

# HAVA JETLİ KURUTUCULARIN TEKNİK ve EKONOMİK ANALİZİ

Akın Burak ETEMOĞLU \*

*Yüksek hızlı hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşturdukları yüksek transfer katsayıları nedeniyle endüstride ısıtma, soğutma ve kurutma işlemlerinde sıklıkla kullanılırlar. Kurutma, sıcak hava vasıtasıyla bir katıdan sıvının uzaklaştırıldığı, ısı ve kütle transferinin bir arada eşzamanlı gerçekleştiği bir prosestir. Kurutma işlemlerinde enerji ekonomisi çalışmaları, sistemli ve metotlu bir şekilde yürütülmektedir. Bu çalışmada, çarpan hava jetlerinin kullanıldığı kurutucularda optimizasyon ilkeleri, teknik ve ekonomik analiz sunulmuştur.*

*Anahtar sözcükler : Çarpan hava jetleri, optimizasyon, ekonomik analiz.*

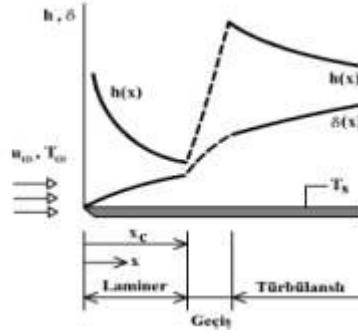
*High velocity air jets are widely used in industry for heating, cooling and drying, because of the high transfer coefficients that occur in the impingement region. Drying is a simultaneous heat and mass transfer operation in which the energy to evaporate a liquid from a solid is provided in the drying air. The intensive research on drying is continued especially based on optimisation of energy and process control. In this study, principles of optimisation, technical and economical analyses are presented for the dryers that use impinging air jets.*

*Keywords: Impinging air jets, optimisation, economical analysis.*

*Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü*

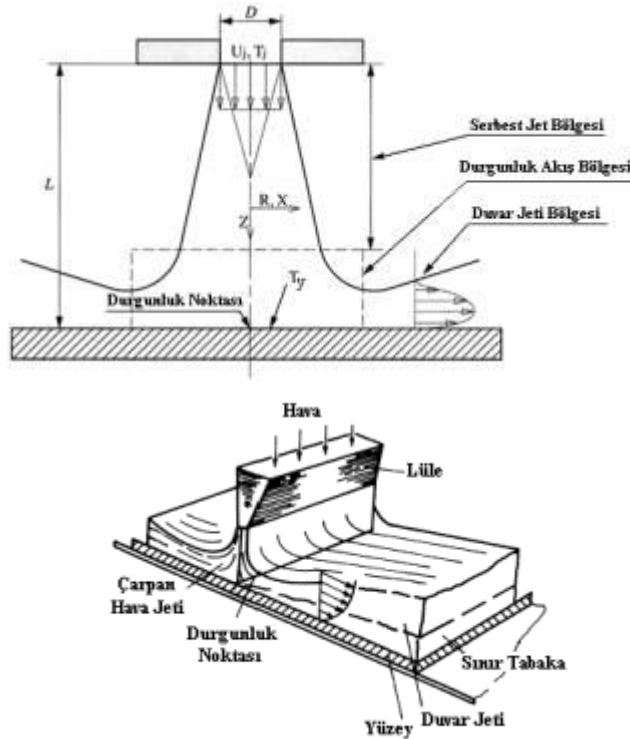
## GİRİŞ

Çarpan hava jetleri (lüleler), çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle, tekli ve çoklu olmak üzere, tekstil, kağıt ve kereste kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam levha temperlenmesi, metallerin ısı işlemleri, gaz türbini kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır [1]. Belli bölgelerde istenen kurutma işlemlerinde tek veya lüleler arasındaki adımın büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılırken, büyük yüzeyli kurutma ortamlarında ise (kağıt, tekstil vb. ürünler) jet dizileri kullanılır. Evaporatif kurutma miktarı eksenleri hareketli web (kağıt, plastik vs) yüzeyinin normali doğrultusunda yerleştirilmiş sıcak hava jetleri vasıtasıyla arttırılır. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalmakta ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Söz konusu ilişki Şekil 1'de verilmektedir [2].



**Şekil 1.** Hız Sınır Tabaka Kalınlığı, Isı Taşınım Katsayısı Değişimi

Şekil 2, tipik bir jetteki akışı ifade etmektedir. Lüleden durgun çevreye doğru sıcak hava püskürtülür. Çıkış noktasından itibaren uzaklık arttıkça, jet ile çevre arasındaki momentum aktarımı, jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Hız profili tüm jet kesiti boyunca sabit değildir, hız, lüle çıkışından itibaren uzaklık arttıkça, azalır. Çarpma bölgesi içinde akış, dik (Z) yönde yavaşlar, çarpaz (R veya X) yönde ise hızlanır ve "duvar jeti" olarak tanımlanan bölge oluşur.



**Şekil 2.** Çarpan Hava Jetlerinde Akış

Lüle dizileri, çarpma esaslı ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Tek bir lüleden olan akışkan akışı esnasında

oluşan serbest jet, durma ve duvar jeti bölgelerinin yanı sıra jet dizilerinde bitişik lülelerin duvar jeti bölgelerinin etkileşimi neticesinde "ikincil durgunluk bölgeleri" oluşur.

## OPTİMİZASYON

Endüstrinin her yönünde, sürekli gelişim fikri büyük önem taşımaktadır. Tasarımcı, elindeki hammaddeden en fazla ürünü imal etmeyi, gerçekleştirdiği yatırımdan en büyük kazancı elde etmeyi bekler. Optimizasyon bu istekleri gerçekleştirecek fikirlerin sunumudur. Optimizasyonda ana hedef, bir sistemi iyileştirmek, mükemmel hale yaklaştırmaktır. Tasarım parametrelerinin optimum kombinasyonu en uygun çözümü verecektir.

