

4.2. EKSENEL VANTİLATÖRLERİN BİLGİSAYARLA BOYUTLANDIRILMASI

Yrd .Doç .Dr.Asaf VAROL
Tek.Eğt .Fak.
Makina Eğitimi Bölüm Başkanı
ELAZIĞ

Mak .Müh. İbrahim UZUN
F.Ü.Bilgi İşlem Daire Başkan Vekili
ELAZIĞ

ÖZET

Bu bildiri de bilgisayar kullanarak eksenel vantilatörlerin ana boyutlarının tesbiti ve uygun kanat konumunun bulunması araştırılmıştır. En iyi şartları sağlayan kanat konumu birinci adımda kanat profilini sabit tutarak değişik konumlarda alınan sonuçlar bilgisayarda geliştirilen bir programla değerlendirilmiş ve verimin iyi olduğu nokta tesbit edilmiştir.

Eksenel vantilatörün ana boyutlarının bulunmasında basınç farkı ve debinin bilinmesi genelde yeterli olmaktadır. Ancak elde edilecek boyutlar bazen uygun olmamaktadır. Çünkü bu makinanın yerleştirileceği yer ve imalat problemleri de dikkate alınmalıdır. Çalışmanın ikinci adımında kanat profilleri değiştirilerek daha önce belirlenen uygun konuma yaklaşım deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır.

Deneysel sonuçlar bilgisayarda değerlendirilerek ana boyutlara göre uygun çalışma profili ve kanat konumlarının tasarımı yapılmıştır. Böylece uygun şartlarda daha verimli ve küçük boyutlarda eksenel vantilatör yapımının mümkün olabileceği kanıtlanmaya çalışılacaktır.

GİRİŞ

Vantilatörler her türlü sanayi kuruluşlarında ve bürolarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanım alanlarına göre değişik tip ve boyutlarda imal edilmektedir. Çalışma şartları sınırı içinde, istenildiğinde değişik durumlarda çalıştırılmaya elverişli bir vantilatör kullanmak daha uygun olacaktır.

Bu amaçla kanat konumları ve kanat profilleri değiştirilebilen bir deney setinde bazı araştırmalar yapılmıştır. Burada vantilatörün optimum çalışabileceği kanat konumu ve profili incelenmiştir.

Teorik olarak vantilatör ana boyutları ve diğer büyüklükleri hesaplanmış ve deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır.

EKSENEL VANTİLATÖRÜN ANA BOYUTLARININ HESAPLANMASI

Vantilatör boyutlandırılırken taşınacak hacimsel hava debisi (V) ve basınç farkı (ΔP) önceden bilinmelidir. Vantilatöre kullanılacak elektrik motorları piyasadan hazır alınacağına göre, vantilatör devir sayısı da kısmen bilinen değerler arasına girer. Piyasada en çok bulunan elektrik motor devir sayıları 750, 1450, 2000 dak^{-1} dir. Projelendirmeye girerken devir sayısı da bilinen olarak alınacaktır.

Boyutlandırma için, bilinen büyüklüklerle önce hızlı dönme katsayısı (σ) hesaplanmalıdır. [1]

$$\sigma = 6.33 \cdot 10^{-3} \cdot n^4 \sqrt{\frac{V^{-2}}{H^3}} \quad (1)$$

Burada hacimsel debi (m^3/sn), basma yüksekliği (m) ve devir sayısı (dak^{-1}) olarak işleme katılmaktadır.

(σ) bulunduktan sonra Şekil.19 ve Şekil.20 den faydalanarak, en uygun çap katsayısı (δ) ve en küçük değerlikli gövde çap oranı (ν) bulunur. (δ) ve (σ) bilindiklerinden, debi (φ) ve basma (ψ) katsayıları ,

$$\varphi = \frac{1}{\sigma \cdot \delta^3} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{1}{\sigma^2 \delta^2} \quad (3)$$

eşitliklerinden belirlenirler.

Gövde dış çapı ile göbek çap oranı(ν) tablodan alınmaksızın, ($\nu = \sqrt{0.8 \cdot \psi}$) ifadesinden çıkartılarak hesaplamaya girilebilir.

