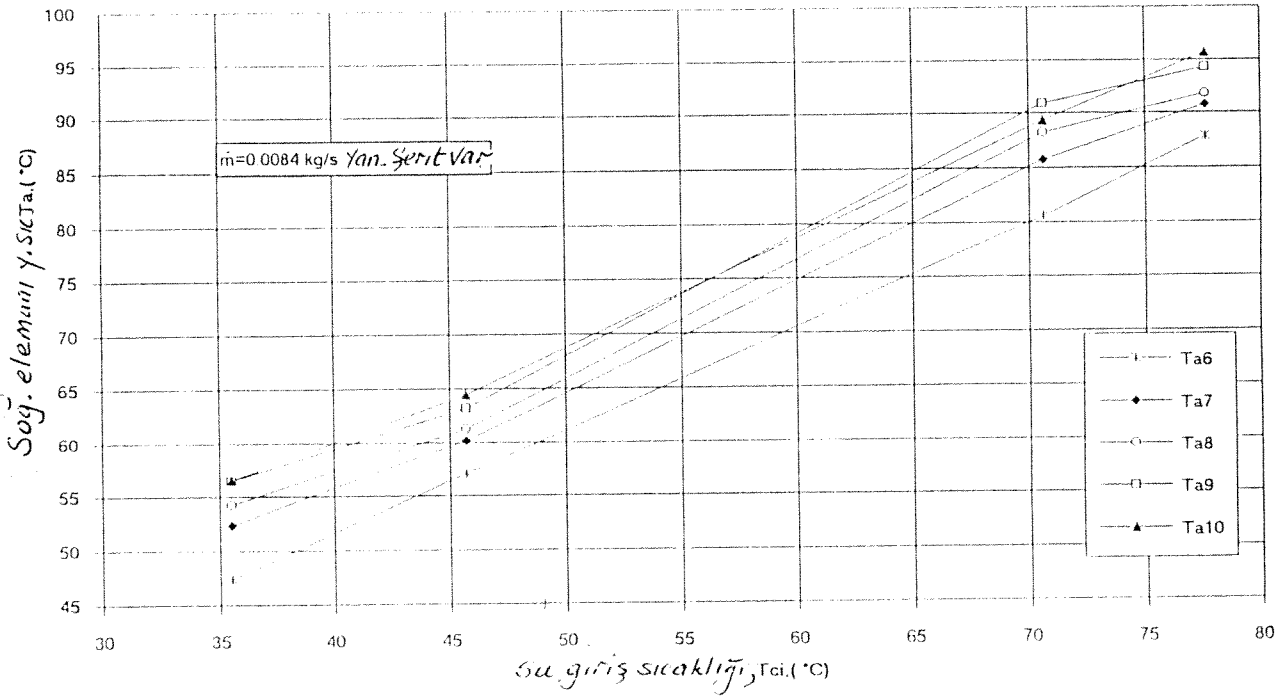


Şekil 13. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı

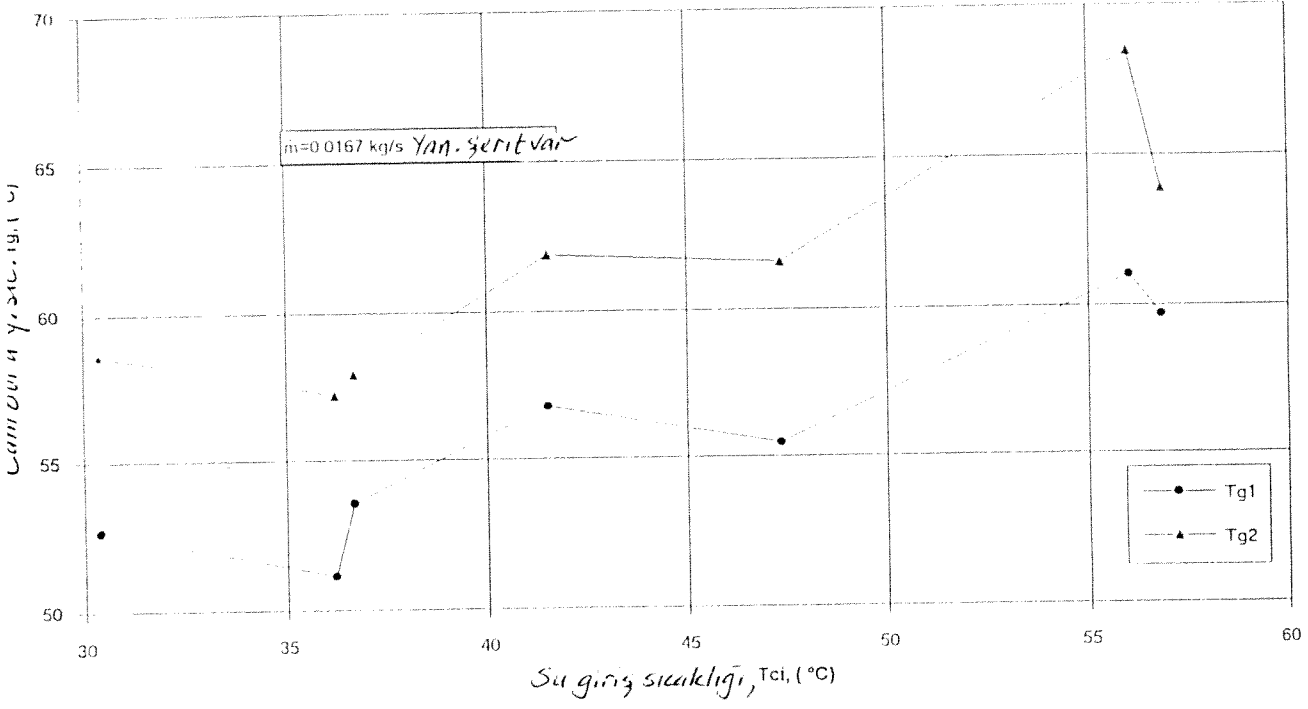




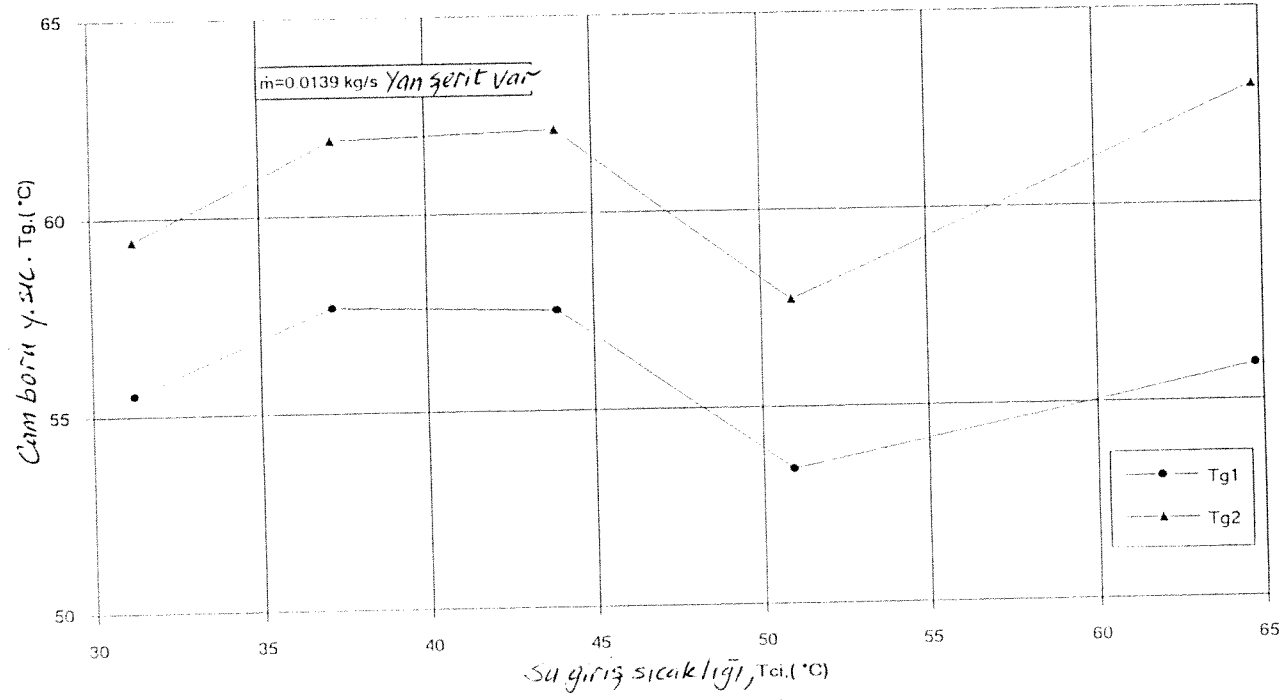
Şekil 16. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı



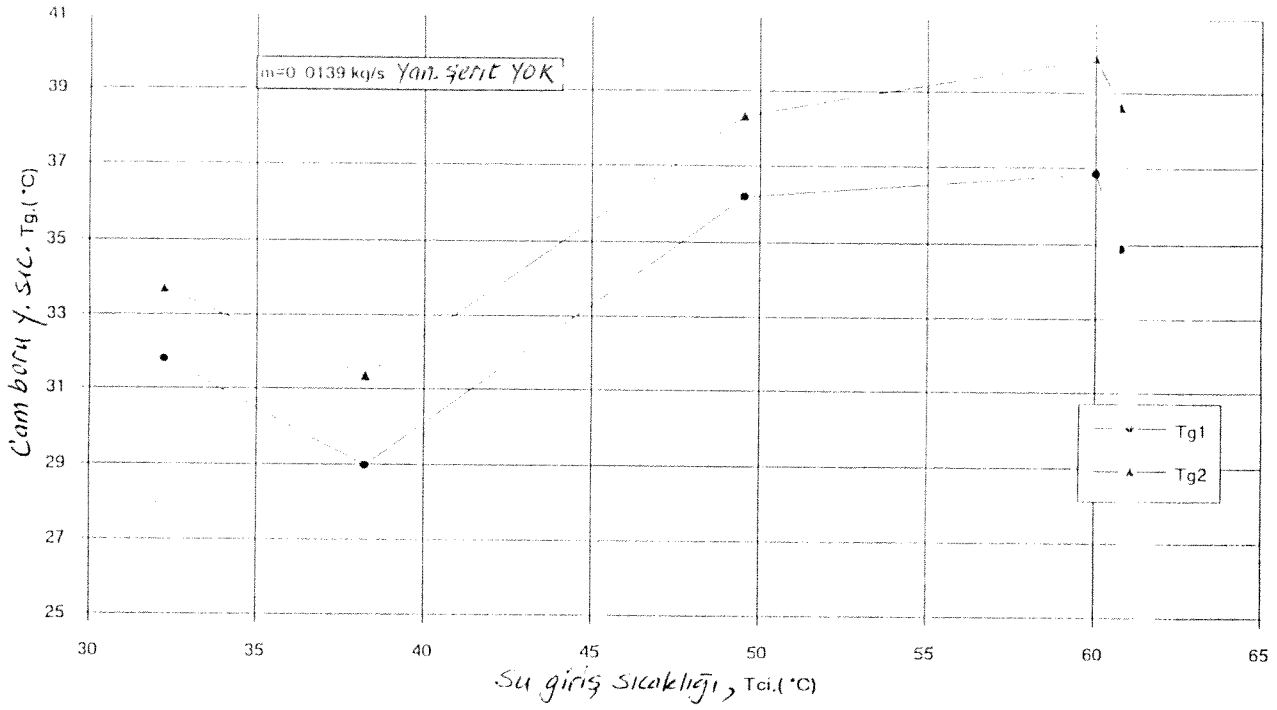
Şekil 17. Soğurucu eleman yüzey sıcaklık dağılımı



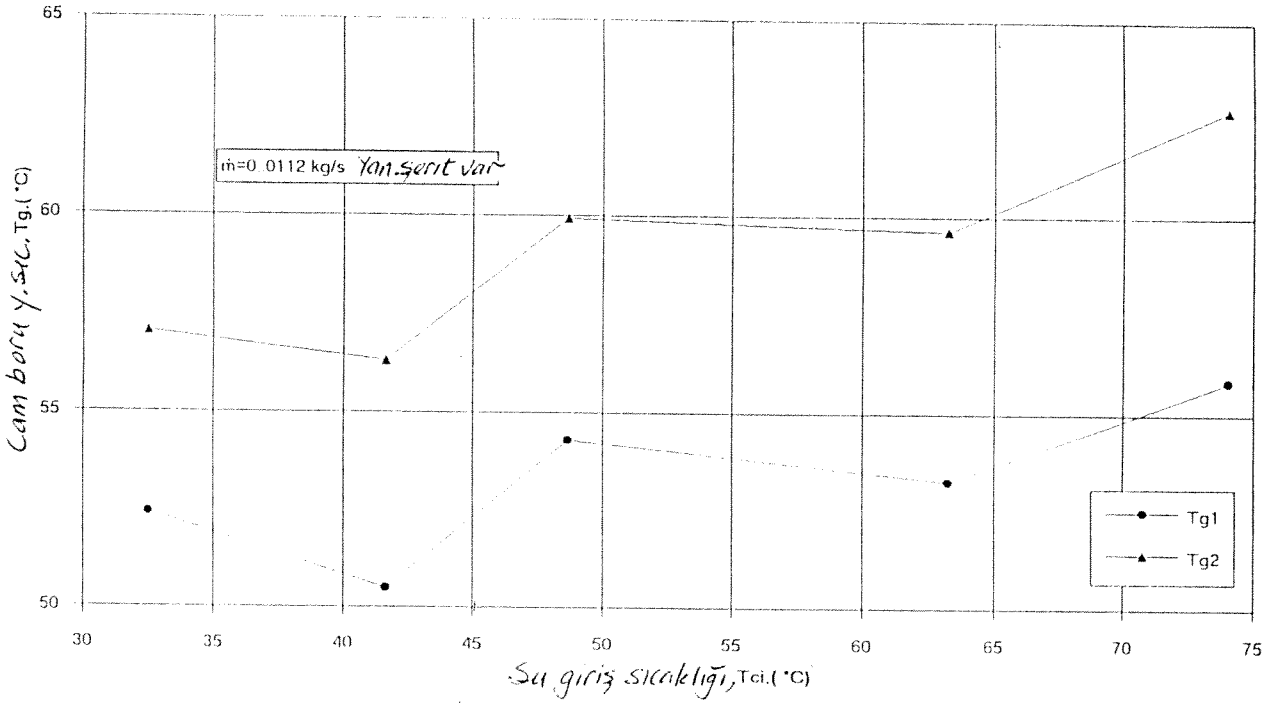
Şekil 18. Cam boru yüzey sıcaklık dağılımı



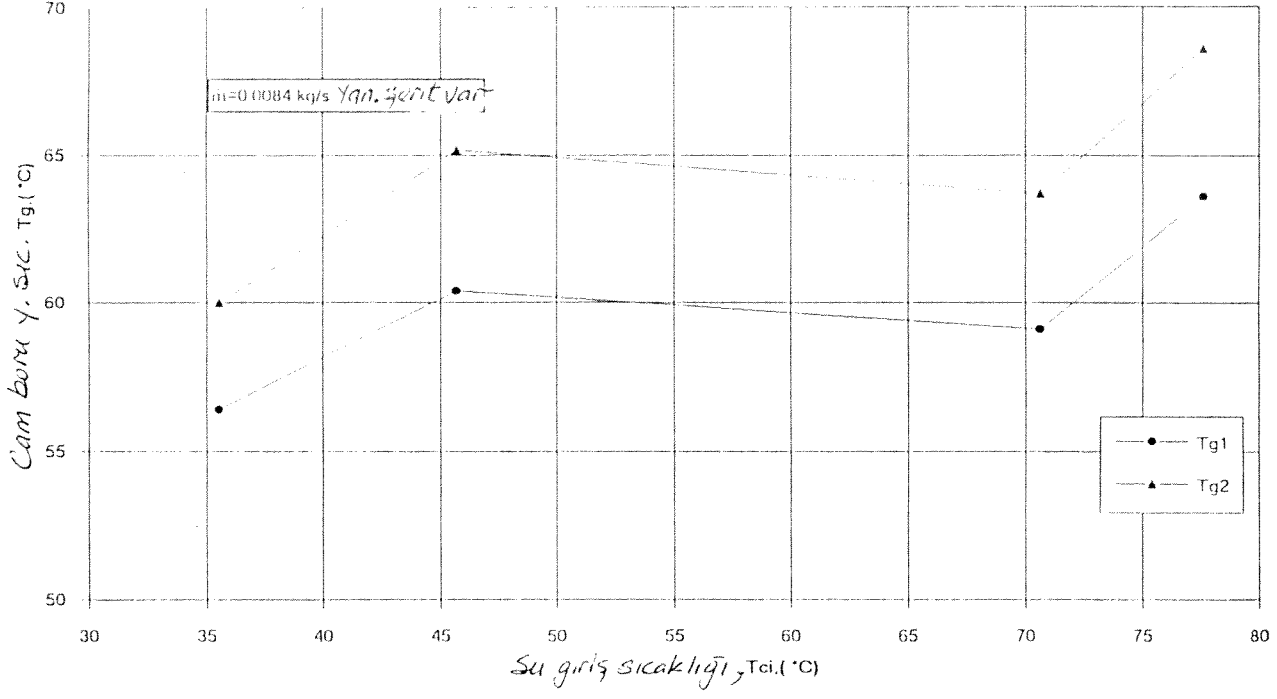
Şekil 19. Cam boru yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 20. Cam boru yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 21. Cam boru yüzey sıcaklık dağılımı



Şekil 22. Cam boru yüzey sıcaklık dağılımı

- [1] K. Hassan and M. F. El. Refaie, "Theoretical Performance of Cylindrical Parabolic Solar Concentrators", *Solar Energy*, **15**, 219-244, (1973).
- [2] P. Singh and L. S. Cheema, "Performance and Optimization of a Parabolic Cylindrical-Parabola Collector", *Solar Energy*, **18**, 135-141, (1976).
- [3] M. W. Edenburn, "Performance Analysis of A Cylindrical Parabolic Focusing Collector and Comparison with Experimental Results", *Solar Energy*, **18**, 437-444, (1976).
- [4] B. J. Huang, T. Y. Wung, and S. Nieh, "Thermal Analysis of Black Liquid Cylindrical Parabolic Collector", *Solar Energy*, **22**, 221-224, (1979).
- [5] A. Rabl, P. Bendt and H. W. Gaul, "Optimization of Parabolic Trough Solar Collectors", *Solar Energy*, **29**, (5), 407-417, (1982).
- [6] J. A. Clark, "An Analysis of The Technical and Economic Performance of A Parabolic Trough Concentrator for Solar Industrial Process Heat Application", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **25**, (9), 1427-1438, (1982).
- [7] R. V. Heiti and G. Thodos, "An Experimental Parabolic Cylindrical Concentrator: Its Construction and Thermal Performance", *Solar Energy*, **30**, (5), 483-485, (1983).