Çarpan hava jetlerinin kullanıldığı kurutma sistemlerinde ele alınması gereken tasarım parametreleri olarak şunlar sayılabilir :

1. Lüle sistemi (kutusu) yatırım maliyetleri : Lüle üretimi, basınçlandırma odası, dış muhafaza, malzeme, bakım vb.
2. Lüle sistemi (kutusu) işletim maliyetleri : Fan gücü, yakıt sarfiyatı vb.
3. Toplam sistem yatırım maliyeti : Hava sistemi (fan), soğutma veya ısıtma bölümü, kurutma enerjisi ihtiyacı vb.
4. Toplam sistem maliyetleri : Sermaye, kar, işletme operasyonları vb.

Pratikte, her bir lüle şekli ve konfigürasyonunun avantaj ve dezavantajları vardır. Örneğin, dairesel kesitli lüle dizilerinde daha iyi bir ısı transfer performansı elde edilebilmekte ancak kuruma yüzeyinde daha üniform bir ısı dağılımı ise iki boyutlu (yarıkli) lülelerde sağlanabilmektedir [1,3]. Lüle konfigürasyonunun seçimi; imalat maliyetine, bakım kolaylığına ve uygun fan seçimine bağlıdır. Bu seçim kriterlerinin yanı sıra yukarıda bahsedilen parametrelerde göz önüne alındığında tasarımcının bir optimizasyon çalışması yapması kaçınılmaz bir gerekliliktir. Tasarımcı yapacağı optimizasyon çalışması esnasında aşağıdaki hususları göz önünde bulundurmalıdır :

**Lüle Yüksekliği,  $Z/B$**  : Lüle çıkışında nispeten düşük olan türbülans seviyesi, çevre havasıyla olan şiddetli karışım neticesinde artar ve yaklaşık  $Z/B=8$  oranında maksimum değerine ulaşır. Hardisty ve Can (1983) ısı taşınım katsayılarının, lüle şekil ve konfigürasyonundan bağımsız olarak, boyutsuz lüle-yüzey mesafesi  $Z/B=8$  şartlarında en yüksek değer aldığını göstermişlerdir. Ayrıca, çalışmalarında efektif lüle boyutlarının  $B'$  ( $D'$ ), gerçek lüle boyutları  $B$  ( $D$ ) ile

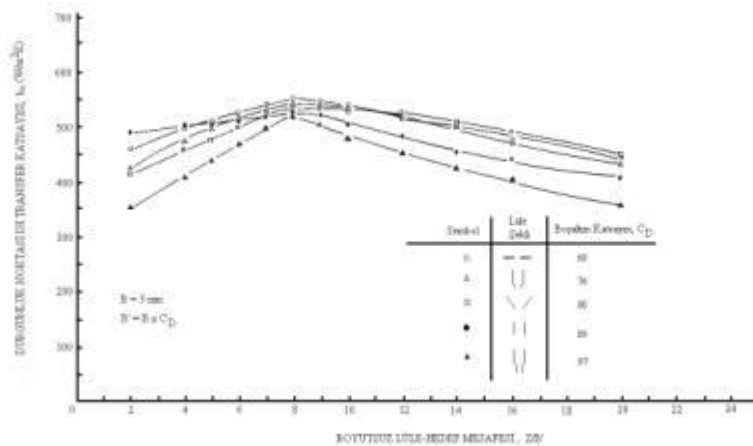
$B'(D') = B(D).C_D$  ifadesiyle ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. Burada  $C_D$  daralma katsayısını göstermektedir.

**Lüle Şekli** : Hardisty ve Can (1983) deneysel çalışmalarında lüle şeklinin tek başına ısı transfer miktarlarını etkilemediğini göstermiş ve bu nedenle lüle üretim maliyetlerinin tasarımcı tarafından dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir.

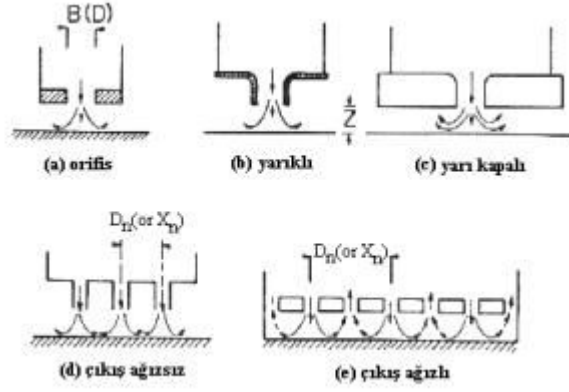
Şekil 3, sabit bir Reynolds sayısında, durgunluk noktası ısı transfer katsayısı,  $h_0$ , üzerine lüle şeklinin etkisini değişik  $Z/B'$  değerleri için vermektedir. Şekil 3'de verilen tüm eğrilerin  $Z/B'=8$  değerinde bir maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Efektif lüle genişliği ile gerçek lüle genişliği arasındaki ifade  $B'=B.C_D$  şeklinde verilmiş olup, daralma katsayısını ( $C_D$ ) deneysel olarak veren korelasyon Hardisty ve Can (1983) tarafından

$$C_D = 0.64 V_E^{0.10}$$

olarak tespit edilmiştir. Bu sonuçlar, boşaltım katsayısının ( $C_D$ ), havanın lüleden çıkış hızı ( $V_E$ ) ve lüle şekliyle değiştiğini, lüle genişliği ile değişmediğini göstermektedir. Şekil 4'de ise çeşitli lüle şekilleri verilmektedir.



Şekil 3. Lüle Şeklinin Durgunluk Noktası Isı Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi [3].