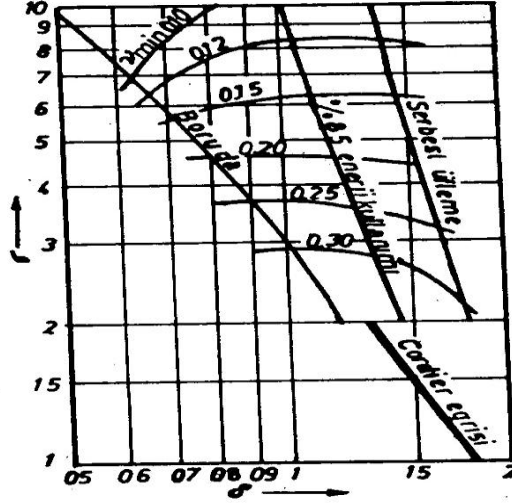
Vantilatör gövdesinin dış çapı (d_2),

$$d_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\psi \cdot \rho}} \quad \rho = \gamma / g \quad (4)$$

(ρ) sıcaklığa göre değişebilen yoğunluk($Kpsn^2 / m^4$), (g) yerçekimi ivmesi(m/sn^2), (ΔP) basınç farkı($mmss$) ve özgül ağırlık(Kp/m^3) olduğundan dış çap (m) cinsinden bulunur.

Fan göbek çapı, aşağıdaki ifadeden bulunur,

$$D_1 = \nu \cdot d_2$$



Şekil 11 : Pervanenin optimum performansı için çaplar oranının minimum değerleri . (Yöneltici çark olmadan, değişik yükleme şekilleri için.)

$$D_1 = v \cdot d_2 \quad (5)$$

Hacimsel debi (∇), fan dış çapı (d_2) ve iç çap bilindiklerinden meridyen hız (C_m) aşağıdaki eşitlikten kolaylıkla bulunabilir.

$$\text{Kesit alanı}(F) = \pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) / 4 \quad (\text{m}^2)$$

$$c_m = \frac{\nabla}{F} \quad (\text{m/sn}) \quad (6)$$

Vantilatörün dış çapındaki çevresel hız değeri ise,

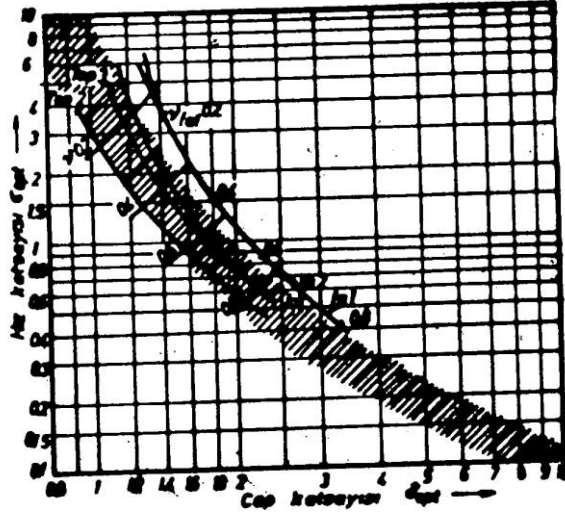
$$U_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{60} \quad (\text{m/sn}) \quad (7)$$

eşitliği ile belirlenir.

(F) alanından geçen akışkanın çevresel hızı (U_2) dir. Fakat bu değer gerçek değerinden farklıdır. Gerçek değeri elde edebilmek için,

$$\varphi^1 = C_m / U_2$$

eşitliği kullanılır.



Şekil 12: Düşük değerlikli pervaneler için farklı yükleme şekillerinde, minimum çap oranlarının optimum eğrileri. (fa1:Yalnız çark. fa2:Çıkışta yönlencili serbest üfleme, fa3:Çıkışta yönlencili + Difüzör. Top Toplam verime ait.)