- [8] M. S. Jeter, D. I. Jarrar and S. A. Moustafa, "Geometrical Effects on the Performance of Trough Collectors", Solar Energy, 30, (2), 109-113, (1983).
- [9] N. C. Bhowmik, S. S. Mathur and T. C. Kandpal, "Thermal Performance of Linear Solar Collectors with Tubular Absorber", Energy Conversion and Manegement, 25, (4), 419-421, (1985).
- [10] F. A. W. Hamad, "The Performance of a Cylindrical Parabolic Solar Concentrator", Energy Conversion and Manegement, 28, (3), 251-256, (1988).
- [11] N. C. Bhowmik and T. C. Kandpal, "Performance of An Intermittently Tracked Cylindrical Parabolic Trouh", Energy Conversion and Management, 28, (1), 39-46, (1988).
- [12] D. E. Prapas, B. Norton and S. D. Probert, "Optics of Parabolic-Trough Solar Energy Collectors, Possessing Small Concentration Ratios", Solar Energy, 39, (6), 541-550, (1987).
- [13] A. K. Kar, "Optimal Operation of Solar Collectors", Applied Energy, 32, 287-294, (1989).
- [14] A. Rabl, "Comparison of Solar Concentrators", Solar Energy, 18, 93-111, (1976).
- [15] D. L. Evans, "On the Performance of Cylindrical Parabolic Solar Concentrators with Flat Absorbers", Solar Energy, 19, 379-385, (1977).



- [16] F. Kreith and J. F. Kreider, "Principles of Solar Engineering", New York, Mc Graw Hill, (1978).
- [17] W. C. Y. Dickinson and P. N. Cheremisinoff, "Solar Energy Thechnology Handbook", Part A and Part B, (1980).
- [18] A. Karaduman, "Parabolic Trough Solar Collector System. Design and Construction". Master of Science Thesis, Mechanical Engineering Department, METU, (1989).
- [19] N. Deriş, "Güneş Enerjisi-Sıcak Su ile Isıtma Tekniği", İstanbul, Sermet Matbaası, (1979).
- [20] J. F. Kreider and F. Kreith, "Solar Energy Handbook", New York, Mc Graw Hill, (1968).
- [21] TSE. Standard TS 4801/Nisan 1986, "Güneş Enerjisi Toplayıcıları-Isıl Performans Deney Metodları", (1986).
- [22] ASHRAE, Standard 93-1986, "Method of Testing to Determine the Performance of Solar Collectors", (1986).
- [23] J. A. Duffie and W. A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley and Sons, New York, (1980).
- [24] A. Rabl and M. C. Pereira, "Simple Procedure for Predicting Long Term Average Performance of Non-Concentrating and of Concentrating Solar

Collectors with Tubular Absorber", Energy Conversion and Management, 25, (4), 419-421, (1985).

[25] S. C. Mullick and S. K. Nanda, "An Improved Technique for Computing the Heat Loss Factor of a Tubular Absorber", Solar Energy, 42, (1), 1-7, (1989).

[26] N. C. Bhowmik and S. C. Mullick, "Calculation of Tubular Absorber Heat Loss Factor", Solar Energy, 35, (3), 219-225, (1985).

[27] D. Proctor, "A Generalized Method for Testing All Classes of Solar Collector 1", Solar Energy, 32, (3), 377-386, (1984).

[28] E. Taşdemiroğlu and F. Arınç, "Computation of the Solar Irradiance Incident on Concentrating Collectors Based in Turkey", Energy Conversion and Management, 28, (39), 299-312, (1986).

[29] B. Yeşilata, "Güneş Hareketini İzleyen Parabolik Yoğunlaştırıcı Tip Güneş Kollektörü Tasarımı ve Isıl Verimin Araştırılması", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 14, (4), 42-49, (1991).

[30] A. Kılıç ve A. Öztürk, "Güneş Enerjisi", İstanbul, Kipaş Dağıtımçılık. (1983).

[31] E. Taşdemiroğlu, "Solar Energy Utilization, Technical and Economical Aspects", Ankara, METU, (1988).

[32] A. B. Meinel and M. P. Meinel, " Applied Solar Energy: An Introduction",  
Arizona, Addison-Wesley, (1976).

## 2. Tez Çalışması :

### ISI BORUSU İLE PARABOLİK GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN ENERJİ DÖNÜŞÜMÜ İÇİN BİRLEŞTİRİLMESİ

Tez Öğrencisi : Ali Aslan Ebrinc  
Tez Yöneticisi : Prof.Dr. Rüknettin Oskay  
Ocak 1995, 91 sayfa

#### ÖZ

Bu çalışmada bir ısı borusu tasarımılanmış ve imal edilmiş, ısı borusunun etkinliğini bulmak ve güneş kollektör ile kullanılabilirliğini belirlemek için daha önce geliştirilmiş bir parabolik kollektörünün soğurucu ve dönüştürücü elemanı olarak kullanılmıştır. Isı borusu çapı 35 mm, uzunluğu 2100 mm pirinç borudan yapılmış içine 70 gözenekli pirinç elek telinden ıslatıcı iç dolgu uygulanmıştır. Isı borusunun buharlaştırıcı bölümü soğurucu eleman olarak parabolik güneş kollektörünün odak eksenine yerleştirilmiş; toplanan enerji, boru içindeki suyu buharlaştırarak ısı borusunun yoğunlaştırıcı bölümünde yoğunlaşarak ısı taşıyıcı ortam-suya taşınmıştır. Isı borusu içindeki suyun dönüşümü elek teli içinde oluşan kılcal etkilenme ile sağlanmıştır.

Isı borusu ile bütünleşmiş parabolik güneş kollektörünün performans deneyleri ASHRAE-93-1986 standardına uygun olarak değişen yük ve güneş ısıması altında yapılmıştır. Deneyler sırasında kollektör eğim açısı sabit tutulmuş güneş ışıması doğu-batı doğrultusunda izlenmiştir.

Isı borusunun iç basıncı ve içindeki çalışma sıvısı miktarı ikinci derecede etkin değişkenler olarak kabul edilmiş; ısı borusu ile bütünleştirilmiş güneş kollektörünün verimliliğine etki eden temel değişkenler olarak ısı borusunun yoğunlaştırıcı bölümündeki su debisi ve sıcaklığı dikkate alınmıştır. Verimlilik deneyleri sonucunda su debisinin kollektör verimliliğine belirgin bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Parabolik Kollektör, Isı borusu, kılcallık

Bilim Sayısal Kodu : 625.04.02

## GİRİŞ

Parabolik güneş kolektörünün soğurucu elemanı olarak ısı borusunun buharlaştırıcı bölümünün kullanılması, güneş enerjisinden daha etkin yararlanmak amacıyla uygulanan gerek bilimsel gerekse teknolojik boyutlarıyla ilginç ve yeni bir tasarım seçeneğidir. Bu amaca yönelik olarak O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde geliştirilen ve performansı uluslararası standartlara uygun olarak belirlenen ve iyileştirilen parabolik güneş kolektörünün soğurucu elemanı olarak, tasarımı ve üretimi O.D.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde gerçekleştirilen bir ısı borusunun buharlaştırıcı bölümü kullanılarak bir güneş kolektör sistemi oluşturulmuştur.

Isı borusunun güneş kolektöründe soğurucu eleman olarak kullanımının en önemli üstünlüğü ısı borusu içindeki ısı taşıyıcı ortamın cinsine ve doyma basıncına bağlı olarak çok geniş bir güneş ışınım şiddeti aralığı için güneş enerjisinden yararlanılmasına olanak sağlanmasıdır.

## GELİŞME

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde iki Y. lisans tez çalışması kapsamında geliştirilen parabolik güneş kolektörü ve performans deneyleri için kurulan deney düzeni, ısı soğurucu eleman olarak kolektörle birleştirilen ısı borusu dışında tümüyle 1. Tez çalışmasıyla aynıdır.

Toplam uzunluğu 2100 mm ve dış çapı 35 mm olan ısı borusunun (Bkz. Şekil 1), 1450 mm. Uzunluğundaki buharlaştırıcı bölümü, uzunluğu 1480 mm ve iç çapı 620 mm olan pyreks cam boru içine eş eksenli olarak yerleştirilmiştir. Isı borusunun diğer ucundaki 500 mm uzunluğundaki yoğunlaştırıcı bölümü ise içinde ısı taşıyıcı ortam olarak su dolaşımı sağlanan çapı 1400 mm olan ve akış yönlendiricilerle donatılmış ısı değiştirici içine eş eksenel olarak bağlanmıştır. Isı borusunun bu iki bölümü arasındaki yaklaşık 150 mm uzunluğundaki bölümü ise ısı yalıtılmış adyabat bağlantı bölgesidir. Isı borusunun soğurucu bölümü karbon siyahı ile boyanmış olup, ısı borusunun çalışma sıcaklığı aralığındaki soğurma katsayısı  $\alpha_s = 0.89$ , yayılım katsayısı ise  $\epsilon = 0.83$  olarak ölçülmüştür. Isı borusu içine faz değişimiyle ısı taşıyıcı ortam olarak 360-400 gr su

doldurulmuş ve iç basıncı vakum pompasıyla 10-20 kPa değerine kadar düşürülerek ısı borusunun düşük güneş ışınım şiddetinde de etkin çalışması sağlanmıştır.

Bu çalışmada kullanılan deney düzeninin temel elemanları 1. Tez çalışmasıyla tümüyle aynıdır. Bu nedenle farklı elemanlar ve uygulamalara ilişkin açıklamalar ile yetinilecektir.

a) Soğurucu eleman olarak kullanılan ısı borusunun bölümleri ve boyutları Şekil 1’de verilmiştir.

b) Sıcaklık ölçmeleri için 20 adet kromel-alumel ısı çifti kullanılmıştır. Isı borusu yüzey sıcaklık dağılımı için 13, cam boru yüzey sıcaklık dağılımı için 3, yoğunlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklığı için 2 ve adyabat bölümündeki yalıtım sıcaklığı için 2 ısı çifti kullanılmıştır. Isıl çiftlerin ısı borusu üzerindeki konumları Şekil 2’de verilmiştir.

**c) Isı Taşıyıcı Ortam Dolaşım Sistemi:**

Deney düzeninin ısı taşıyıcı ortam dolaşım sistemi 1. Tez Çalışmasıyla tümüyle aynıdır. Isı taşıyıcı ortam olarak kullanılan su ısı borusunun yoğunlaştırıcı bölümünün içine yerleştirildiği ısı değiştirgecinden geçerken ısı borusu içinde yoğunlaşan su buharının gizli ısıyı alarak ısınmaktadır. Güneş kolektöründen elde edilen yararlı enerji (ısı) bu işlem sırasındaki ısı transferi miktarına eşittir.

**d) Ölçme Değerlendirme Sistemi :**

Bu çalışmada kullanılan ölçme sistemi ile 1. Tez çalışmasında kullanılan ölçme sistemi arasındaki tek fark bu çalışmada bakır-konstantan yerine kromel-alumel ısı çiftleri kullanılmasıdır. Performans deneyleri ASHRAE 93-1986 standardına uygun olarak (30, 40, 50 ve 60 kg/h) su debisinde yapılmıştır.

**SONUC**

a) Deneyler sonucunda kolektörün zaman sabiti ~9.4 dakika olarak ölçülmüştür. Performans deneyleri sırasında kararlı duruma erişilmesi sürecinde zaman sabiti sürekli kontrol edilmiştir.

- b) Kollektör verimlilik çizgileri dört farklı su debisi için ayrı ve tüm su debileri için birlikte olmak üzere beş kez soğurma elemanının (ısı borusu buharlaştırıcı bölümünün) ortama yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak (Bkz. Şekil 3a-3d ve 6); beş kezde kollektör su giriş sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak (Bkz. Şekil 4a-4d ve 5) belirlenmiştir.
- c) Kollektörün Isı Taşıma ve Isı Kaybı Katsayıları  $F_R$  ve  $U_L$  verimlilik çizgilerinden hesaplanarak Çizelge 1.'de verilmiştir.

**Çizelge 1**

Su debisi, $\dot{m}$ (kg/s)	Isı taşıma katsayısı, $F_R$	Toplam ısı kaybı katsayısı $U_L$ (W/m <sup>2</sup> K)
0.0083	0.7248	10.57
0.0111	0.7366	8.35
0.0138	0.7589	9.84
0.0166	0.7688	8.40

- d) Isı borusunun yüzey sıcaklığı dağılımı dört farklı su debisinde ve kollektör su giriş sıcaklığına bağlı olarak çizilmiş ve irdelenmiştir. (Bkz. Şekil 7.-7d).
- e) Kollektör verimliliğinin su debisinden bağımsız olduğu ve verimliliği etkileyen değişkenin kollektör su giriş sıcaklığı olduğu tespit edilmiştir.
- f) Isı borusu yüzey sıcaklığı dağılımı farklı su debilerinde çizilmiş ve su debisine bağlı olarak irdelenmiştir.
- g) Artan su debisiyle kollektör ısı taşınım katsayısının arttığı, ısı kaybı katsayısının ise azaldığı tespit edilmiştir.
- h) 40 ve 50 kg/h su debilerinde çizilen verimlilik çizgileri 1. Tez Çalışmasında aynı su debilerinde elde edilen verimlilik çizgileri ile karşılaştırılmış; verimliliğin ortalama %2 düzeyinden daha düşük olduğu tespit edilmiştir. 1. Tez Çalışmasında soğurucu elemanın seçici yüzey kaplanması ve yansıtıcı şerit uygulamasına karşın verimlilik farkının %2 olması; ısı borusu ile birleştirilmiş kollektörün verimliliğinin seçici yüzey kaplanması, yansıtıcı şerit uygulaması ve ısı borusu ile cam boru arasında vakum oluşturulması ile çok olumlu iyileştirilmesinin mümkün olduğunun kanıtıdır.
- i) Isı borusunun güneş kollektörü ile birleştirilmesinin, güneş enerjisinden yararlanılması için etkin bir araç olduğu; ısı kaybını azaltmaya yönelik düzenlemeler ile etkinliğinin geliştirilmesi sonucunda aynı yoğunlaştırıcı elemanı kullanan kollektörlere kıyasla

daha verimil ve daha yüksek sıcaklıklarda yararlı ısı dönüşümünün mümkün olduğu görülmüştür.