*Şekil 4. Lüle Şekilleri [3].*

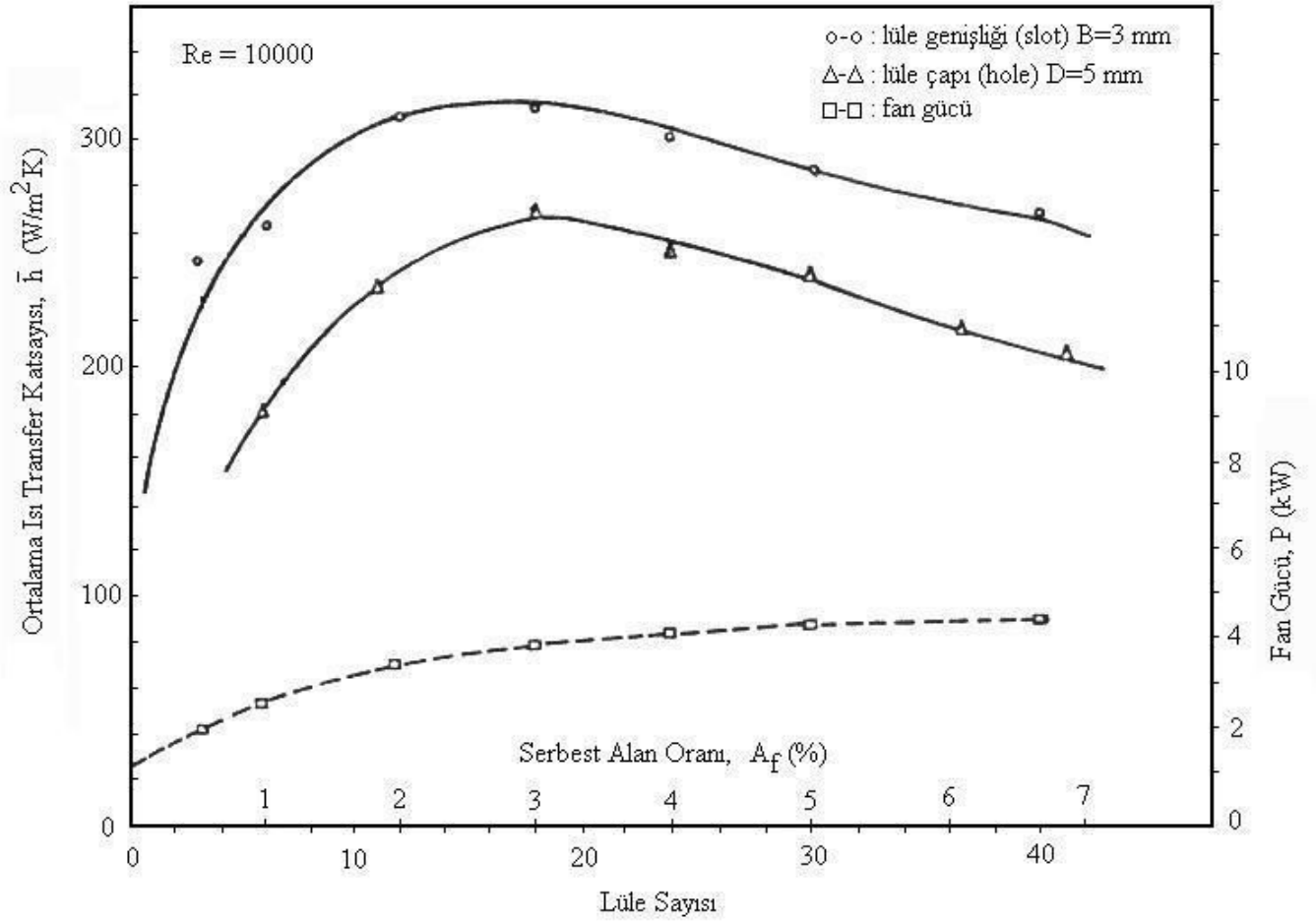
**Lüle Genişliği (Çapı),  $B(D)$**  : Lüle genişliği (çapı), kütleli debiye etki edeceğinden yatırım ve işletme maliyetlerini ilgilendiren önemli bir tasarım parametresidir. Çoklu lüle sistemlerinde optimum lüle genişliği veya çapını belirlemede, tasarımcı lüle genişliğinin (çapının) ısı transferi üzerindeki etkisinin yanı sıra fan gücü, ihtiyaç duyulan lüle sayısı ve lülelerin imalat masraflarını da göz önüne almalıdır. Lüle genişliği ortalama ısı transfer katsayısını ( $\bar{h}$ ) etkiler. Sabit bir fan gücünde, ortalama ısı transfer katsayıları,  $\bar{h}$  lüle genişliğinin ( $B$ ) azalmasıyla artar.

**Hava Hızı,  $V_E$**  : Fanlarda ihtiyaç duyulan elektrik gücü, sistemdeki lokal ve sürtünme kayıplarını karşılayacak, kurutulacak numune üzerine gönderilecek yeterli hava hızını sağlayacak basınç artışını sağlamalıdır. Isı taşınım katsayıları hava jet hızıyla ( $V_E$ ) orantılıdır. Hava hızındaki artış fan gücünde önemli bir artış gerektirir ve ayrıca fanların ve jetlerin her ikisinin de gürültü seviyesinde istenmeyen bir artışa neden olur.

**Hava Sıcaklığı,  $T_A$**  : Kurutulacak numune üzerine püskürtülecek hava sıcaklığı, hava ve numune sıcaklıkları arasındaki farkı değiştireceğinden, doğrudan ısı akısını etkileyecek bir parametredir. Aynı zamanda havayı  $T_A$  sıcaklığına ulaştırmak için harcanacak enerji, toplam maliyeti de etkileyecektir.

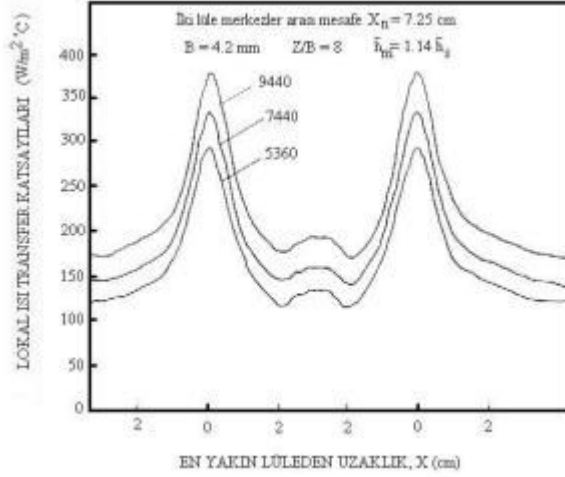
**Lüleler Arası Mesafe,  $X_n$**  : Lüleler arası mesafe, direkt olarak optimum serbest alan ( $A_f$ ) ile ilişkilidir. Serbest alan ( $A_f$ ) lüle çıkış alanının ısı transfer yüzey alanına oranı olup ele alınması gereken temel bir parametredir.