Eksenel çarklarda kanat sayısı diğer çarklardan farklı olarak, kanat uzunluğu (L) ile ortalama kanat genişliği (a) arasında oluşturulan L/a oranı belli bir değerde kalacak şekilde seçilir. Ancak kanat sayısının seçimini etkileyen kanat eni ve boyu, açıklık oranı gibi değerler yerine; dış çap bağımlı olarak imalatı da dikkate alarak tasarımcının kanat sayısını belirleyip buna göre (L) kanat boyunun bulunması daha uygun düşmektedir-. Bunu sağlamak için kanat sayısı tespit edilip açıklık oranı (t/L) aşağıdaki ilkeler doğrultusunda seçilmelidir.

Kanatın uç noktalarında (t/L) oranı küçük, göbeğe doğru ise gittikçe büyüyecek şekilde tasarlanmıştır.

Sonuç olarak kaldırma sayısını bulmak için,

$$C_a = \frac{\Delta P \cdot 4 \cdot \pi}{n_h \cdot \omega h \rho h W_\infty \cdot z \cdot L} \quad (9)$$

eşitliğinden faydalanılır. Yukarıdaki ifadede (ω) açısız hızı (W_∞) ortalama bağıl hızı, (z) kanat sayısını ve (L) kanat uzunluğunu göstermektedir.

Kanat uzunluğu ile kaldırma sayısı ve (α) açısı arasındaki en genel bağıntı şu şekilde verilmektedir.[2]

$$C_a = a \cdot (y_{\max} / L) + b \cdot \alpha \quad (10)$$

Burada (y_{\max}) maksimum kanat kalınlığını, (a) ve (b) seçilen profil türüne bağlı katsayıları, (α) ise profil kirişi ile ortalama bağıl hız (W_∞) doğrultusunun yaptığı gerçek açıyı göstermektedir. $C_a \cdot L$ değerini küçük tutmak için; kanat uçlarında y_{\max}/L oranı yeterince küçük ve göbek çapına doğru gidildikçe t/L oranı da büyük seçilmelidir. Göbekteki küçük çevresel hızı dengelemek ve dış çapa göre aynı toplam basıncı elde etmek için, (C_a) kaldırma sayısı iç tarafta daha büyük olmalıdır.

Yüzeysel yüklerin küçük olması veya başka bir deyişle (C_a) kaldırma sayısının küçük değerler alması istendiği zaman, kanatlar yassı ve ince yapılmalıdır. Malzemenin eğilme dayanıklılığı dikkate alınarak (y_{\max}) değeri küçük; fakat yüksek dayanımlı malzemelerde (a) katsayısının büyük olduğu profiller seçilerek, (y_{\max}/L) oranının küçük değerlerinde bile büyük (C_a) değerleri elde edilebilir.

Bu veriler ışığı altında çevresel yöndeki mutlak hız bileşenleri (C_u) aşağıdaki bağıntı ile hesaplanarak ana boyutlandırma için gerekli büyüklükler tamamlanmış olup, hız üçgenleri çizilebilir.

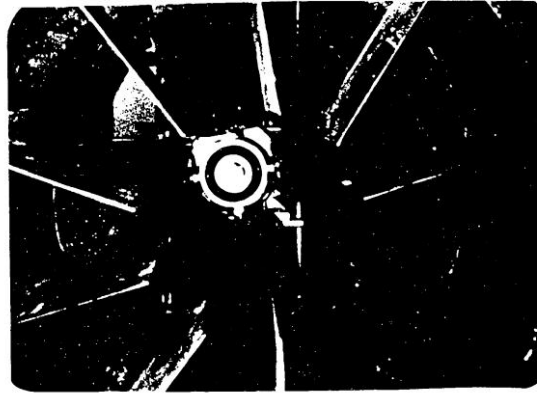
Uzun, İ., Varol, A.: “Eksenel Vantilatörlerin Bilgisayarla Boyutlandırılması”, 2. Ulusal Bilgisayar Destekli Tasarım Sempozyumu, 28-30 Nisan 1986, Bildiri Kitabı, C:2, S: 216-226, İzmir

$$C_u = \Delta P / \rho \cdot U_2 \cdot n_b \quad (\text{m/sn}) \quad (11)$$

BOYUTLANDIRMADA BİLGİSAYAR VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Eksenel vantilatörün bilinen büyüklükleri yardımıyla diğer boyutsal değerleri ekte akış diyagramı verilen programla bulunup bir deney seti oluşturulmuştur. Bilgisayarlarla hesaplamada seçilmesi gereken bazı büyüklükler (örneğin t/L oranı) iteratif olarak değiştirilerek değerlerin optimum elde edilmesi sağlanabilmektedir.