### SİMGELER

$C_p$  : Suyun özgül ısısı ( J/kg k )

$F_R$  : Güneş kollektörü ısı taşıma katsayısı

$G_C$  : Direkt güneş ışıması-akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$G_d$  : Saçılmış güneş ışıması - akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$G_T$  : Toplam (Direkt + Saçılmış) güneş ışıması - akısı ( W/m<sup>2</sup> )

$\dot{m}$  : Su debisi (gr/h, kg/s)

$\dot{Q}_c$  : Toplanan ısı gücü (W)

$\dot{Q}_L$  : Kaybolan ısı gücü (W)

$\dot{Q}_u$  : Yararlı ısı gücü (W)

$T_a$  : Atmosfer - çevre sıcaklığı (°C)

$T_s$  : Soğurucu eleman ortama yüzey sıcaklığı (°C)

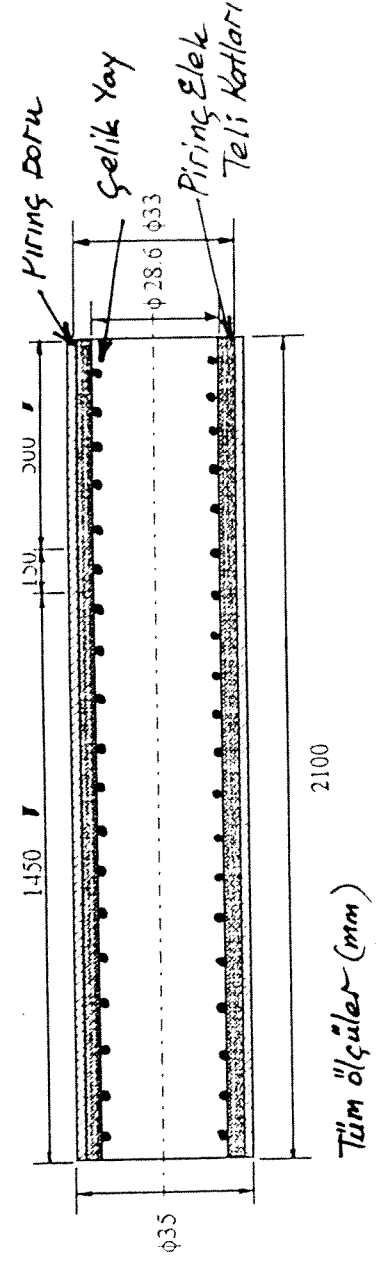
$T_{ci}$  : Kollektör - su giriş sıcaklığı (°C)

$T_{co}$  : Kollektör su çıkış sıcaklığı (°C)

$U_L$  : Kollektör toplam ısı kaybı katsayısı (W/m<sup>2</sup> K)

$\eta$  : Kollektör verimliliği (%)

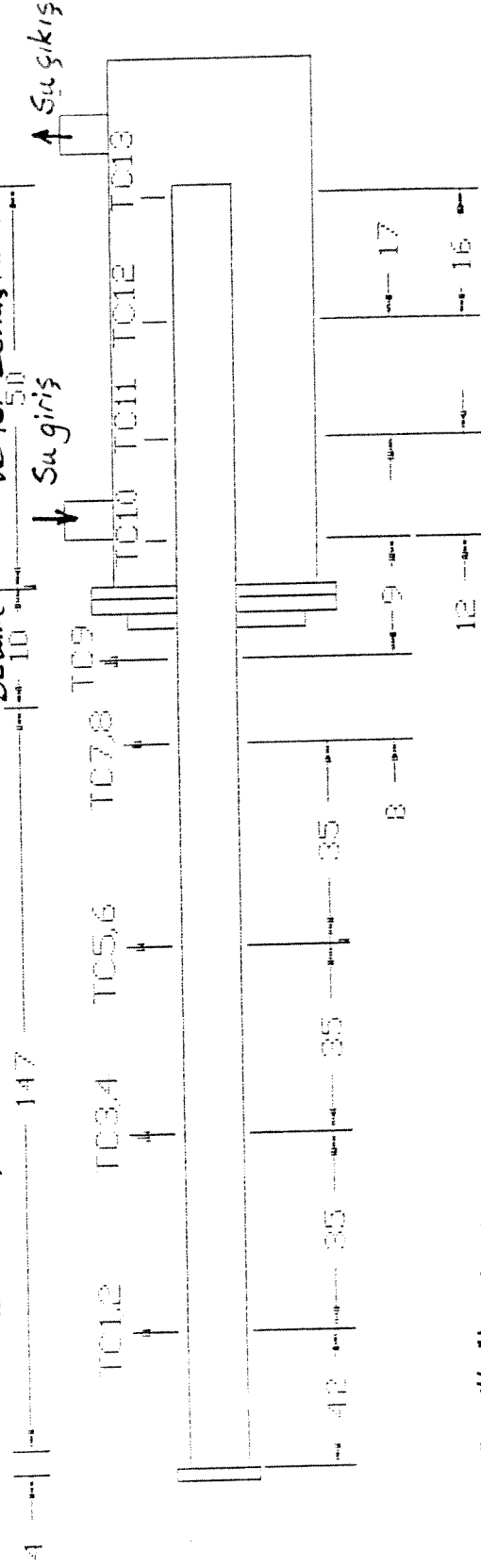




Şekil 1. Isı Borusu / Soğurucu Eleman

Buharlaştırıcı Bölüm

Adyabat Yoğusturucu Bölüm  
ve Isı Dönüştürücü Bölüm



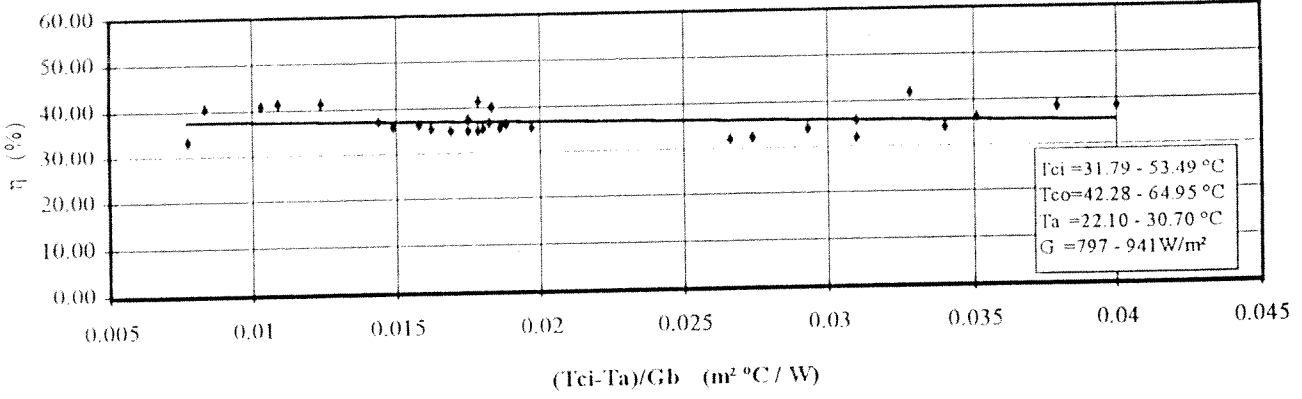
Tüm ölçüler (cm)

TT # : Isılçiftler

Şekil 2. Isı Borusu Isılçift Konumları

$$\eta = 38.3250 - 73.8446(T_{ci} - T_a)/G_b$$

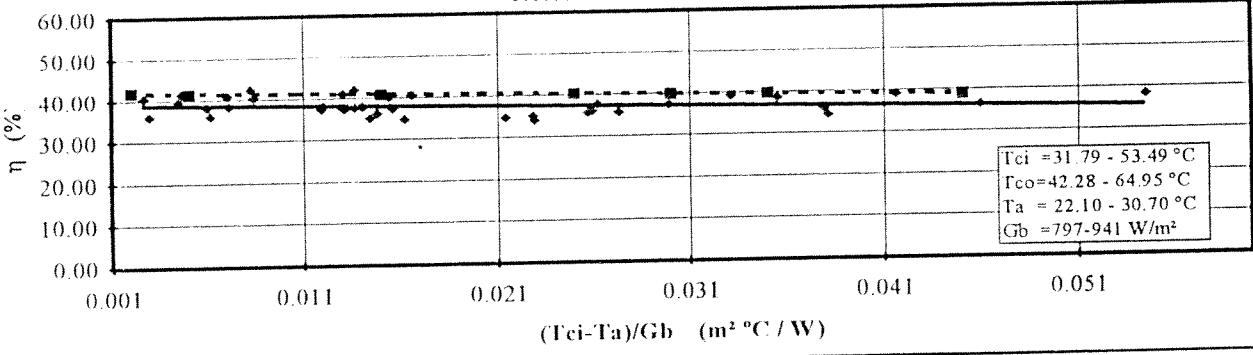
Su debisi  $\dot{m} = 30 \text{ kg/h}$



$$\eta = 38.9486 - 59.2596(T_{ci} - T_a)/G_b$$

$$\eta = 40.1060 - 57.6882(T_{ci} - T_a)/G_b$$

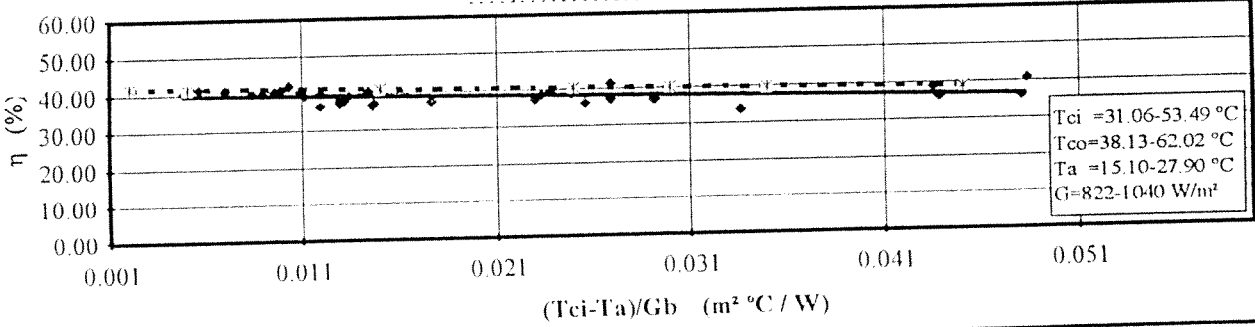
Su debisi  $\dot{m} = 40 \text{ kg/h}$   
1. Tez Çalışması



$$\eta = 40.1249 - 71.9625(T_{ci} - T_a)/G_b$$

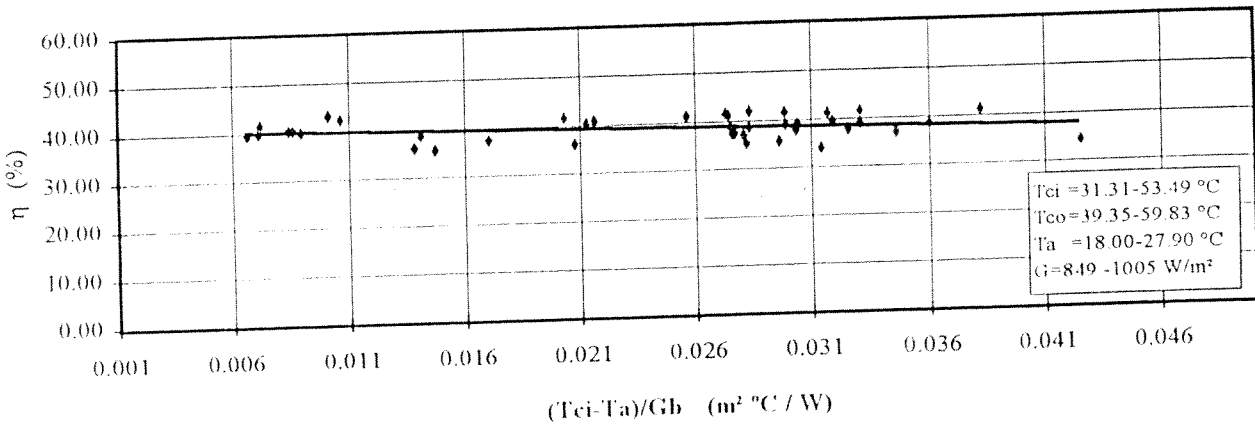
$$\eta = 41.4283 - 68.3645(T_{ci} - T_a)/G_b$$

Su debisi  $\dot{m} = 50 \text{ kg/h}$   
1. Tez Çalışması

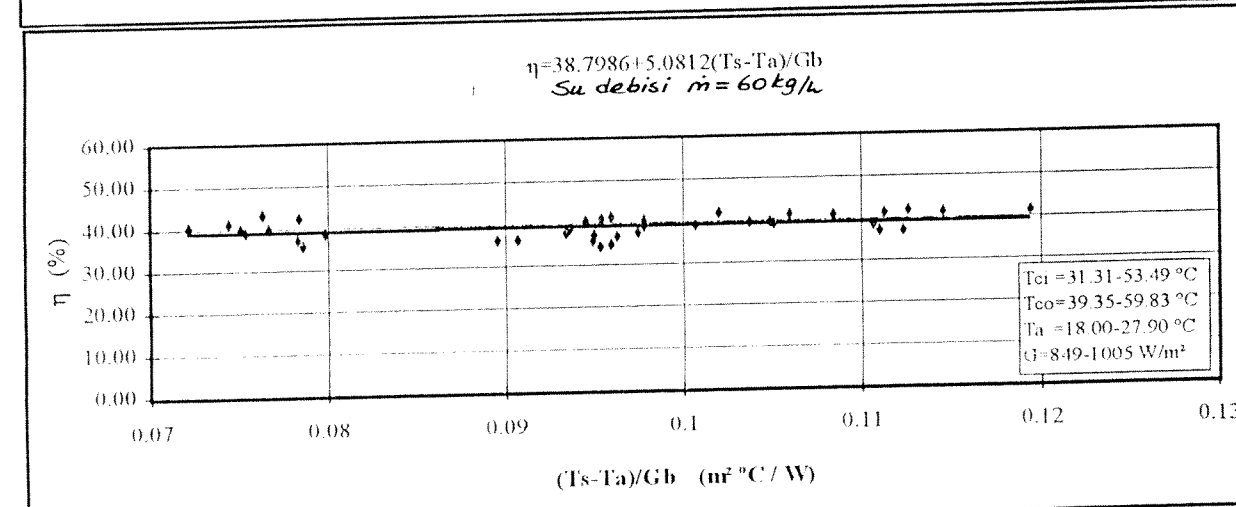
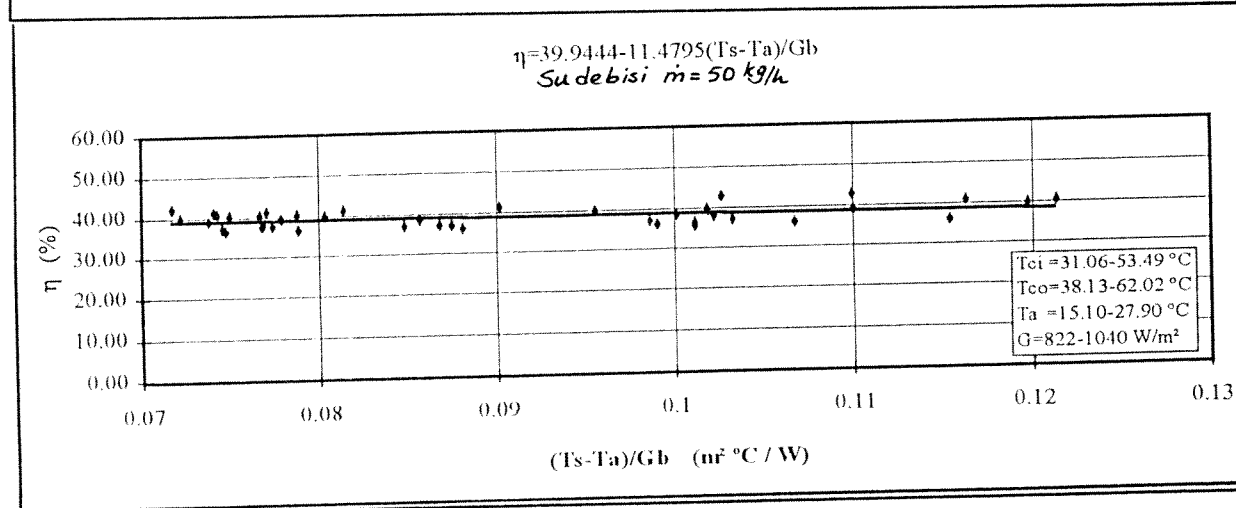
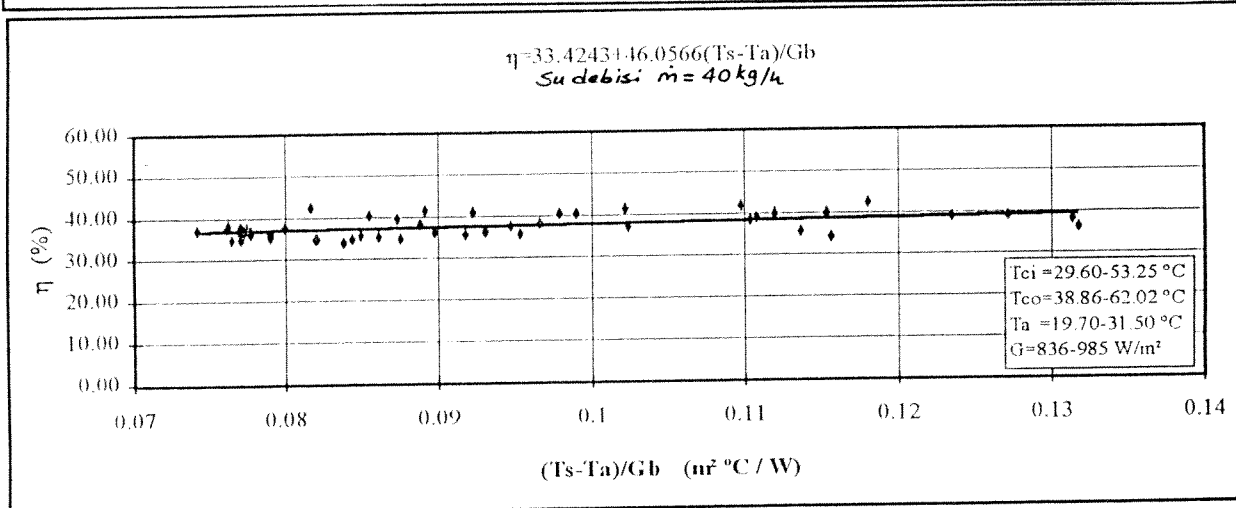
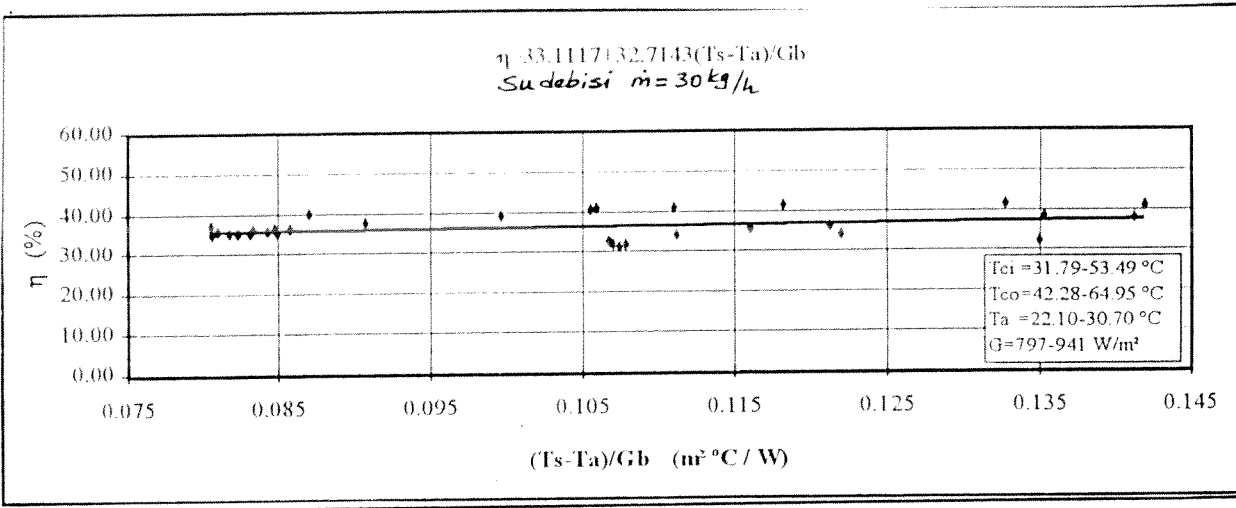