Can (2002), transfer edilen ısı miktarının fan gücüne oranının serbest yüzey alanına bağlı olarak optimize edilebileceğini belirtmiş, değişik genişlik ve delik çapları için fan güçlerini gösteren Şekil 5'in istenen fan gücüne uygun bir lüle sistemini seçmek için kullanılabileceğini tespit etmiştir.



**Şekil 5.** Dairesel ve Yarıkli Lülelerde Ortalama Isı Transfer Katsayısı, Serbest Alan ve Fan Gücü İlişkisi [4].

İkincil Durgunluk Noktası (Bölgesi) : İkincil durgunluk noktası, iki jet arasında duvar jetlerinin kesişmesiyle oluşur. Bu bölgedeki ısı transferi, türbülanslı akış nedeniyle artan ısı transfer katsayıları nedeniyle artar (Şekil 6)  $\bar{h}_a$  çoklu lüle,  $\bar{h}_s$  ise tekli lülede ortalama ısı taşınım katsayılarını göstermektedir.



**Şekil 6.** Lokal Isı Transfer Katsayısının Lüleler Arası Mesafeyle Değişimi [5].

Yukarıda ele alınan tasarım parametreleri aşağıdaki formda yazılabilir :

$$\bar{h} = f(V_E, B(D), Z/B(Z/D), X_n(D_n))$$

Ancak sadece ısı transferi dikkate alındığında lüle konfigürasyonu seçimi için aşağıdaki üç değişik parametre optimum şartların oluşturulması için kullanılabilir :

1. Lüle yüksekliği açısından  $Z/B'=8$  yada  $Z/D'=8$  ve  $B'=B \times CD$ ,  $D'=D \times C_D$  olmalıdır.
2. Lüle genişliği (çapı) açısından en dar lüle genişliği  $B=2.0$  mm, en küçük çap  $D=5.0$  mm olmalıdır.
3. Lüleler arası mesafe optimum serbest alan,  $A_f$  ile ilgilidir. Yarıklı lülelerde  $A_f=\%2.5$  alınmalıdır ( $B=2.0$  mm ve  $B=2.5$  mm için). Dairesel kesitli lülelerde ise  $A_f=\%3.0$  alınmalıdır ( $D=5.0$  mm ve  $D=10$  mm için).

## EKONOMİK ANALİZ

### Fanlar ve Isıtma İçin Enerji İhtiyacı

Çarpan hava jetleri aracılığıyla kurutmanın gerçekleştiği sistemlerdeki hava sirkülasyonu fanlar aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Elektrik enerjisi kullanarak çalışan fanların, sistem içindeki her türlü sürtünme ve lokal kayıpları yenecek ve yeterli basınçla lülelerden sıcak havayı püskürtecek kadar enerjiye sahip olması gereklidir. Kurutmada kullanılacak olan ısı enerjisi ise havaya, ısı eşanjörleri vasıtasıyla ya da doğrudan yakıt kullanmak suretiyle verilebilir.

Bu bölümde, en düşük kurutma maliyetini sağlamak, enerji ihtiyacını optimize etmek amacıyla, belli lüle çıkış hızları ( $V_E$ ) ve sıcaklıklarında ( $T$ ), basınç



düşümleri, sisteme gönderilmesi gerekli hava debisi ve ısı enerjisi miktarları tespit edilecektir.

### Fan Gücü

Çalışmada göz önüne alınan ve çarpan hava jetlerinin kullanıldığı kurutma sistemlerinde, kurutma havası basınçlandırma odasında düşük bir hız değerinden,  $P_A$  basıncında  $V_E$  lüle çıkış hızına ulaştırılarak numune üzerine gönderilir. Avcı ve Can (1999) çalışmalarında basınçlandırma odası çıkışındaki hız değerinin ( $V_H$ ), lüle çıkış hızının ( $V_E$ ) altıda birini aşmaması gerektiğini belirtmişlerdir [6].

$$v_H = \frac{1}{6} v_E \quad (1)$$

Bu bilgi esas alınarak, ihtiyaç duyulan basınç değeri Bernoulli Denklemi kullanılarak tespit edilebilir. Basınçlandırma odası çıkış noktası ve havanın atmosfere açıldığı noktalar arasında Bernoulli Denklemi yazılırsa;

$$P_H - P_A = \frac{1}{2} \rho (v_E^2 - v_H^2) = \frac{1}{2} \rho (v_E^2 - \frac{1}{36} v_E^2) \quad (2)$$

ifadesi elde edilir. Basınçlandırma odası çıkış ve atmosfere açılma noktaları, herhangi bir referansa göre aynı seviyede olup, potansiyel enerji terimleri elenir ve

$$P_H - P_A = \frac{1}{2} \rho (v_E^2 - v_H^2) = \frac{1}{2} \rho (v_E^2 - \frac{1}{36} v_E^2) \quad (3)$$

haline dönüşen denklemde, herhangi bir  $T$  sıcaklığında havanın yoğunluğu,  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ )

$$\rho = \frac{\rho_A T_A}{T} \quad (4)$$

şeklinde ifade edilerek;

$$P_H - P_A = \frac{1}{2} \frac{\rho_A T_A}{T} (\frac{35}{36} v_E^2) \quad (5)$$

elde edilir. Çevre şartları  $15^\circ\text{C}$  kabul edilerek  $\rho_A = 1.225 \text{ kg/m}^3$  tespit edilir. Değerler yerine yazılarak basınç farkı;

$$P_H - P_A = \Delta H = 171.6 \frac{v_E^2}{T} \quad (6)$$

olarak elde edilir.



Genişliği  $B$ , uzunluğu  $w$  olan yarıkli (slot) bir adet lüle için hacimsel debi,  $\dot{V}$  ( $m^3/s$ ), kesit alanı  $A$  ve lüle ęıkıř hızı  $V_E$ 'e bağlı olarak;

$$\dot{V} = Av_E = wBv_E \quad (7)$$

şeklinde yazılabilir. Gerekli fan g¼c¼,  $N$  ise, 1 m uzunluğunda, genişliği 3 mm olan bir yarıkli lüle için;

$$N = \dot{V} \Delta H = wBv_E 171.6 \frac{v_E^2}{T} = 0.513 \frac{v_E^3}{T} \quad (8)$$

olarak bulunur.