Bu deney setinin herhangi bir eksenel vantilatörden farkı, istendiğinde kanat profillerinin ve kanat konumlarının değiştirilebilmesidir. Amaç vantilatörün her konumu ve profilindeki deneysel sonuçlarını alıp, bunları teorik defterlerle irdelemektir. Bunları gerçekleştirecek bir mekanizma tasarlanarak aşağıdaki fotoğrafta görüldüğü gibi imalatı gerçekleştirilmiştir.

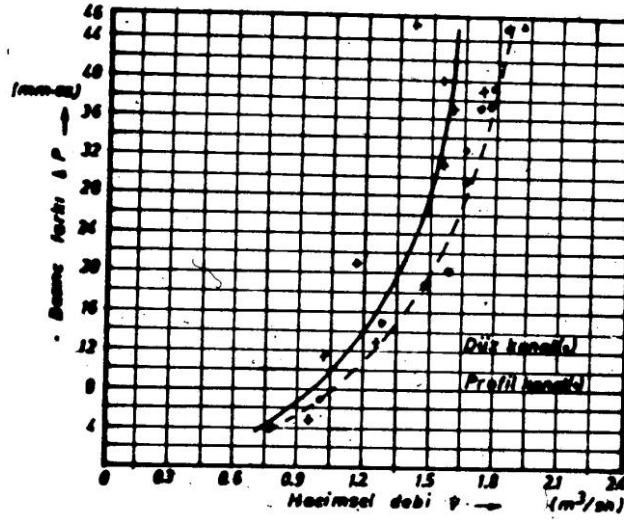


Şekil 13 : Hazırlanan Deney Setine Bir Örnek

Deney setinde kanat konumlarının tespiti için, kanatların rotora bağlandığı yerde 0°-360° arasında bölmeler yapılmıştır. Bu bölmeler göbek çapında havanın kanatlara girdiği (β_1) açısını göstermektedir. Kanat uçlarındaki giriş açısının bu açıdan farklı olacağı göz önünde tutulmalıdır.

Kanat konumu istenilen duruma getirilip vantilatör çalıştırılarak giriş ve çıkış meridyen hızları ($C_{1m} - C_{2m}$), giriş ve çıkış kesitlerinin istenilen noktalarında ölçülebilmektedir. Hız ölçümlerinin dışında vantilatör basınç ve basınç farkı değerlerini ölçmek için hassas bir (U) manometresi yerleştirilmiş, böylece aynı anda hız ölçümüyle birlikte basınç değerlerini de almak mümkün olmuştur.

Seçilen bir profil için, değişik konumlarda ölçülen toplam basınç farkı ve meridyen hız değerleriyle diğer büyüklükler bulunarak teorik değerlerle kıyaslanmış ve iyi bir uyum göstermiştir. Kayıplar dikkate alınmadan çıkarılan teorik değerler üzerinde, deney sonuçları gösterilerek çalışma yerinin teorikle olan sapması belirlenmeye çalışılmıştır.



Şekil 14: Deney sonuçlarında elde edilen basınç farkı ile debi arasındaki ilişki.