$$\eta = 40.6517 - 62.2582(T_{ci} - T_a)/G_b$$

Su debisi  $\dot{m} = 60 \text{ kg/h}$

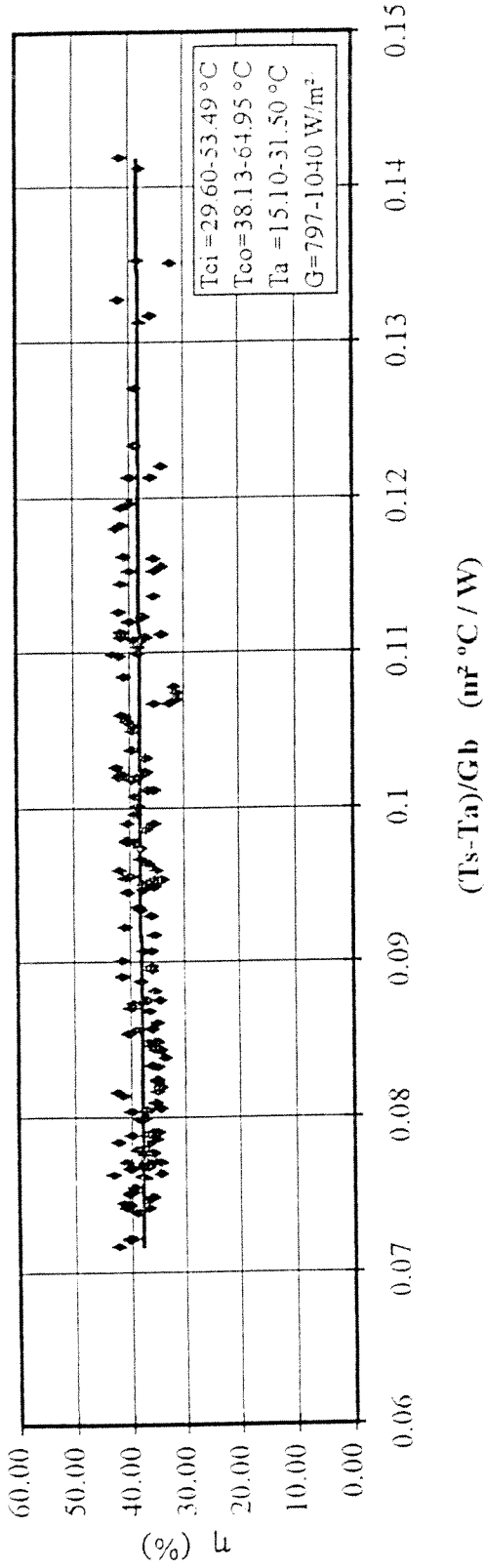


Şekil 3a-3d Kollektör Verimlilik Çizgisi (Su giriş sıcaklığına bağlı)



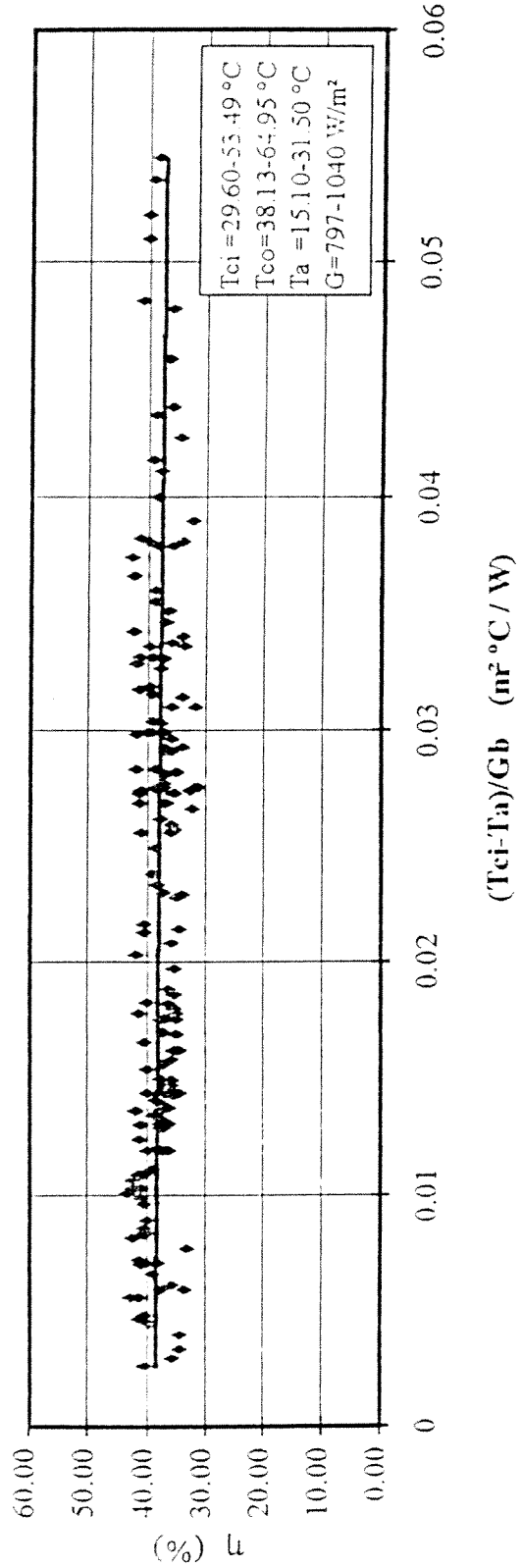
Şekil 4a-4d Kollektör verimlilik çizgisi (soğurucu el. ortama yüzeysic. bağı)

η=31.2/0010.000413-14)00  
(30-60 kg/h) tüm su debileri

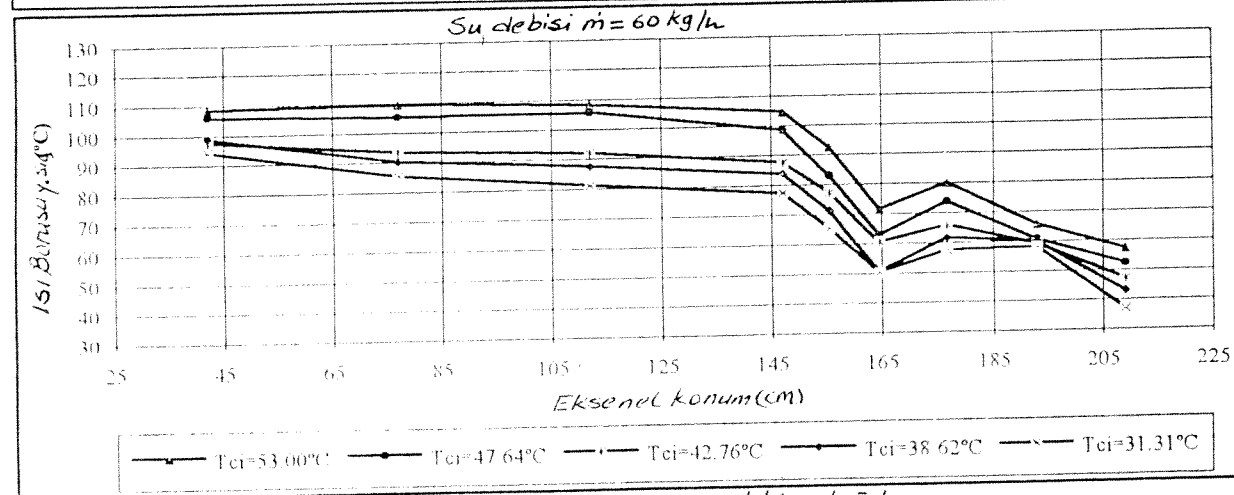
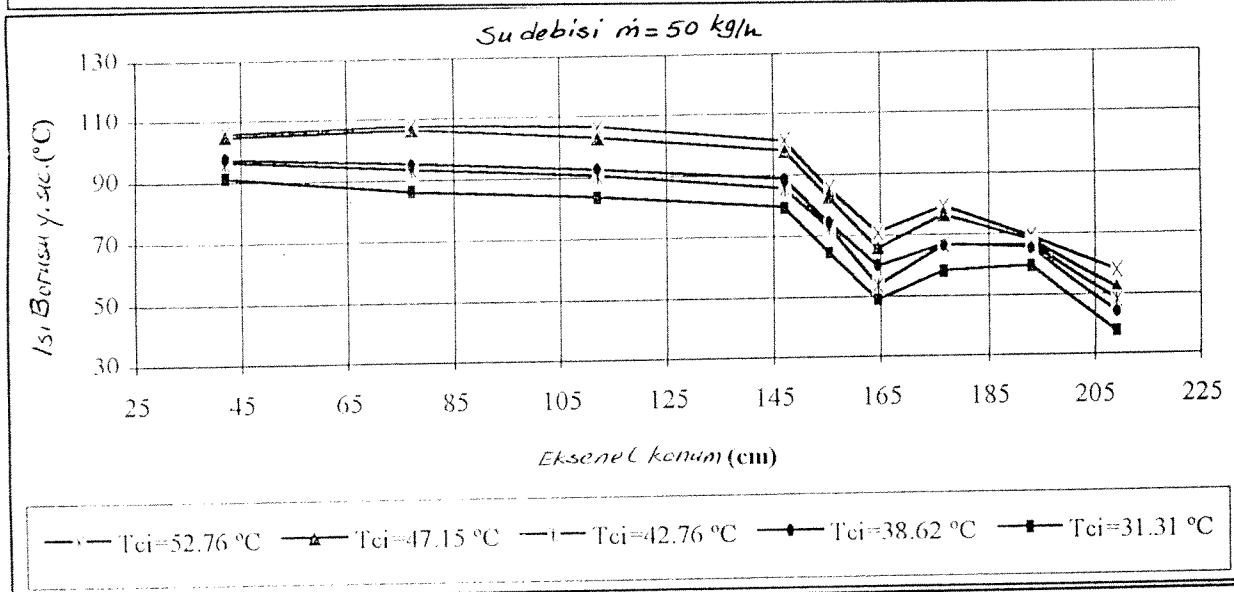
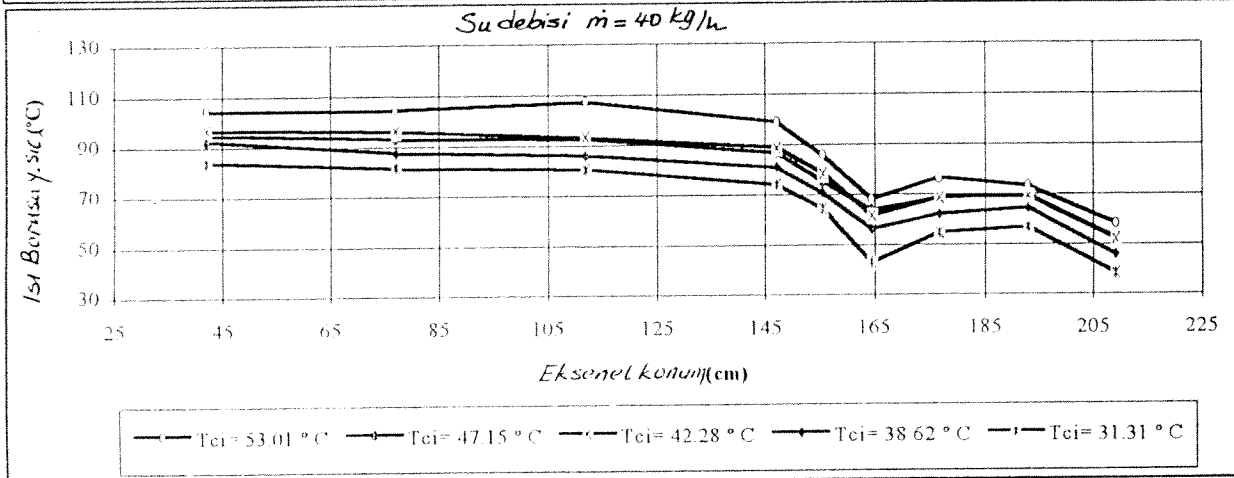
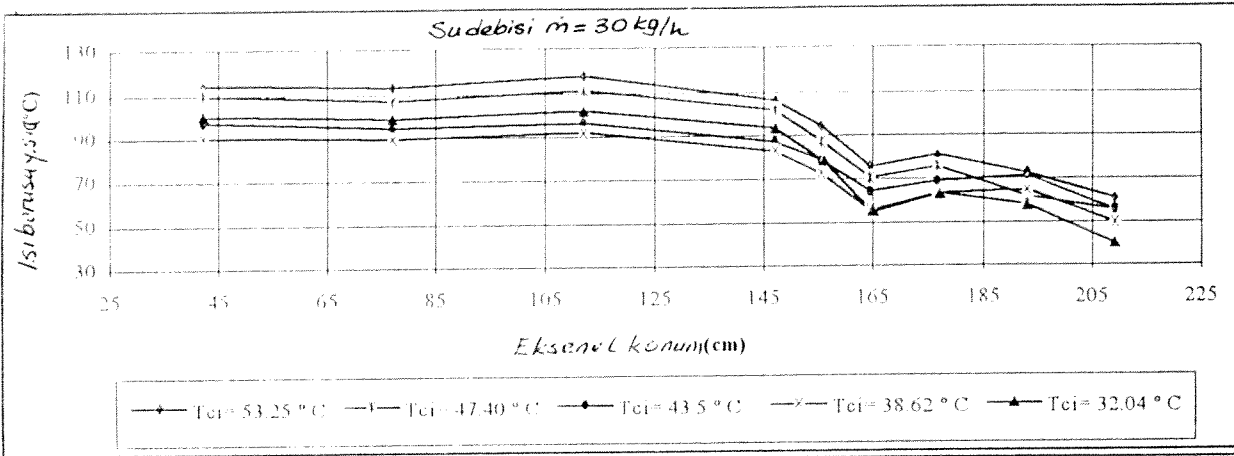


Şekil 5. Kollektör verimlilik çizgisi - tüm su debileri (sogutucu el. ortalama yüzey sic. bağı)

η=38.6638-26.2229(Tci-Ta)/Gb  
(30-60 kg/h) tüm su debileri



Şekil 6. Kollektör verimlilik çizgisi - tüm su debileri (su giriş sıcaklığına bağı)



Şekil 7a-7d. Isı borusu yüzey sıcaklık dağılımı

- [1] Bienert W.B., Trimmer D.S., Wolf D.A., " Application of Heat Pipes to Solar Collectors ", IECEC '75 Record.
- [2] Bienert W.B. and Wolf D.A., " Heat Pipes In Flat Plate Collectors ", ASME, Solar Energy Division, 76-WA/Sol-12.
- [3] McConnell R.D., Ribot J.C. and Barrett J. , " Fabrication and Testing of a Glass Heat Pipe Solar Collector ", Proc. Intersoc. Energy Conversion Engn Conference 16th. Published by ASME, 1793, (1981).
- [4] Ecevit A. and Fakioglu T., "The Usage of Heat Pipes in Solar Energy ", Middle East Technical University, Physics Department, Ankara , (1981).
- [5] Ismail K.A.R. and Abogderah M.M. , " Thermal and Numerical Analysis of a Heat Pipe Solar Collector ", Proceedings of 6<sup>th</sup> Miami International Symposium of Heat and Mass Transfer, Published by Pergamon Press, 1, 210, (1990).
- [6] Hull J.R. , " Comparison of Heat Transfer in Solar Collectors with Heat-Pipe Versus Trough Absorbers ", ASME Journal of Solar Energy Engineering , 109, 253, (1987).
- [7] Hull J.R., "Analysis of Heat Transfer Factors for a Heat Pipe Absorber Array Connected to a Common Manifold ", ASME Journal of Solar Energy Engineering 108, 11, (1986).
- [8] James W.L., " Heat Pipe Flat Plate Solar Collector with Temperature Regulation" Proceedings of the 8<sup>th</sup> Biennial Congress of the International Solar Energy

- Society Publ. by Pergamon Press , 2, 1164, (1983).
- [9] Mahdjuri F., " Vacuum Solar Collector Equipped with Heat Pipe ", Proceedings of the 8<sup>th</sup> Biennial Congress of the International Solar Energy Society, Publ. by Pergamon Press , 2, 69, (1983).
- [10] Mahdjuri F., "Evacuated Heat Pipe Solar Collector " , Energy Conversion , 19, 85, (1979).
- [11] Roberts Jr.C.C., " A Nontracking Moderately Focusing Heat Pipe Solar Collector" , Journal of Energy , 3(2), 122 , (1978).
- [12] Ribot J. and McConnell R.D., " Testing and Analysis of a Heat-Pipe Solar Collector " , Journal of Solar Energy Engineering , Transection of ASME , 105(4), 440, (1983).
- [13] Bong T.Y. , Ng K.C. , Bao H. , "Thermal Performance of a Flat-Plate Heat-Pipe Collector Array " , Solar Energy , 50(6), 491, (1993).
- [14] Bloem H., de Grijs J.C. and de Vaan R.L.C., " An Evacuated Tubular Solar Collector Incorporating a Heat Pipe " , Philips Tehcnical Review, 40(7), 181, (1982).
- [15] Ortabasi U. and Buehl W.M., " An Internal Cusp Mirror Reflector for an Evacuated Tubular Heat Pipe Solar Thermal Collector " , Solar Energy , 25, 67, (1980).
- [16] Ortabasi U. and Francis P.F., " Cusp Mirror- Heat Pipe Evacuated Tubular Solar Thermal Collector " , Solar Energy , 24, 477, (1980).
- [17] Meinel A.B. and Meinel M.P., Applied Solar Energy .An Introduction , Addison -Wesley Publishing Company, (1977).
- [18] Kreider J.F., Medium and High Temperature Solar Processes , Academic Press,

(1979).