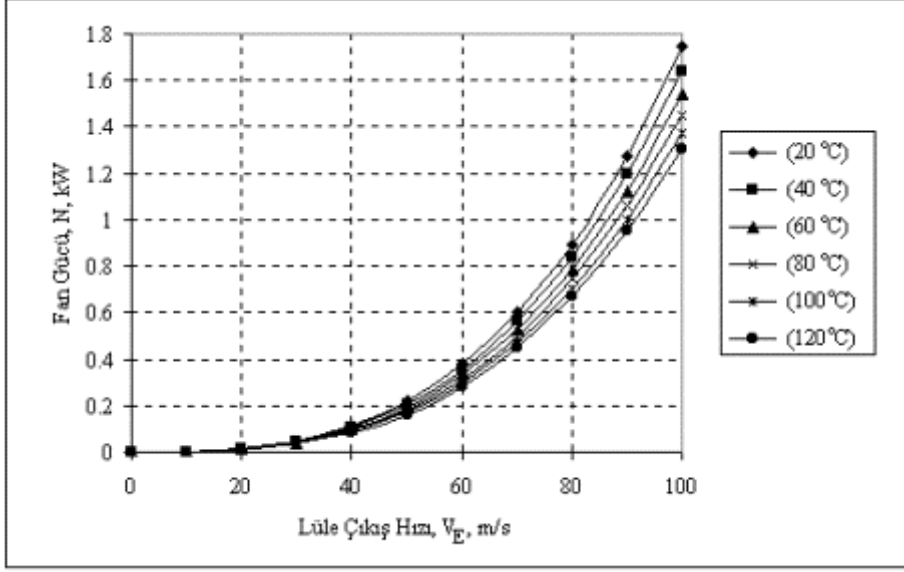
Çapı  $D$  olan dairesel kesitli (hole) bir adet lüle için hacimsel debi,  $\dot{V}$  ( $m^3/s$ ), kesit alanı  $A$  ve lüle ęıkıř hızı  $V_E$ 'e bağlı olarak;

$$\dot{V} = Av_E = \frac{\pi D^2}{4} v_E \quad (9)$$

şeklinde yazılabilir. Gerekli fan g¼c¼,  $N$  ise, 5.8 mm ęapında bir dairesel lüle için;

$$N = \dot{V} \Delta H = \frac{\pi D^2}{4} v_E 171.6 \frac{v_E^2}{T} = 0.00453 \frac{v_E^3}{T} \quad (10)$$

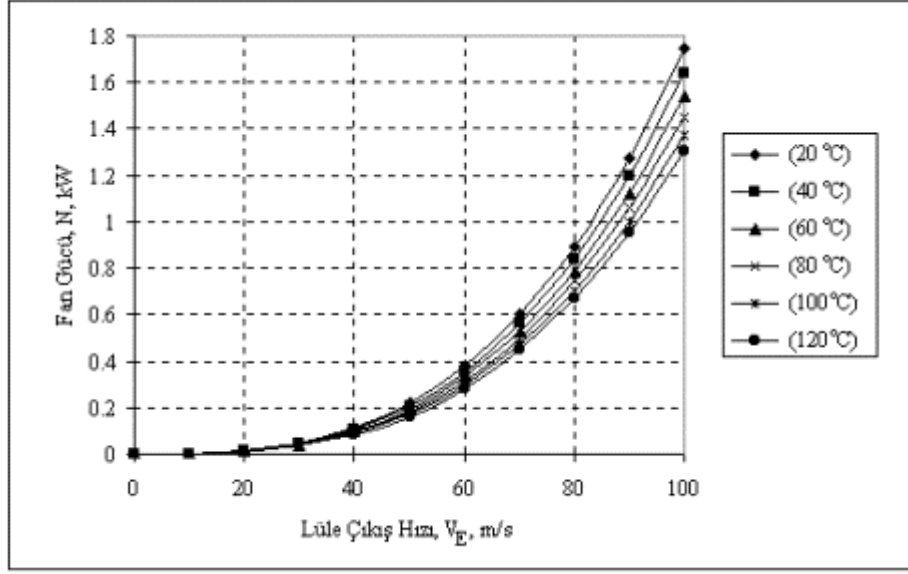
olarak bulunur. şekil 7'de l¼leden ęıkan havanın sıcaklığı ve hızına bağlı olarak sistemde geręekleřen basınç d¼ř¼mleri g¼sterilmiřtir [7].



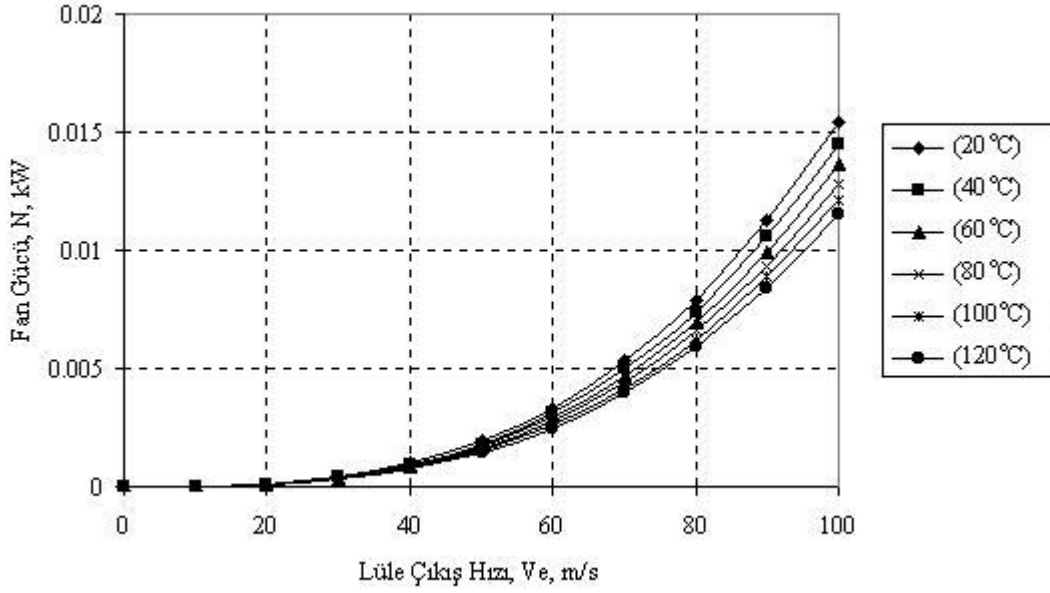
*Şekil 7. Lüle Çıkış Hızı Basınç Düşümü İlişkisi*

Şekil 8'den görüldüğü gibi fan gücü üzerinde etkili olan asıl parametre hız olup, 20°C ve 120°C arasında değiştirilerek etkisi incelenmiş olan sıcaklık büyük bir farka sebep olmamıştır. Lüle çıkış hızı, 40 m/s'den 100 m/s'ye arttırıldığında ihtiyaç duyulan fan gücünün yaklaşık 15 kat arttığı görülmüştür. Benzer durum dairesel kesitli lüleler için Şekil 9'da görülmektedir [7].