- [19] Garg H.P., Advances in Solar Energy Technology ,Vol.1 Collection and Storage Systems , D.Riedel Publishing Company , (1987).
- [20] Sayigh A.A.M., Solar Energy Engineering , Academic Press , (1977).
- [21] Karaduman A., " Parabolic Trough Solar Collector System, Design and Construction", Master of Science Thesis, Mechanical Engineering Department, METU, (1989).
- [22] Singh P. and Chema L. , " Performance and Optimizzation of a Parabolic Cylindrical-Parabola Collector ", Solar Energy , 18, 135, (1976).
- [23] Boratav N.O., " Design and Construction of a Capillary Limited Heat Pipe ", Master of Science Thesis , Mechanical Engineering Department ,METU, (1984).
- [24] Busse C.A., " Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes ", Internal Journal of Heat and Mass Transfer , 16, 169, (1973).
- [25] Erkan U., " Analysis and Experimentation on Heat Pipe ", Master of Science Thesis. Mechanical Engineering Department ,METU, (1974).
- [26] Kemme J.E., " Ultimate Heat Pipe Performance ", IEEE Transsection on Electron Devices ,16(8), 717, (1969).
- [27] Tien C.L., " Fluid Mechanics of Heat Pipes ", Annual Review of Fluid Mechanics, 7, 167, (1975).
- [28] Deris N., Gunes Enerjisi- Sicak Su Ile Isitma Teknigi , Istanbul , Sermet Matbaasi , (1975).
- [29] Kreider J.F. and Kreider F. , Solar Energy Handbook , New York , Mc Graw Hill ,(1968).
- [30] Sahin A., " Performance of the Parabolic Solar Collector Under Varying Load



- and Solar Radiation Conditions ", Master of Science Thesis , Mechanical Engineering Department ,METU, (1994).
- [31] ASHRAE Standart 93-1986, "Method of Testing to Determine the Performance of Solar Collector", (1986).
- [32] Rabl A., " Comparison of Solar Concentrators " , Solar Energy, 18, 93, (1976).
- [33] Duffy J.A. and Beckman W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley and Sons, New York, (1980).
- [34] Dunn P.D. and Reay D.A., Heat Pipes , 2.Edition, Pergamon Press , Oxford (1978).
- [35] Bhowmik and Mullick S.C., "Calculation of Tubular Absorber Heat Loss Factor", Solar Energy, 35(3), 219, (1985).
- [36] Mullick S.C. and Nanda S.K., "An Improved Technique for Computing the Heat Loss Factor of a Tubular Absorber", Solar Energy, 42(1), 1, (1989).
- [37] Tasdemiroglu E., Solar Energy Utilization. Technical and Economical Aspects ,Ankara, METU, (1988).

### 3. Tez Çalışması :

## GÜNEŞ ENERJİLİ DAMITICIDA KAPAĞIN ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI VE ÜRETİMİN SAYISAL TAHMİNİ

Tez Öğrencisi : Abdurrahman Ghoneyem  
Tez Yöneticisi : Prof.Dr. Ersoy Teşdemiroğlu ve Doç.Dr. Arif İleri  
Mayıs 1995, 103 sayfa

### ÖZ

Bu çalışmada güneş enerjili damıtıcının saydam örtüsünün tip ve kalınlığının, damıtıcı verimine olan etkisi deneysel ve kuramsal olarak araştırılmıştır. Dört adet tek etkili, havuz tipi güneş enerjili damıtıcı tasarlanıp üretilmiş ve test edilmiştir. Güneş enerjili damıtıcılardan üçü, kalınlıkları 3,5 ve 6 mm olan camla örtülmüş ve birinde de 5 mm kalınlığında plastik kullanılmıştır. Cam kapağın güneş ışınlarını geçirgenliği kalınlıkla azaldığından, en ince camın diğer ünitelerce karşılaştırıldığında % 12.3 ve %15.5 kadar daha fazla temiz su üretebildiği görülmüştür. Bunun yanında plastik kapaklı güneş enerjili damıtıcıdan en düşük verim elde edilmiştir. Temiz su eldesinin ortam sıcaklığı ve güneş ışımaya olan bağımlılığını gösteren empirik denklemler oluşturulmuştur.

Gerekli olan enerji dengesi ve ısı transferi denklemleri yazılıp güneş damıtıcısının verimi sayısal olarak bulunmuş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sayısal çözüm diğer değişkenlerin verim üzerindeki etkilerinin tahmininde de kullanılmıştır.

Güneş enerjili damıtıcılarla Türkiye'nin bir kaç ilinde  $1\text{m}^3/\text{gün}$  düzeyinde temiz su eldesinin fiyat analizi de yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Güneş enerjili damıtıcı, Plastik örtü.

Bilim Sayısal Kodu : 625.04.02

## GİRİŞ

Su gereksiniminin varolan yerel-doğal kaynaklardan karşılanmasının mümkün olmadığı durumlarda, suyun taşıma araçları veya boru hatlarıyla uzaktaki kaynaklardan sağlanması mümkündür. Denizlere yakın bölgelerde ise yetersiz su kaynaklarının destekleme için deniz suyunun damıtılması, taşıma seçeneklerine kıyasla daha ekonomik olabilir. Ülkemizin güneş ışınması potansiyelinin düzeyi ve özellikle güney ve batı kıyı bölgelerindeki yüksek nüfus yoğunluğu dikkate alınırsa, güneşli su damıtmanın uygulanabilir ve ilginç bir teknoloji olduğu belirgindir. Bu tespiti karşın güneş enerjili damıtıcılar ve damıtıcı örtülerinin damıtıcı verimine ilişkin çok sınırlı sayıda araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada 40° Kuzey enlem ve 33° Doğu boylamında (Ankara'da) yüzey örtüsünün güneşli damıtıcı verimi deneysel ve kuramsal olarak incelenmiştir.

## GELİŞME

Yüzey örtüsünün güneşli su damıtıcısının verimine etkisini incelemek amacıyla taban alanı (50cm x 50cm) kuzey kenarının yüksekliği 37cm ve güneye 20° eğimli galvaniz saçtan üniteler yapılmıştır. Üniteler yerden 50 cm yükseklikte ayaklar üzerine oturtulmuş ve tabanları 17 cm cam yünü ile yalıtılmıştır, (Şekil 1). Damıtıcı üniteler 15 Temmuz - 15 Eylül 1994 döneminde atmosfer sıcaklığı (20° - 29°C) ve günlük güneş ışınması (20-30 MJ /m<sup>2</sup>) olan koşullarda (9:00 - 17:00) süresi içinde denenmiştir. Damıtıcı üniteler ve toplama şişeleri birer saat aralıklarla tartılmış ve soğurulan güneş ışınmasından yararlanmak amacıyla ertesi gün 8:00'de son kez tartılarak günlük artılan su miktarı belirlenmiştir. Deneyler sırasında damıtıcıların ağırlıkları ile birlikte yüzey kaplama (alt ve üst) ve tuzlu damıtılmış sıcaklıkları ile yatay düzlemde toplam güneş ışınma-akısı da ölçülmüştür.

Kaplamaların dik güneş ışınması altındaki geçirgenlikleri 3, 5 ve 6 mm cam levhalar için sırasıyla 0.87, 0.83 ve 0.82. 4 mm plastik levha için 0.86 olarak ölçülmüştür.

## SONUC

Deneyler sırasında yüzey kaplama malzemesinin damıtıcı verimine etkisi incelenirken, damıtıcıların saatlik verdileri ve günlük verdileri ölçülmüş, toplam güneş ışınma akısı ve günlük ortalama atmosfer sıcaklığının damıtma verimine etkileri bağımsız olarak incelenmiştir. (Şekil 3 ve 4). Yapılan ilk değerlendirme sonucunda (Bkz. Şekil 1) plastik kaplamanın iç yüzeyinde oluşan buhar yoğunlaşması ve yüksek ıslanabilirliği nedeniyle sürekli-kalıcı kondens ile kaplandığı ve geçirgenliğinin aşırı düşmesi nedeniyle damıtma veriminin çok düşük olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle damıtma verimi deneyleri yüzeyleri cam kaplamalı damıtıcılar ile sürdürülmüş ve değerlendirmeler cam kapaklı üç damıtıcı için yapılmıştır.

- a) Damıtıcı ünitelerin verimleri, damıtıcının birim yüzey alanından ( $m^2$ ), birim zamanda (1h) oluşan damıtık su miktarı (kg) olarak tanımlanmıştır. Damıtıcı veriminin günlük değişimi Şekil.2’de verilmiştir. Maksimum verimin öğleden sonra saat 1-3 aralığında olduğu ve maksimum verimin 3 mm kalınlıktaki cam örtüyle sağlandığı görülmüştür.
- b) Damıtıcı veriminin günlük toplam güneş ışıması-akısı ile değişimi Şekil.3 de verilmiştir. Deney kayıtlarından yararlanılarak oluşturulan bu şekilde, toplam günlük güneş ışıması-akısının minimum değeri ( $20 MJ/m^2 - gün$ ), maksimum değeri ise ( $29 MJ/m^2 - gün$ ) olarak belirlenmiştir. Şekil 1’deki damıtıcı verim değişimlerine benzer şekilde plastik örtülü damıtıcı (Y4) minimum verime sahiptir. 5 mm ve 6 mm kalınlıktaki cam örtülü damıtıcıların verimlerinin birbirlerine çok yakın olduğu; 3 mm cam örtülü damıtıcı (Y1)’nin veriminin plastik örtülü damıtıcıya (Y4) kıyasla yaklaşık 7 kat daha büyük olduğu tespit edilmiştir.
- c) Damıtıcı veriminin günlük ortalama çevre sıcaklığı ile değişimi şekil 4’de verilmiştir. Deney kayıtlarına göre ortalama çevre sıcaklığının minimum değeri ( $292 K = 19 ^\circ C$ ), maksimum değeri ise ( $304 K = 31^\circ C$ ) olmuştur.
- d) Şekil 5.ve 6. 3mm kalınlıkta cam örtülü damıtıcının veriminin günlük ortalama sıcaklık ve günlük toplam güneş ışıması-akısı ile değişiminin birlikte veya eşzamanlı irdelenmesine yöneliktir. Şekil 5.’de görüleceği gibi sabit bir güneş ışıması-akısında verimin günlük ortalama sıcaklıkta azaldığı; Şekil 6’da ise sabit günlük ortalama sıcaklıkta verimin günlük toplam güneş ışıması-akısı ile arttığı görülmüştür. Şekil 5 ve 6’da gösterilen ortalama günlük sıcaklık ve toplam günlük güneş ışıması-akısına bağlı olarak damıtıcı verimi 3 mm , 5 mm ve 6 mm cam örtülü üniter için aşağıdaki eşitliklerle ifade edilmiştir.

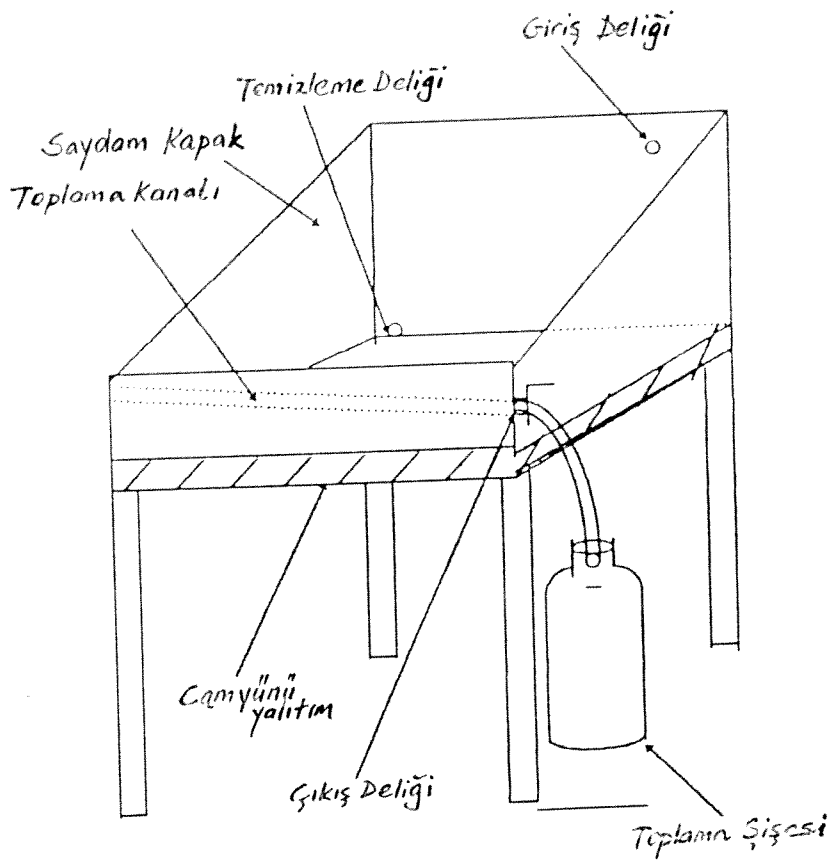
$$\begin{aligned}
3 \text{ mm cam örtü, } & V_1 = 16.960 - 0.0501 T + 0.0235 I \\
5 \text{ mm cam örtü, } & V_2 = 19.555 - 0.0614 T + 0.0422 I \\
6 \text{ mm cam örtü, } & V_3 = 21.040 - 0.0669 T + 0.0451 I
\end{aligned}$$

Burada,  $V_1$ ,  $V_2$  ve  $V_3$  ( $\text{kg/m}^2$  - gün),  $T$  günlük ortalama ortam sıcaklığı (K) ve  $I_d$  günlük toplam güneş ışıması-akısı ( $\text{MJ/m}^2$  - gün)'dir.

- e) Güneş enerjili damıtıcının verimliliği, üretilen damıtık su miktarının suyun ortalama (işletim) sıcaklığındaki buharlaşma gizli ısı ( $h_{fg} \cong 2.43 \text{ MJ/kg}$ ) ile çarpımın, bu damıtma işlemi süresince yararlanılan toplam günlük güneş ışıması miktarına oranıdır. Bu tanıma göre hesaplanan damıtıcı verimliliği,  $\eta$  değerleri; 3mm, 5mm ve 6 mm cam örtülü damıtıcı üniteler için sırasıyla 0.262, 0.234 ve 0.227 olarak hesaplanmıştır. Damıtıcı verimliliğindeki azalma, cam kalınlığının artma ve/veya camın güneş ışıması için geçirgenliğinin azalma oranlarından daha yüksek düzeyde oluşmuştur.
- f) Damıtıcı günlük verim ölçme ve değerlendirmesinde olası hata oranı %2.5-5 aralığında oluşmuştur. Elde edilen suyun pH değeri 1.3 ve iletkenliği  $7.6 \mu \text{ ohm/cm}$  olarak ölçülmüştür.
- g) Bu çalışmada geliştirilen damıtıcı ünite teknolojisi ve tasarımı uygulayarak günlük verimi  $1 \text{ m}^3$  su/gün olan büyük ölçekli (taban alanı  $400 \text{ m}^2$  olan) bir damıtıcının ilk maliyeti, Mayıs 1995 piyasa verilerine göre 644 Milyon 855 Bin TL. olarak hesaplanmıştır. Faiz oranı %5 ve damıtıcı ömrünün 5 yıl olarak kabul edilmesi sonucunda birim taban alanı için yıllık maliyet yaklaşık  $372 \text{ Bin TL/m}^2$  olarak belirlenmiştir.

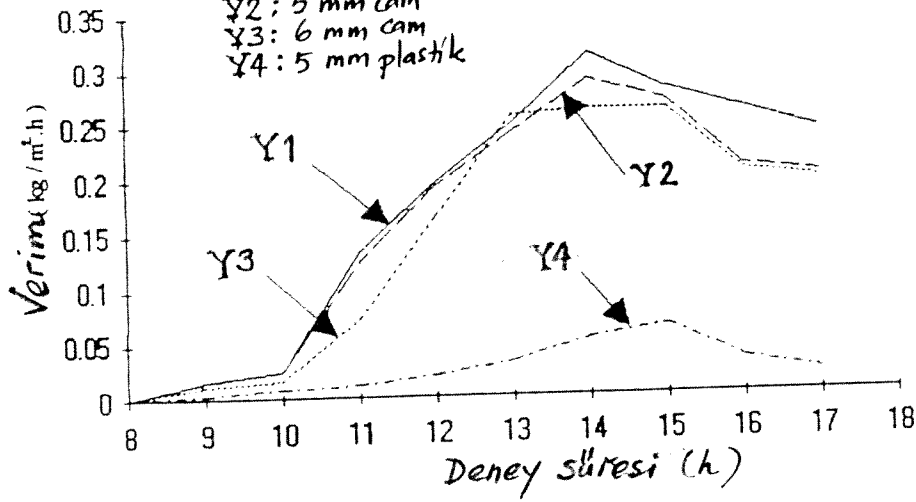
### SİMGELER

- $I$  : Günlük toplam güneş ışıması-akısı ( $\text{MJ/m}^2$  gün )  
 $T$  : Ortalama ortam-çevre sıcaklığı (K)  
 $V$  : Günlük damıtıcı verimi (  $\text{kg/m}^2$  - gün )  
 $\eta$  : Damıtıcı verimliliği

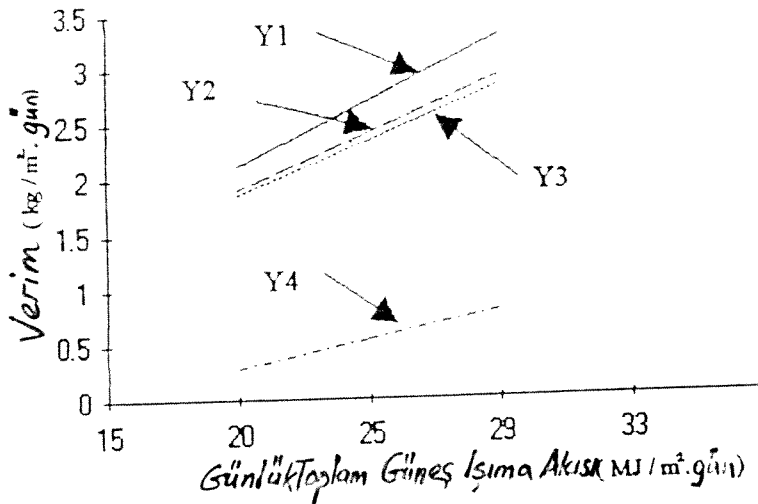


Şekil 1. Deney Düzeni - Damıtıcı

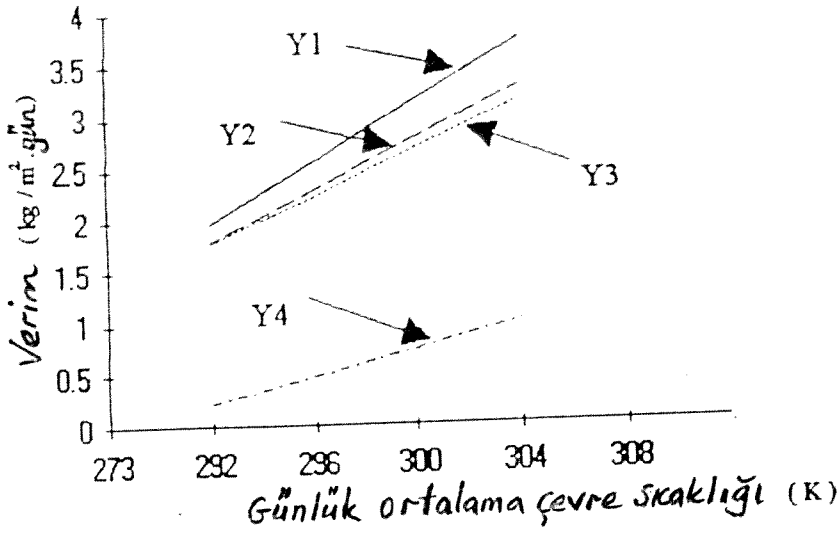
- Y1: 3 mm cam
- Y2: 5 mm cam
- Y3: 6 mm cam
- Y4: 5 mm plastik



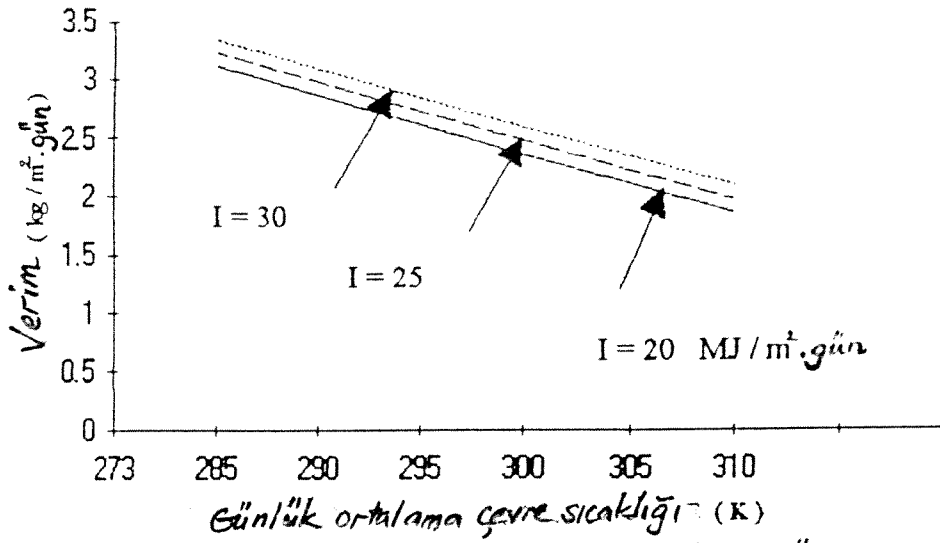
Şekil 2. Damıtıcı veriminin deney-günlük değişimi



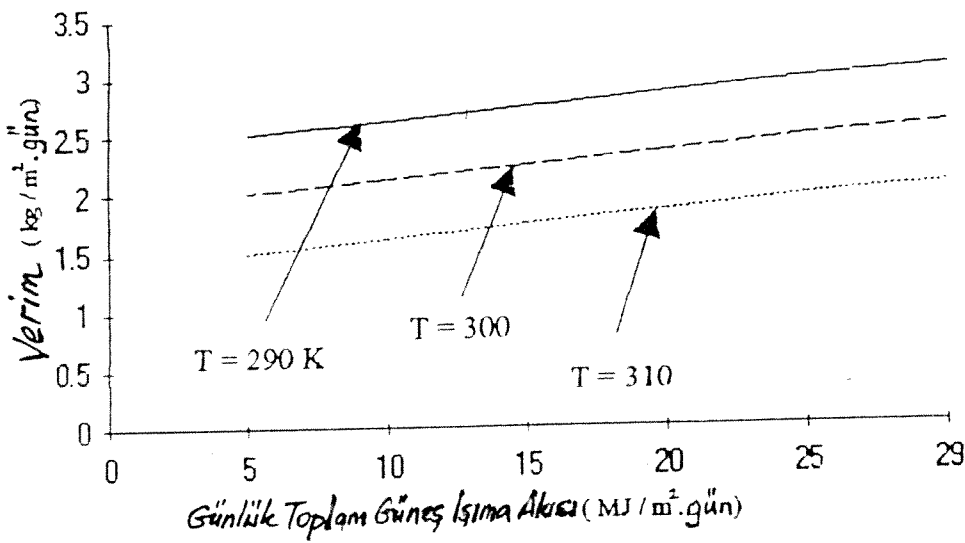
Şekil 3. Damıtıcı veriminin güneş ışıma akısına göre değişimi



Şekil 4. Damıtıcı veriminin ortalama çevre sıcaklığına göre değişimi



Şekil 5. Damıtıcı veriminin günlük ort. çevre sic. ve top. güneş ısıma akısına göre değişimi



Şekil 6. Damıtıcı veriminin güneş-ısıma akısı ve ort. çevre sic. göre değişimi

1. John N. Bland : Clinical Metabolism of Body Water and Electrolytes .
2. George H. Bell and Donald E. Smith : Text Book of Physiology .
3. M. P. Garg : Advances in Solar Energy Technology . Volume 3 . 1987
4. K. S. Spiegler : Principles of Desalination , 1967 .
5. Everett D. Howe : Solar Energy Hand Book , Volume B .
6. A. A. M. Sayigh : Solar Energy Engineering , 1977 .
7. P. I. Cooper : Digital Simulation of Transient Solar Still Processes . Solar Energy , Volume 12 , 1969 .
8. S. Satcunanathan and H. P. Hansen ; An Investigation of Some of the Parameters Involved in Solar Distillation ; Solar Energy , Volume 14 , 1973 .
9. Z. I. Bahtti ; Saline Water Conversion for Small Communities Using Solar Distillation Technique . M.S. Thesis , Dep. of Env. Eng. , Middle East Technical University , 1986 .
10. M. A. S. Malik , G. N. Tiwari , A. Kumar and M. S. Sodha ; Solar Distillation : A Practical Study of a Wide Range of Stills and Their Optimum Design , Construction and Performance .
11. V. A. Akinsete and C. U. Duru : A Cheap Method of Improving the Performance of a Roof Type Solar Still . Solar Energy , Volume 23 , 1979 .
12. D. Proctor : The Use of Waste Heat in a Solar Still . Solar Energy , Volume 14 , 1973 .
13. Robert Siegel and John R. Howell : Thermal Radiation Heat Transfer . 1972



14. P. I. Cooper : The Absorption of Radiation in Soar Stills . Solar Energy , Volume 12 , 1969 .
15. H. W. Harvey : The Chemistry and Fertility of Sea Water . Second Edition 1965 .
16. Steven C. Chapra and Raymond P. Canale : Numerical Methods for Engineers . 2nd Edition , 1990 .
17. Earl K. Bowen and Martin K. Starr : Basic Statistic for Business and Economics . International Edition , 1982 .
18. R. V. Dunkle ; Solar Water Distillation : The Roof Type Still and a Multiple Effect Diffusion Still . International Developments in Heat Transfer , ASME , 895-902 , Part 5 , 1961 .
19. R. N. Morse and W. R. W. Read : A Rational Basis for the Engineering Development of a Solar Still . Solar Energy , Volume 12 , 1968 .
20. Stanley I. Sandler : Chemical and Engineering Thermodynamics . Second Edition , 1989 .
21. Ersoy Tasdemiroglu and Ahmet Ecevit : Solar Radiation Hand Book of Turkey , Ankara , 1984 .
22. Jui Sheng Hsieh : Solar Energy Engineering , 1986 .
23. Badwai W. Teimat and Everett D. Howe : Comparison of Plastic and Glass Condensing Covers for Solar Distillers . Solar Energy , Volume 12 1969 .

**EKLER**

*INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF COVER TRANSMISSIVITY  
ON A SOLAR STILL OUTPUT*

Abdulahman GHONFYEM and Arif İLERİ \*

Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, Türkiye

*ABSTRACT*

Four single-effect, basin type solar stills have been designed, constructed and tested. Three stills had a glass cover of different thickness (3, 5, 6 mm) while the fourth cover is plastic. The still with the thinnest glass cover has shown the highest production rates, up by 15.5 %. Empirical equations are obtained to express the dependency of the yield on the ambient temperature and solar radiation. Also, a software is prepared to solve the governing equations numerically so that the effects of various parameters on the output could be investigated. For one of the glass covered stills, the measured yield is compared with the prediction.

Solar still, distillation.

*INTRODUCTION*

In many parts of the world the natural sources of water can hardly meet the demands of people and industry. In some cases, demands may be met more economically by distillation of saline water rather than supplying water by trucks or by laying long pipe-lines from a distant source. Industrialization and population increase is causing a rapid rise of fresh water demand also in Türkiye, especially in big metropolitans. Distillation by solar energy may make a contribution since the country lies in a sunny-belt and surrounded by seas. Despite of this resource availability, little serious work on solar water distillation has been done in the country. Also, although a numerous experimental and analytical investigations are published, none of them directly focuses on the effects of the cover transmissivity which could vary depending on the composition and thickness of the material used. Thus, present experimental research has been performed by using a plastic and three glass covers at different thicknesses on a single-basin solar still, at the climatological conditions of Ankara (40° N; 33° E), Türkiye.

\* To whom all correspondence regarding this paper should be addressed.

## EXPERIMENTAL SET-UP

Four single-basin stills were manufactured and tested at the Mechanical Engineering Department of Middle East Technical University, Ankara. The stills have 3, 5 or 6 mm thick glass or 5 mm plastic covers with measured transmissivities of 0.87, 0.83, 0.82 and 0.86, respectively for the normal sunshine. Except for the covers, dimensions and materials of the stills are identical. The base is 50 cm x 50 cm supported by legs 50 cm from the ground level. The thickness of glass-wool back insulation is 5 cm. The frame structure and troughs are made of galvanized iron. Covers are sloped on one side at 20 degrees and the north end of the cover is 37 cm high from the base. The salty water used in the experiments was prepared at the laboratory by using the recipe given in [1].

The stills were tested under the same conditions for 30 days during 15 July - 14 September 1994. The ambient temperature varied from 293 to 302 K while solar radiation varied from about 20 to 30 MJ m<sup>2</sup> day. The stills were cleaned and filled to work at 8:00 p.m. The mass yield of each still was weighed each hour during the day starting from 9:00 p.m. until 5:00 a.m. Due to the absorbed radiation by the still structure, distillation process continued throughout the night. The total daily output of each still was determined with the final measurement at the next day at 8:00 a.m. after 24 hours. Together with weighing the mass output of each still, the glass and salty water temperatures and the horizontal total solar radiation were also measured.

## EXPERIMENTAL RESULTS

One of the most important parameters effecting the output of a solar still is the solar radiation intensity incident on the cover of the still. Obviously, the transmittance of the cover becomes another important parameter. It was shown that the variation of total transmittance of the cover and condensate film is negligible for the angle of incidence up to 60 degrees and for places confined within latitudes 0 and 45 degrees [2]. Despite this, the change in the transmittance of the glass cover with the incidence angle is estimated in analytical work by using in Eq. 1 an effective thickness  $x$  that depends both on the normal thickness  $x_0$  (which is different for each still) and the incidence angle  $i$ .

$$I = I_0 e^{-kx} \quad (1)$$

$$x = x_0 / \cos i \quad (2)$$

where  $I$  and  $I_0$  are the transmitted and the incident radiation (W m<sup>2</sup>), and  $k$  is the extinction coefficient of cover (m<sup>-1</sup>). The extinction coefficient is taken as relatively independent of the thickness and band absorption characteristics. Experiments were done to observe the effects

of plastic cover and glass thickness on the daily output. The variations of still productivity with the solar radiation intensity and the ambient, glass and brine temperatures were studied. Thermal efficiency of the stills were also compared.

#### *Still output during the day:*

The variation of hourly output of each still on a typical day is shown on Fig. 1. Effect of glass thickness can be observed from the figure. Daily average hourly product per  $m^2$  of STILL 1 (3 mm) is about 0.03 kg higher than that of STILL 2 (5 mm) and 0.04 kg higher than that of STILL 3 (6 mm). The maximum output of any still during a day is between 2:00 and 3:00 p.m. This figure also shows the yield obtained from STILL 4 that has the plastic cover. The markedly reduced output despite of the high transmissivity of the plastic under dry conditions is due to fogging and dripping from cover back to the water bed. Therefore the results related to this still are not realistic and will not be further discussed or generalized in this work except the comment that plastic should not be used as cover unless thermal stability under solar heating and high degree of wettability could be guaranteed by proper mechanical treatment.

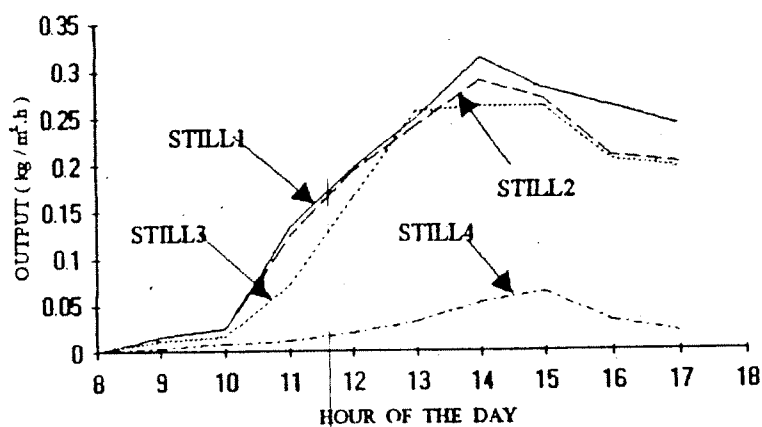


Figure 1. Hourly distillate output in a typical day.

#### *Daily output versus solar radiation:*

The variation of average daily output,  $Y$  ( $kg\ m^{-2}\ d$ ) with solar radiation intensity,  $I$  ( $MJ\ m^{-2}$ ), for each still is shown in Fig. 2. Minimum and maximum values of the daily average solar radiation during the measurement period are also seen on the same figure. The line with the highest slope (STILL 1) gives the maximum output. If the lines are extended toward left, they will cross the horizontal axis to the right of origin. This may show that the production would begin only over a certain threshold value of solar radiation intensity for each still (2.2, 1.4, 0.74  $MJ\ m^{-2}\ d$  for STILL 1, 2 and 3). For the maximum solar radiation intensity (29  $MJ\ m^{-2}\ d$ ), the average daily outputs are 3.3, 2.7, and 2.6  $kg\ m^{-2}\ d$  for STILL 1, 2, and 3.

respectively. Using the least-square method, equations of the best lines were found. The regression analyses result:

$$Y1 = 0.1187 \cdot I - 0.262 \quad r_1 = 0.961$$

$$Y2 = 0.1020 \cdot I - 0.142 \quad r_2 = 0.952$$

$$Y3 = 0.0964 \cdot I - 0.071 \quad r_3 = 0.953$$

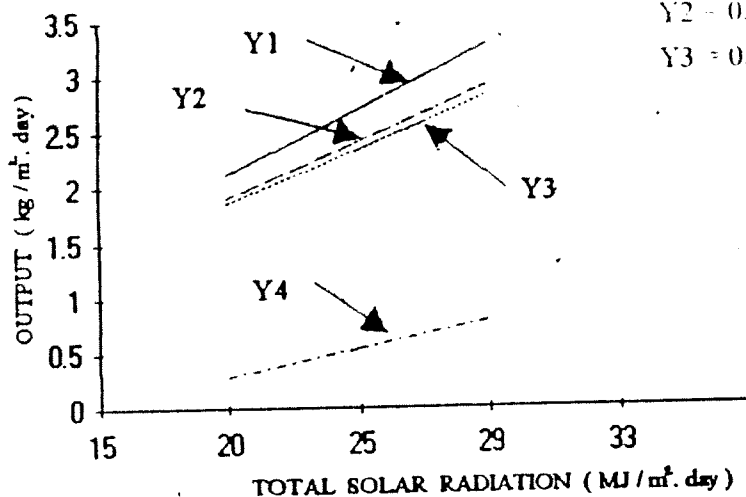


Figure 2. Variation of the daily still output with the daily solar radiation.