İhtiyaç duyulan fan gücünü belirlerken, havayı hareketlendirmek için gereken enerjinin yanı sıra sistemdeki sürtünme ve lokal kayıpların da yenilmesi gerektiği unutulmamalıdır.



Şekil 8. Yarıklı Lülede Fan Gücü-Hız İlişkisi



Şekil 9. Dairesel Lülede Fan Gücü-Hız İlişkisi

### Isıtıcı Gücü

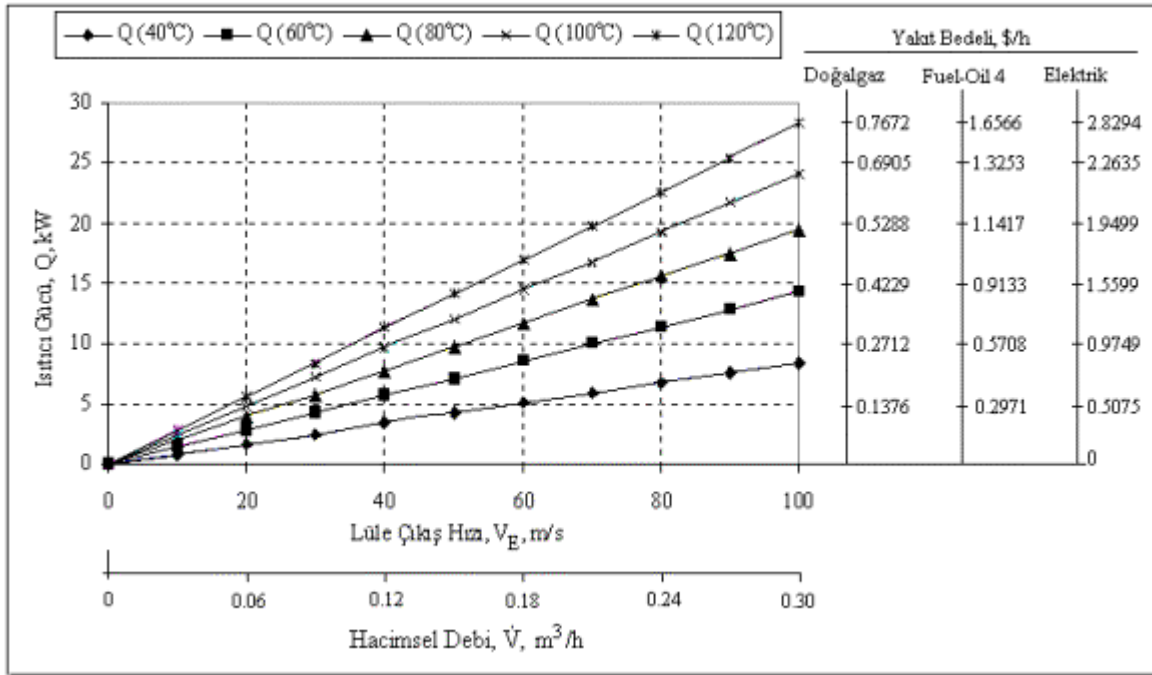
Lüleden atılacak olan havanın, çevre sıcaklığı olan  $T_A$  değerinden istenilen herhangi bir  $T$  sıcaklığına kadar ısıtılması esnasında gerek duyulan enerji, kütleli debiyi göstermek üzere,

$$Q = \dot{m} C_p (T - T_A) = \rho_A T_A A v_E C_p \left( 1 - \frac{T_A}{T} \right) \quad (11)$$

ifadesinden hesaplanabilir. İhtiyaç duyulan ısıtıcı gücünün elde edilebilmesi için gereken yakıt miktarı B,

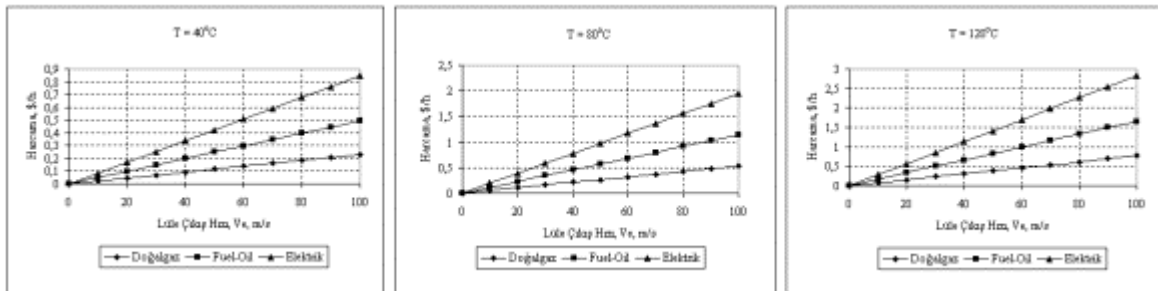
$$B = \frac{Q}{Hu \cdot \eta} \quad (12)$$

ifadesiyle hesaplanabilir. Burada; Hu, yakıt alt ısı değeri (kcal/m<sup>3</sup>, kcal/kg veya kcal/kWh), h ise yanma verimini göstermektedir. 3 mm genişliğinde 1 m uzunluğunda yarıklı bir lülede, laboratuvar şartları 15°C alınmak şartıyla, hıza ve sıcaklığa bağlı olarak ihtiyaç duyulan ısıtıcı güçleri ve saatlik çalışma maliyetleri Şekil 10'da verilmektedir.