*Daily output versus ambient temperature:*

Fig. 3 displays the variation of average daily output with the ambient temperature, T(K), for each still. Maximum and minimum ambient temperatures observed are also shown on the figure. For the maximum ambient temperature (310 K), the productivity of the stills are 3.4, 2.75 and 2.60 kg m<sup>-2</sup>.d for STILL 1 through 3, respectively. Again it is noted that distillation is possible only if the ambient temperature is over a minimum value which is about 277 K.

Regression analyses yield :

$$Y1 = 0.1455 \cdot T - 40.504 \quad r_1 = 0.951$$

$$Y2 = 0.1222 \cdot T - 33.895 \quad r_2 = 0.915$$

$$Y3 = 0.1125 \cdot T - 31.068 \quad r_3 = 0.916$$

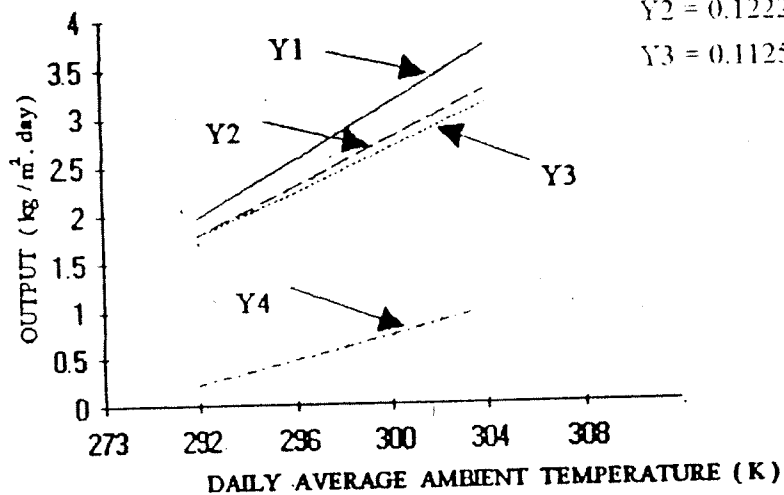


Figure 3. Variation of the daily still output with the ambient temperature.

*Combined effect of weather parameters:*

Combined effect of solar radiation intensity and ambient temperature was also studied. The equations for STILL 1 through 3 are:

$$\begin{aligned} Y_1 &= 16.960 - 0.0501 \cdot T + 0.0235 \cdot I & r_1 &= 0.82 \\ Y_2 &= 19.555 - 0.0614 \cdot T + 0.0422 \cdot I & r_2 &= 0.78 \\ Y_3 &= 21.040 - 0.0669 \cdot T - 0.0451 \cdot I & r_3 &= 0.77 \end{aligned}$$

It is clear that the daily yield increases if the solar radiation increases and/or the ambient temperature decreases, because both of these changes increase the temperature difference between the water and the cover. The wind velocity also affects the results via heat loss from the cover.

Estimated combined error in daily output due to uncertainties in temperature and solar radiation measurements is about 2.5 to 5 %. Analysis of the distilled water indicates that it is very pure with a pH of 7.3 and conductivity of only 7.6 micromhos/cm.

*Comparison of the efficiencies:*

The efficiency of a solar still is the ratio of heat utilized for evaporating  $M$  kg of water per  $m^2$  of the still.

$$\eta = (M \times L.H.)^{-1} \quad (3)$$

where the latent heat of evaporation of water,  $L.H.$ , can be taken as 2.43 MJ/kg.

Averaged efficiencies over the measurement period were found to be 26.22 %, 23.35 % and 22.70 % for STILL 1 through 3, respectively. This means 12.3 and 15.5 % higher efficiency for the still with 3 mm cover, while its transmissivity is higher only by 4.8 and 6.1 % compared to 5 and 6 mm covers, respectively. Thus increasing the glass thickness lowers the efficiency much more than the change in the transmissivity alone implies.

## THEORETICAL ANALYSIS

A steady-state heat transfer model of single-basin solar still was first studied by Dunkle [3] and later was modified and presented by several authors [4-5]. Resulting heat flux and energy balance equations are non-linear and an analytical solution is impossible. A graphical solution method available in literature [5] is awkward for repeated usage in a detailed analysis. Therefore a computer program was developed by using a similar set of assumptions:

- The temperature difference across the cover and the distillate film is neglected. The inner and outer temperatures of the cover are taken to be equal.
- Heat fluxes and temperatures are constant at each instant through an hour.
- The temperature gradient over the brine in the still is neglected.
- The atmosphere inside the still is assumed to be non-absorbing medium.
- All equations are based on a unit basin area of  $1 \text{ m}^2$ .

Numerical solution is based on the fact that when the ambient conditions, initial water temperature and characteristics of the still are known, the only variable that affects the various heat transfer terms is the cover temperature. This temperature could be found by iterations so that heat loss from cover to surroundings ( $q_{ga}$ ) become equal to the sum of gains by radiation ( $q_r$ ), convection ( $q_c$ ), phase change ( $q_e$ ) and absorbed solar energy ( $\alpha_g I$ ):

$$q_{ga} = q_r + q_c + q_e + \alpha_g I \quad (4)$$

The convective heat transfer equation is an empirical relation taken from [6]. For this, saturation vapor pressures for both water and glass temperature are needed and were calculated from Antoniane equation which gives the pressure as a function of temperature [7].

Daily still output is found by summing hourly results according to

$$M = 0.90 (\eta_0 L.H.) \int_0^{24} q_c dt \quad (5)$$

where 0.90 is the ratio of water to glass area fixed by the geometry of the tested stills,  $\eta_0$  is the collection efficiency of distilled water assumed as 0.98 as suggested by [5]. The details of the equations used and the software itself is presented in [8].



### COMPARISON OF EXPERIMENTAL AND THEORETICAL RESULTS

In the comparison of the theoretical results obtained from the program with the experimental results, STILL 3 was used. The program was run 24 x 30 times meaning 24 hours through 30 experiment days. The main results are  $T_w$ ,  $T_g$ ,  $q_e$ ,  $q_r$ ,  $q_c$ , and  $M$ .

The theoretical results are higher for all tested days, deviation being about 15 %, although varied from 0.1 % up to 50 %. The results for an average day ( August 9 ) are presented in Figure 4.

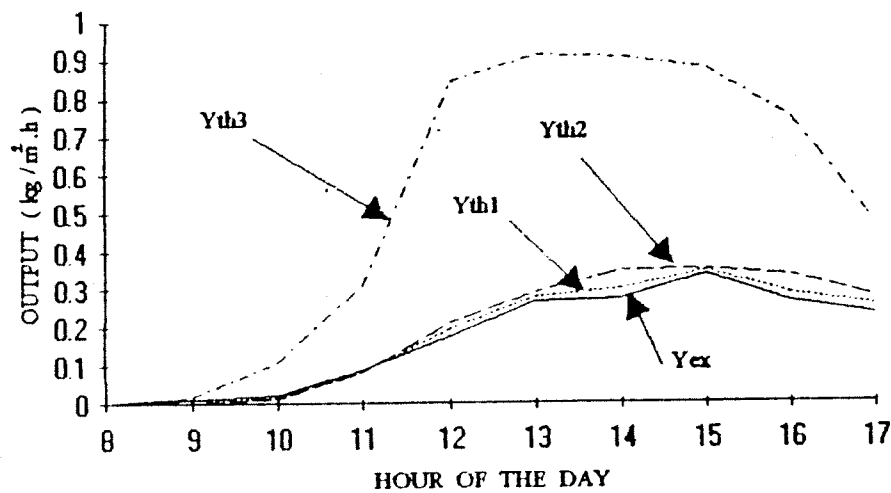


Figure 4. Hourly output of STILL 3:  $Y_{ex}$  experimental,  $Y_{th1}$  with measured water temperature and calculated transmittance,  $Y_{th2}$  with measured water temperature and constant transmittance, and  $Y_{th3}$  with calculated water temperature and transmittance.

It is seen that if measured hourly water temperatures are used in numerical solution, predictions are close to the measurements and varying glass transmissivity according Eq. 2 improves the prediction accuracy. However, if the water temperature at the intermediate hours are calculated by the program itself and used for the next hours, the theoretical prediction becomes much higher than the reality as the  $Y_{th3}$  curve on Fig. 4 indicates. This high deviation is due to an accumulation of over prediction of the water temperature during the previous hours of that day. A correction factor of 0.98 applied to the energy gain in the balancing equation would bring the results very close to each other. Such a correction may be related perhaps to the shadow effect of the still walls that is not considered in the formulation. Other effects that reduce the yield but ignored in the analysis include the leakage of ambient air during the removal of collected distillate for measurements at each hour and the salt deposition on the absorbing plate.

The cost of 1 m<sup>3</sup> of distilled water by using stills made from similar materials but constructed at a larger size is estimated as 828000 TL, or about \$ 20 in 1994 [8]

### *DEDICATION*

The authors wish to dedicate this work to late Prof. Dr. Ersoy Taşdemiroğlu who initiated this study but could not see its completion because of a car accident on dark, cold December 1994 day.

### *REFERENCES*

1. H.W. Harvey, "The Chemistry and Fertility of Sea Water", Second edition, Cambridge University Press, Cambridge, UK (1965)
2. P.L.Cooper "The maximum Efficiency of Single - Effect Solar Stills", Solar Energy 15, pp.205 - 217 (1973).
3. R.V.Dunkle, "Solar Water Distillation: The Roof Type Still and a Multiple Effect Diffusion Still", International Developments in Heat Transfer, Int. Heat Transfer Conference, University of Colorado, USA, Paris, pp.895-902 (1961).
4. M.A.S. Malik, G.N. Tiwari, A. Kumar, and M.S. Sodha, "Solar Distillation", Pergamon Press, Exeter, UK (1982)
5. R.N. Morse and W.R.W. Ready, "A Rational Basis for the Engineering Development of a Solar Still", Solar Energy 12, pp.5-17 (1968).
6. M.P. Garg "Advances in Solar Energy Technology, Volume 3", D.Reidel Publishing Company, Dordrecht, Netherlands (1987).
7. S.R. Sandler, "Chemical Engineering Thermodynamics", Second edition, John Wiley and Sons, New York (1989).
8. A. Ghoneym, "Experimental Study on the Effects of the Cover and Numerical Prediction of a Solar Still Output", M.S. Thesis, MITU, Ankara, Türkiye, (1995)

# **HEAT PIPE SOLAR COLLECTOR COMBINATION FOR ENERGY CONVERSION**

A.A.Ebrinc, R. Oskay and O. Kural

Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, Ankara 06531,  
Turkey

## **Abstract**

In this study, a heat pipe is designed, constructed and combined with a parabolic solar collector as an absorber in order to find the heat pipe effectiveness and compare it with that using trough absorbers. The brass heat pipe has 210 cm. length, 3.5 cm. outer diameter and 70 mesh brass screen as a wicking device. The transport of heat from the absorber section (source), to the condenser section (sink) is accomplished by latent heat of vaporization and the condensate is pumped through the wick to the heat source by capillary action thus eliminating the use of gravity or a pump. Mass flow rate and condenser inlet temperature of the heat transfer fluid are taken to be the basic controlling parameters on the performance of the solar collector combined with heat pipe, whereas heat pipe inside vacuum pressure and amount of working fluid have secondary importance. Performance tests are established in accordance with ASHRAE standards under varying load and solar radiation conditions.

## **INTRODUCTION**

Energy is the key to industrial development leading to the economic and social well-being of the world population. Energy requirement for humans has increased sharply throughout the development of civilization. Starting from wood and coal, energy sources come in a great variety including petroleum products, hydropower, biomass, solar energy. Some of the energy sources have some hazardous effects on human health, thus affecting environmental pollution. In renewable energy sources, solar energy is a good choice for the prevention of environmental pollution. In the literature, various investigations on the heat pipe solar collector for water and air heating are found through the 1960's. The characteristics of a heat pipe allowing long distance heat transfer with a small temperature drop was utilized in the space shuttles for temperature flattening requirement between two opposing surfaces. Sahin[1], has tested a parabolic trough solar collector in accordance with the standards under varying load and solar radiation conditions. Tracking the sun in two axis during the test periods and covering the top of the glass cover with a strip having one side faced to the absorber surface that was coated with reflector material to decrease the radiative heat losses from the absorber to surrounding were the modifications concluding that the mass flow rate of heat transfer fluid has direct effect on the performance of the collector. The scope of this study is limited to finding energy-effectiveness of a parabolic solar collector with a heat pipe for a typical domestic hot water in Turkey proportionally scaled down to laboratory size. The cost calculations are intentionally avoided. The uses of heat pipes as a mean of heat transport and removal would improve the overall efficiency of the system, since these devices can transport large quantities of heat with a relatively small temperature drop which gives them an extremely high effective thermal conductivity. The heat pipe was selected in this study as the medium of heat transfer in solar water heater because of the following outstanding features characterizing it:

- Suitable working fluids are available for the operational range  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- The heat pipe can handle very high axial heat fluxes at essentially constant temperature.
- The heat pipe is simple, robust and reliable. It has no moving parts and works quietly.
- It creates no frost problem.
- It has low heat capacity.

However, disadvantages of the heat pipe absorbers in solar collector systems are their possibly higher cost than simple tubes, degradation of heat pipe fluid at higher temperatures and dry-out at high temperatures or high irradiance levels.

## SYSTEM DESCRIPTION AND EXPERIMENTATION

Solar radiation is concentrated by means of a parabolic reflecting surface. Parabolic reflector with heat pipe on its focal length is oriented along East-West axis and tracked about East-West with manual adjustment to obtain maximum energy incidence having no appreciable variation in hourly output, but considerable variation in seasonal output. The data necessary for the evaluation of solar radiation falling on the aperture surface of concentrating collector is supplied by the M.E.T.U. Mechanical Engineering Department Weather Station. Heat transferring fluid flow rate and temperature over the condenser section of the heat pipe kept constant during each test is used as a controlling parameter on the efficiency of the collector.

### Heat Pipe

Absorber part of the system includes heat pipe. A heat pipe consists of a closed container fitted with a capillary structure and charged with a small amount of working fluid appropriate to the operating conditions. The fluid saturates the capillary structure, which is commonly called as wick. Heat transfer process within the pipe occurs when a temperature difference exists from one end to the other. The fluid absorbs incoming heat and is vaporized in the evaporator section of the pipe. The vapor moves to the condenser section, where the latent heat of the fluid is released by condensation of the vapor on the cooler surfaces. The liquid is returned to the evaporator by capillary forces in the wick. Since, pressure drop occurring within the heat pipe is normally small, the evaporation condensation cycle is essentially isothermal. Brass container has 210 cm length, 35 mm. outer and 33 mm. inner diameter. The evaporator adiabatic and condenser sections are 145 cm., 15 cm. and 50 cm. respectively. Water used as a working fluid has high liquid density, high surface tension and high heat of vaporization compared with other fluids. One disadvantage of water is the difficulty of evaporation at temperatures below 50°C. The pipe inside pressure must be low enough for the evaporation of fluid to take place. The factors for the choice of working fluid are summarized as a parameter called ' Figure of Merit ' or ' Liquid Transport Factor ',  $N_f$ , generally the merit number is desired to be as large as possible.

$$N_f = \frac{\sigma_f \rho_f h_{fg}}{\mu_f} \quad (1)$$

The prime purpose of wick is to generate capillary pressure to transport the working fluid from the condenser to the evaporator. It must also be able to distribute the liquid around the evaporator section. In the present design, about 10.5 layers of brass screens of mesh 70 is wrapped inside of the pipe wall. The thickness of wick sheet and diameter of wick wire are measured as 0.22 mm and 0.11 mm respectively. Since several layers of wick have been inserted, a spring pushing these layers onto the inner surface of the pipe has been used. As a spring material, stainless steel was selected due to compatibility with the working fluid. For optimum heat transfer, the ratio of the radius of the vapor core to the radius of the wick should be [2]:

$$\frac{r_v}{r_w} = \sqrt{\frac{2}{3}} \quad (2)$$

About 400 gr. of water is used as working fluid in all tests to saturate the wick. In all tests, brass container inside pressure was dropped to approximately 10 kPa. by vacuum pump. Under this point no way of decreasing the pressure to perfect vacuum could not be accomplished. About 3/4 of the length of the heat pipe is used as a radiation absorber and is coated with black paint with  $\alpha$  and  $\epsilon$  values of 0.89 and 0.83.. The glass cover used around the absorber has 1480 mm length, 67 mm outer diameter and 2.5 mm thickness. Transmissivity, absorptivity and reflectivity values of glass tube are 0.90, 0.02 and 0.08, respectively. The annulus between the glass cover and absorber is not evacuated. The reflector has 1465 mm length, 1140 mm width and 1340 mm peripheral width. The focal length of the parabola is 285 mm. The inner surface of the parabola is formed by 30 flat plate mirrors of widths ranging from

30 mm to 90 mm. The frame of the reflector was so designed that it can be aligned normally in the north-south direction and tracked in the east-west direction.

### THERMAL ANALYSIS

Performance of parabolic collector can be easily understood through the thermal analysis of the reflector and absorber combination. In this definition, useful energy plays an active role while calculating the efficiency,  $\eta$ .

$$\eta = \frac{\text{Actual useful energy obtained from the system}}{\text{Incident solar energy received by the collector}} \quad (3)$$

The above efficiency definition can be formulated as follows:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_g * G_b} \quad (4)$$

Then the efficiency is :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_g G_b} = [A_c F_R (\tau \alpha)_e \rho \gamma] / A_g - [F_R U_L A_a (T_{ci} - T_a)] / A_g G_b \quad (5)$$

$$\eta = m c_p (T_{co} - T_{ci}) / A_g G_b \quad (6)$$

Efficiency curves are plotted giving the intercept and slope as constants of the equation related to  $U_L$  and  $F_R$  as follow:

$$\eta = a + b (T_{ci} - T_a) / G_b \quad (7)$$

$$a = h_o = F_R (\tau \alpha)_e \rho \gamma A_c / A_g \quad (8)$$

$$b = A_a F_R U_L / A_g \quad (9)$$

Collector heat removal factor relates the actual useful energy gain of a collector to the useful gain if the whole collector surface is at the fluid inlet temperature and is given by Duffy and Beckman [4] as follows,

$$F_R = \frac{m c_p}{A_a U_L} [1 - e^{-(A_a U_L F' / m c_p)}] \quad (10)$$

$$F' = \frac{1 / (A_a U_L)}{[1 / (A_a U_L)] + R_f} \quad (11)$$

Thermal resistance,  $R_f$ , has three components for the tubular heat pipe absorber ,

$$R_f = \left[ \frac{RT^2 (2\pi RT)^{1/2}}{h^2 f_g P_v A} + \frac{\ln(r_w / r_v)}{2\pi k_w l} + \frac{\ln(r_p / r_w)}{2\pi k_p l} \right] \quad (12)$$

The mesh is considered consisting of a uniform square array of cylinders. The equivalent thermal conductivity is given by [5] as follows:

$$k_w = \frac{(\beta - \varepsilon)}{(\beta + \varepsilon)} k_l \quad (13)$$

$$\beta = \left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right) / \left(1 - \frac{k_s}{k_l}\right) \quad (14)$$

Then overall heat loss coefficient is,

$$U_L = \left[ \frac{1}{C(T_1 - T_2)^{0.25} + \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)\left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}} + \right. \quad (15)$$

$$\left. \left(\frac{D_1}{D_2}\right) \frac{1}{h_w + \sigma\epsilon_2(T_2^2 + T_a^2)(T_2 + T_a)} + \frac{D_1}{D_2} \frac{t_g}{k_g} \right]^{-1}$$

$$\text{where } C = \frac{17.74}{(T_1 + T_2)^{0.4} D_1 (D_1^{-0.75} + D_2^{-0.75})} \quad (16)$$

$$h_w = h_{c2a} = 4V_w^{0.58} D_2^{-0.42} \quad (17)$$

An approximate value of glass cover temperature can be obtained from [6],

$$T_2 = T_a + 0.163 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{0.4} h_w^{-0.67} [2 - 3\epsilon_1 + (6 + 9\epsilon_1)T_1 / 100](T_1 - T_a) \quad (18)$$

### CONCLUSION

Tests at 30, 40, 50 and 60 kg/h. mass flow rates were conducted to see its effect on the performance. Equations of the performance curves are all nearly the same at each flow rate. As a controlling limit of performance, the inlet temperature of heat transfer fluid is taken to be the dominant variable. Performance graphs are plotted taking the inlet heat transfer fluid temperature as another controlling parameter on the performance through Figures(1-3). The average wall temperature of evaporator is taken to be the controlling limit in  $(T_s - T_a)/G_b$  but some of the performance curves show an increasing trend as the temperature difference increases. However, standard deviations of the slope of the performance curves are larger than the slope in magnitude due to scattering of the data points. It means that the slope of the equations can be in permissible range as the temperature difference increases, performance of the collector decreases. So, the best performance curves are based on the inlet temperature of heat transfer fluid. In these tests, the effect of change in mass flow rate of cooling water on heat release does not seem to be dominant. Condenser cooling water mass flow rates and performance equations are tabulated in Table (1). Evaporator wall temperatures vary according to mass flow rate and inlet temperature of the heat transfer fluid in the condenser shell in range of 60°C-150°C in Fig.4. For each location on the absorber, two thermocouples are welded, one at the bottom and the other at the top. The upper thermocouple readings are higher than those of the lower ones. Since, working fluid in the wick will tend to drain downwards liquid in the top of the will dry out more easily. For the condenser section, there is an abrupt decrease of pipe surface temperature at a specified location that is located just under the inlet water port of the shell.

Table.1 Collector performance equations according to mass flow rates of cooling water.

Flow Rates kg/h	$\eta = a + b(\Delta T / G_b)$ , (%)			
	$\Delta T = (T_{c1} - T_a)$		$\Delta T = (T_s - T_a)$	
	a	b	a	b
30	38.32	-73.84	33.11	+32.71
40	38.94	-59.32	33.42	+46.06
50	40.12	-71.96	39.94	-11.47
60	40.65	-62.25	38.79	+5.81
All	38.66	-26.22	37.37	+8.30

Overall heat transfer coefficients and heat loss factors for each mass flow rate of condenser cooling water according to  $(T_{ci} - T_a)$  are tabulated in Table (2).

Table 2. Tabulation of  $U_T$  and  $F_R$  values for  $(T_{ci} - T_a)$  mode.

Mass Flow Rates (kg/h)	Experimental		Empirical	
	$U_T$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$F_R$	$U_T$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$F_R$
30	10.5686	0.7248	10.073	0.94138
40	8.3453	0.7366	9.6396	0.94890
50	9.8365	0.7589	9.4995	0.92901
60	8.4012	0.7688	9.6600	0.95380

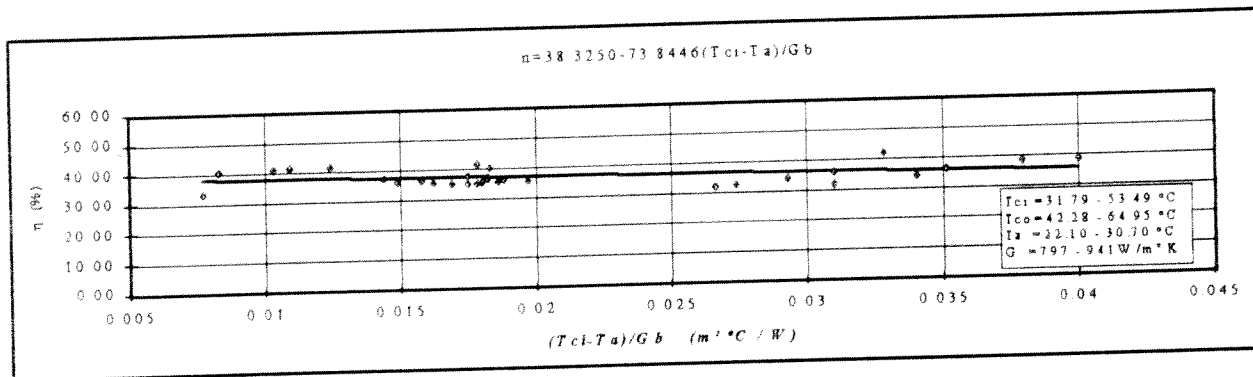


Fig.1. Thermal Performance of the Parabolic Collector with a Heat Pipe for  $m=30$  kg/h.

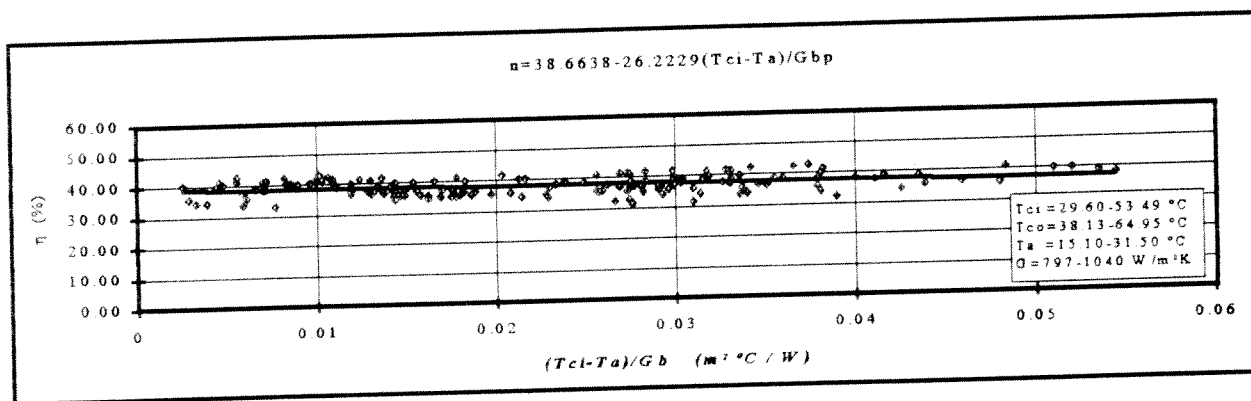


Fig.2. Thermal Performance of Parabolic Collector with a Heat Pipe for All Mass Flow Rates.

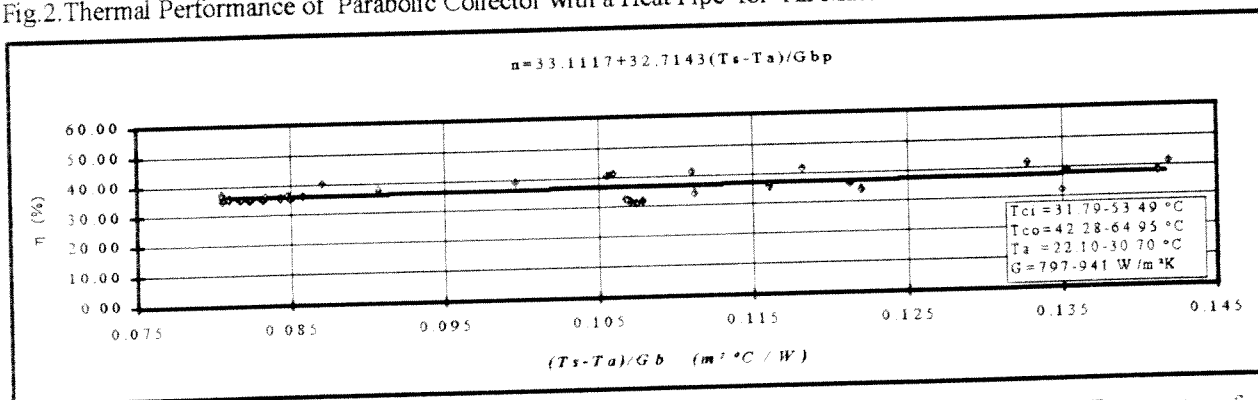


Fig.3. Thermal Performance of the Parabolic Solar Collector with a Heat Pipe for Average Surface Temperature for  $m = 30$  kg/h.

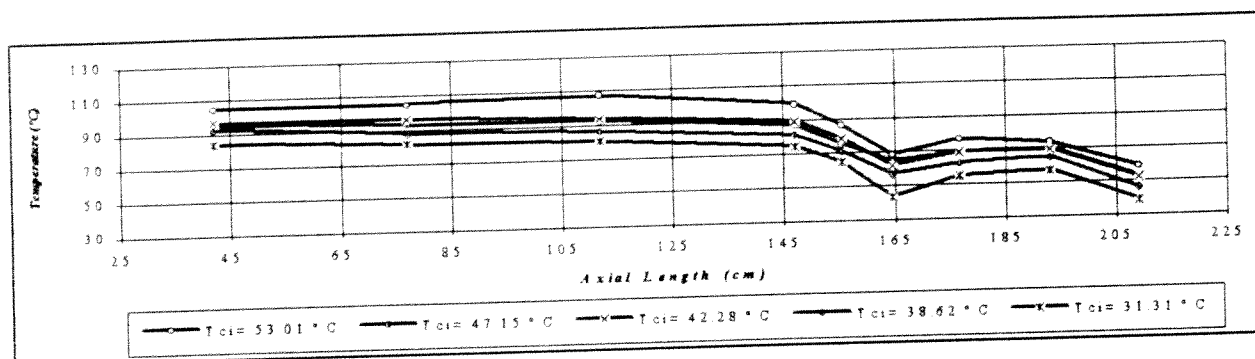


Fig.4. Axial Temperature Distribution of the Heat Pipe Solar Collector for  $m=40$  kg/h .

### NOMENCLATURE

$\sigma_f$	=liquid surface tension, N/m	$\dot{m}$	= mass flow rate of heat transfer fluid, kg/s
$\rho_f$	=liquid density, kg/m <sup>3</sup>	$D_1$	=absorber outer diameter, m
$\mu_f$	=liquid dynamic viscosity, kg/m.s	$D_2$	=glass cover outer diameter, m
$\sigma$	=Stefan -Boltzmann constant, W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>	$t_g$	=thickness of the glass cover, m
$r_v$	=vapor core radius	$k_g$	=thermal conductivity of the glass, W/m.K
$r_w$	=wick radius, m	$A_c$	=unshaded aperture area, m <sup>2</sup>
$G_b$	=direct solar irradiance, W/m <sup>2</sup>	$c_p$	=specific heat of fluid, J/kg.K
$A_g$	=collector gross area, m <sup>2</sup>	$T_a$	=ambient temperature, °C
$A_a$	=absorber area, m <sup>2</sup>	$T$	=average temperature of surface, K
$T_{ci}$	=temperature of fluid at inlet, °C	$F$	=collector efficiency factor
$T_{co}$	=temperature of fluid at outlet, °C	$r_p$	=outer radius of the absorber pipe, m
$U_L$	=overall heat tr. coefficient, W/m <sup>2</sup> K	$k_p$	=thermal conductivity of the pipe, W/m.K
$R_f$	=thermal resistance, K/W	$k_l$	=thermal conductivity of fluid, W/m.K
$r_w$	=wick outer radius, m	$l$	=length of the section, m
$k_s$	=ther. conductivity of wick, W/m.K	$V_w$	=wind velocity, m/s
$(\tau\alpha)_e$	=eff. transmittivity& absorbtivity	$\gamma$	=fraction of specularly reflected radiation.
$\rho$	=reflectivity of the concentrator sur.	$\epsilon$	=voidage fraction & emissivity of surfaces

### REFERENCES

1. Sahin A., Performance of the Parabolic Solar Collector Under Varying Load and Solar Radiation Conditions, Master of Science Thesis, Mechanical Engineering Department, METU, (1994).
2. Boratav N.O., Design and Construction of a Capillary Limited Heat Pipe, Master of Science Thesis, Mechanical Engineering Department, METU (1984).
3. ASHRAE Standart 93-1986, Method of Testing to Determine The Performance of Solar Collector, (1986).
4. Duffy J.A. and Beckman W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, (1980).
5. Dunn P.D. and Reay D.A., Heat Pipes, 2. Edition, Pergamon Press, Oxford (1978).
6. Mullick S.C. and Nanda S.K., Solar Energy, 42(1), 1-7 (1989).
7. Bhowmik and Mullick S.C., Solar Energy, 35(3), 219-225 (1985).



## BİBLİYOGRAFİK BİLGİ FORMU

1- Proje No: MISAG-49

2- Rapor Tarihi: Ocak 1998

3- Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri: 1.8.1993 - 31.1.1995

4- Projenin Adı: Güneş Radyasyon Bileşenlerinin Ölçümlerinin Teorik Sonuçlarla Karşılaştırılması ve Güneş Kolektörlerinin Verim Hesaplarında Değerlendirilmesi

5- Proje Yürütücüsü ve Yardımcı Araştırmacılar: Prof.Dr. Rüknettin Oskay (Yürütücü) Prof.Dr.Ersoy Taşdemiroğlu, Doç.Dr. Arif İleri, Ar.Gör. Abdurrahman Şahin, Ar.Gör. A.Aslan Ebrinç, Y.Lisans Öğr. Abdurrahman Ghoneyem

6- Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:

O.D.T.Ü. Makina Müh. Böl. 06531 Ankara

7- Destekleyen Kuruluş(ların) Adı ve Adresi:

TÜBİTAK-MISAG Atatürk Bulvarı No.221  
06100 Ankara

8- Öz (Abstract):

Prof.Dr. Ersoy Taşdemiroğlu tarafından önerilen ve TÜBİTAK-MISAG tarafından desteklenen proje bütçesinden yararlanarak oluşturulan güneş radyasyonu (ışınması) ölçme sistemini etkin kullanarak; (1993-1995) Döneminde O.D.T.Ü. Makina Müh. Bölümünde üç deneysel yüksek lisans tez çalışması tamamlanmıştır.

Bu çalışmalar kapsamında satın alınan güneş radyasyonu ölçme aygıtları ile O.D.T.Ü. Makina Müh. Bölümünün Meteoroloji İstasyonu geliştirilmiş ve ölçülen güneş radyasyonu ve meteorolojik veriler ilgili araştırmacıların kullanımına sunulmuştur.

Tez çalışmalarına ilişkin bilgiler rapor kapsamında anabazlıklar halinde özet olarak verilmiştir. Daha ayrıntılı bilgi için O.D.T.Ü. Makina Müh. Bölümü tez arşivine başvurulması önerilir.

Anahtar Kelimeler: Güneş Radyasyonu, Parabolik Kolektör, Isı Borusu, Su Damıtıcı

9- Proje ile ilgili Yayın/Tebliğlerle ilgili Bilgiler

- 2.Tez çalışmasından kaynaklanan Makale (Ek 1) Solar Energy Dergisine yayınlanmak üzere sunuldu.

- 3.Tez çalışmasından kaynaklanan Bildiri (Ek 2) 10.Ulusal Isı Bilimi Tekniği

10- Bilim Dalı: Kongresinde sunuldu.

Doçentlik B. Dalı Kodu: 625.04.02  
Uzmanlık Alanı Kodu:

ISIC Kodu:

11- Dağıtım (\*):  Sınırlı Sınırsız

12- Raporun Gizlilik Durumu :

 Gizli Gizli Değil

(\*) Projenizin Sonuç Raporunun ulaştırılmasını istediğiniz kurum ve kuruluşları ayrıca belirtiniz