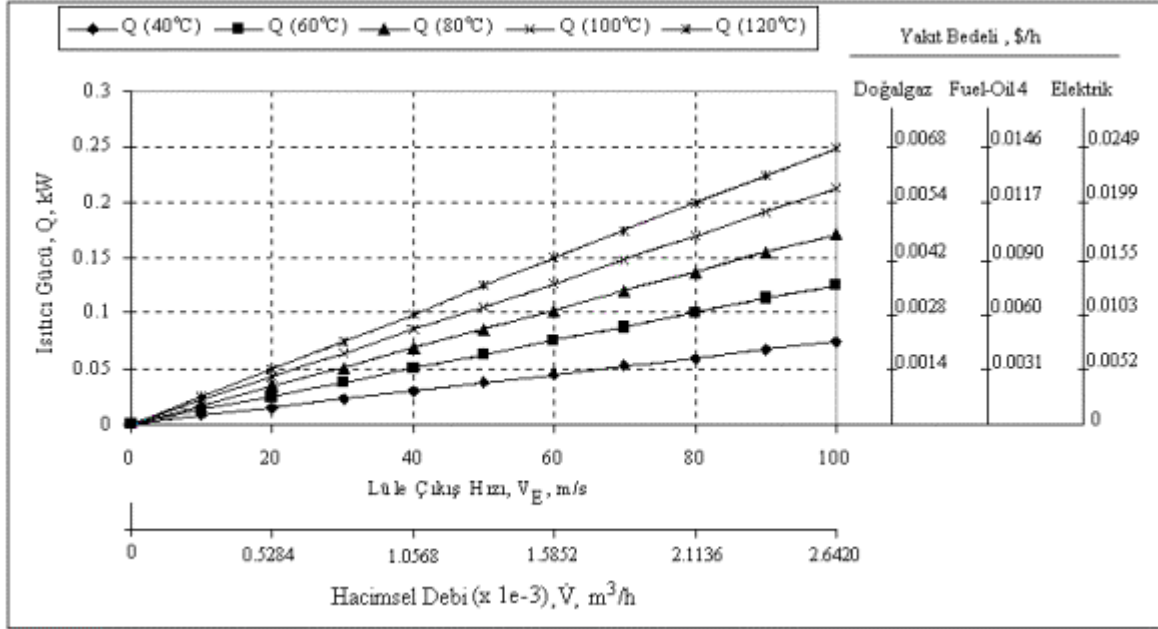
Şekil 10. Yarıklı Lülede Isıtıcı Gücü İhtiyacı Değişimi

Şekil 11, farklı sıcaklık değerlerinde çalıştırılan bir yarıklı lülede hız değerleri ile ısıtma giderlerinin değişimi gösterilmiş olup her şartta en ucuz ısıtma maliyeti doğalgazda elde edilmiştir [7].



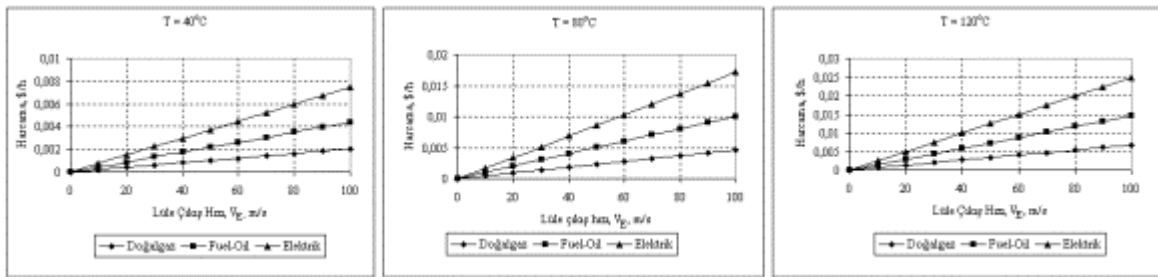
**Şekil 11.** Değişik Sıcaklıklarda Yarıklı Lüle İçin Farklı Yakıtlara Ait Isıtma Maliyetleri

Benzer çalışma, aynı laboratuvar şartları için dairesel kesitli lüleler için tekrarlanmış ve sonuçlar Şekil 12'de sunulmuştur. Çalışmada ele alınan lüle çapı 5.8 mm'dir.



**Şekil 12.** Dairesel Kesitli Lülede Isıtıcı Gücü İhtiyacı Değişimi

Dairesel kesitli lüle için yakıtlar arasındaki değerlendirme Şekil 13'de verilmektedir. Yarıklı lülelerdeki gibi, en ucuz ısıtma maliyeti sağlayan yakıt türü olarak doğalgaz tespit edilmiştir.



**Şekil 13.** Değişik Sıcaklıklarda Dairesel Lüle İçin Farklı Yakıtlara Ait Isıtma Maliyetleri

İhtiyaç duyulan ısıtma enerjisini belirlerken, brülör, ısı eşanjörü, basınçlandırma odası ve kanallardaki sistem kayıpları göz önüne alınmalıdır.

Birim fiyatlar ve harcamalar, 25 Nisan 2003 tarihi birim fiyatları esas alınarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan değerler ve yakıtların enerji içeriği açısından karşılaştırılması aşağıda verilmektedir (Çizelge 1).

*Çizelge 1. Yakıtların Enerji İçeriği ve Maliyet Yönünden Karşılaştırılması*

	<i>Birim</i>	<b>Alt Isıl Değer</b>	<b>Birim Fiyat</b>	<i>Ortalama Verim</i>	<b>\$/1000 kcal</b>
Doğalgaz	m <sup>3</sup>	8250 kcal/m <sup>3</sup>	386911 TL/m <sup>3</sup>	0.93	0.0315
Fuel-Oil 4	kg	9700 kcal/kg	845000 TL/kg	0.80	0.0681
Elektrik	kWh	860 kcal/kWh	185981 TL/kWh	0.99	0.1163
<b>1 ABD \$ : 1598764 TL</b>					

**Toplam Enerji Maliyetleri**

Yakıtlar farklı birimlere sahip olduklarından karşılaştırılabilirmeleri ancak eşdeğer bir temel tanımlanarak yapılabilir. Bu temel Çizelge 1'de görüldüğü gibi 1000 kcal'nin maliyetidir. İki örnek durum ele alarak kurutma sistemi toplam enerji maliyetlerini karşılaştıralım:

**Örnek 1.**

6 odalı, her odasında 12 yarık lüle bulunan, fiziksel özellikleri B=3 mm, w=1 m olan lüleler 80°C sıcaklık ve 60 m/s hız şartlarında işletilsin :

Lüle sayısı	:	72
Fan gücü (Şekil 8'den)	:	$72 \times 0.31377 = 22.6 \text{ kW}$
Kayıplar (%30 kabul)	:	$22.6 \times 1.3 = 29.38 \text{ kW}$
Isıtıcı gücü (Şekil 10'dan)	:	$72 \times 11.6945 = 842.0 \text{ kW}$
Sistem kayıpları (%20 kabul)	:	$842.0 \times 1.2 = 1010.40 \text{ kW}$

**Maliyetler (saatlik) :**

*Fan gücü*

Elektrik	:	$29.38 \times 0.099 = 2.9086 \text{ \$}$
----------	---	--

*Isıtıcı gücü*

Doğal gaz	:	$72 \times 0.3172 = 22.8384 \text{ \$}$	♠	Toplam : 25.7470 \$
-----------	---	---	---	---------------------

Fuel-Oil 6	: 72 x 0.6850 = 49.32 \$	♠	Toplam : 52.2286 \$
Elektrik	: 72 x 1.1699 = 84.2328 \$	♠	Toplam : 87.1414 \$

2000 saatlik bir işletme süresi alındığında kurutma işlemi için harcanan enerji maliyetleri 51494 \$ ile 174282.8 \$ arasında olacaktır.

### Örnek 2.

Çapı 5.8 mm olan 9600 lüleden oluşan bir kurutucu 80°C sıcaklık ve 60 m/s hız şartlarında işletilsin :

Lüle sayısı	:	9600	
Fan gücü (Şekil 9'dan)	:	9600 x 0.00277 = 26.592 kW	
Kayıplar (%30 kabul)	:	26.592 x 1.3 = 34.57 kW	
Isıtıcı gücü (Şekil 12'den)	:	9600 x 0.1030 = 988.8 kW	
Sistem kayıpları (%20 kabul)	:	988.8 x 1.2 = 1186.56 kW	

### Maliyetler (saatlik) :

#### Fan gücü

Elektrik : 34.57 x 0.099 = 3.4224 \$

#### Isıtıcı gücü

Doğal gaz : 9600 x 0.002794 = 26.8224 \$ ♠ Toplam :  
30.2448 \$

Fuel-Oil 6 : 9600 x 0.006033 = 57.9168 \$ ♠ Toplam :  
61.3392 \$



Elektrik	: 9600 x 0.010303 = 98.9088 \$	♠	Toplam :
102.3312 \$			

2000 saatlik bir işletme süresi alındığında kurutma işlemi için harcanan enerji maliyetleri 60489.6 \$ ile 204662.4 \$ arasında olacaktır.

## SONUÇ

Çevre kirliliği ve enerji ekonomisi açısından, endüstride sıklıkla karşımıza çıkan çarpan hava jetlerinin kullanıldığı sistemlerde, harcanan yakıt miktarlarının bilinmesi gereklidir. Bu doğrultuda yapılan optimizasyon çalışmaları neticesinde; lüle tipinden bağımsız olmak üzere en yüksek ısı transferinin elde edilebileceği halin, lüle-hedef aralığı  $Z/B'=8$  ya da  $Z/D'=8$  şartı olduğu tespit edilmiştir. Transfer edilen ısı miktarının, lüle daraldıkça arttığı belirlenmiştir.

Yarıklı ve dairesel lüleler ele alınarak, her iki lüle tipi için ayrı ayrı ekonomik analiz gerçekleştirilmiş, saatlik işletme maliyetleri tespit edilmiştir. Her iki lüle tipi için, fuel-oil, elektrik ve doğalgaz, enerji girdisi olarak ele alınmış, yakıt sarfiyatları tespit edilmiş ve elde edilen yakıt maliyetleri karşılaştırılarak en ekonomik yakıtın doğalgaz olduğu bulunmuştur.

Sonuç olarak, bu çalışma, çarpan hava jetlerinin kullanıldığı endüstriyel uygulamalarda kullanıcılara ve araştırmacılara, anlaşılabilir yapıyla, işletme masraflarının tespiti açısından ışık tutmakta, enerji ekonomisi çalışmalarına destek vermektedir.

## TEŞEKKÜR

Yazar, Prof. Dr. Muhiddin CAN ve Prof. Dr. Atakan AVCI'ya yorum ve katkılarından dolayı teşekkür eder.

## KAYNAKÇA

1. Can, M., Etemoğlu, A.B., Avcı, A., Experimental Study of Convective Heat Transfer Under Arrays of Impinging Air Jets From Slots And Circular Holes, Heat and Mass Transfer, 38, pp. 251-259, 2002.
2. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, New York, 886 p., 1996.
3. Hardisty, H., Can, M., An Experimental Investigation Into the Effect of Changes in the Geometry of a Slot Nozzle on the Heat Transfer Characteristics of an Impinging Air Jet, Proc. Instn. Mech. Eng. Engineering Sciences Division, 197C, pp. 7-15, 1983.

4. **Can, M.**, Simultaneous Convective Heat and Mass Transfer in Impingement Ink Drying, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 25, pp. 863-874, 1998.

5. **Can, M.**, Experimental Optimization of Air Jets Impinging on a Continuously Moving Flat Plate, Heat and Mass Transfer, DOI. 10.1007/S00231-002-0319-6, published online : 22.Oct.2002.

6. **Avcı, A., Can, M.**, The Analysis of the Drying Process on Unsteady Forced Convection in Thin Films of Ink, Applied Thermal Engineering, 19, pp. 641-657, 1999.

7. **Etemoğlu, A.B.**, Eşzamanlı Isı ve Ktle Transferinin Heterojen Malzemelerde Geęici Rejimde Matematik Modellenmesi, Doktora Tezi, Uludağ niversitesi, Fen Bilimleri Enstits, 2003.