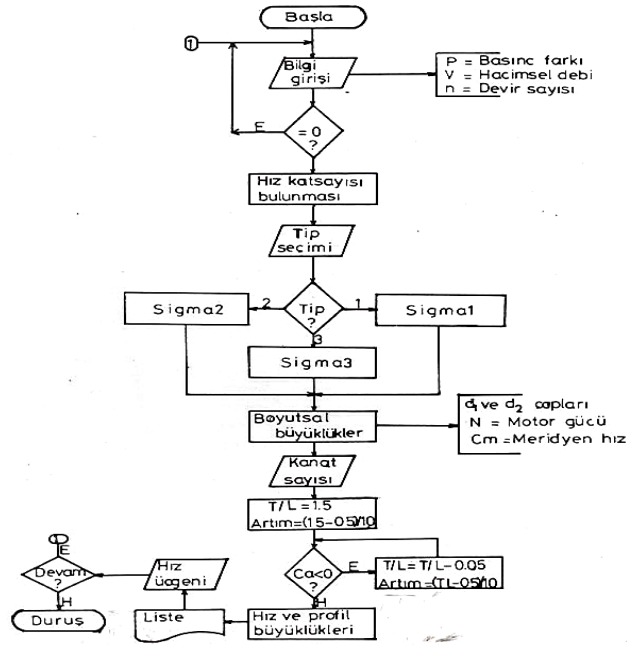
Vantilatör direnci arttıkça çalışma noktası daha yukarıya doğru kayacak ve aynı debinin elde edilebilmesi için devir sayısının artırılması gerekecektir. Burada şunu söyleyebiliriz; vantilatör belli bir devir sayısında belirlenen debiyi basamıyorsa; hava yolunda bir zorlanma olduğu ve böylece

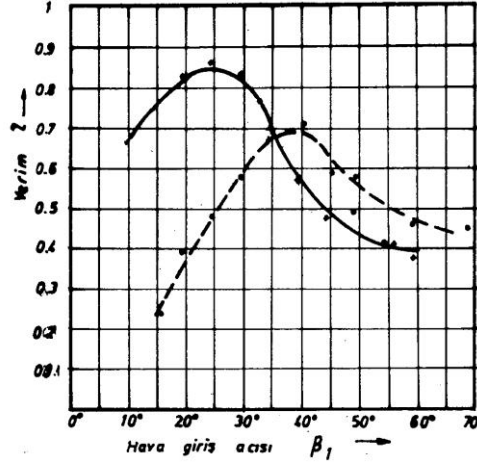
çalışma noktasının daha yukarılara kayarak basınç farkının yükselmesine neden olacağı anlaşılır. Dikkat edilecek olursa debi düşüşünün basınç artışından daha küçük olması yani debiler arasındaki oranın karesi ile basınçların değişeceği ve böylece her devirde ayrı bir parabol oluşacağı görülür.

Kanat konumlarını sürekli değiştirerek elde edilen değerlerden verim(η),

$$\eta = \frac{\Delta P.V}{102.P} \quad (12)$$

ifadesinden bulunarak giriş açısı (β_1) e göre değişimi ve en iyi çalışma konumu aşağıdaki şekilde çıkarılmıştır.





Şekil 15 : Kanat konumlarını değiştirerek elde edilen verim eğrileri. (Düz kanat:+, profil kanat:o)

DENEYSEL SONUÇLARIN İRDELENMESİ

Deney ve teori neticeleri arasındaki sapmaya neden olan etkenlerin başlıcaları şöyle sıralanabilir.

- Deney setinin her bir parçasının imalatında imkânsızlıklar nedeniyle yapılan imalat kusurları (örneğin profil vermedeki güçlükler).
- Yöneltilerinin her konuma uygun ayarlanamaması.
- Kanat konumu değişikçe kanat ucu açıklıklarının artarak kayıpların yükselmesi.
- Ölçümlerin tam gelişmiş bölgede yapılmasının zorlukları nedeniyle hız dağılımındaki küçük hatalar.

KULLANILAN SEMBOLLER

a	: Kanat genişliği (m)
C_a	: Kaldırma sayısı
C_m	: Meridyen hız (m/sn)
d_1	: Göbek çapı (m)
d_2	: Dış çap (m)
F	: Kesit alanı (m ²)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/sn ²)
H	: Basma yüksekliği (m)
L	: Kanat boyu (m)
n	: Devir sayısı (dak ⁻¹)
ΔP	: Basınç farkı (mmss)
P	: Motor gücü (KW)
t	: Kanat taksimatı (m)
U_2	: Çevresel hız (m/sn)
V	: Hacimsel debi (m ³ /sn)
Y_{max}	: Maksimum kanat kalınlığı (m)
Z	: Kanat sayısı
β_1	: Hava giriş açısı
υ	: Çaplar oranı
ρ	: Yoğunluk (kpsn ² /m ⁴)
γ	: Özgül kütle (kp/m ³)
α	: Durum açısı
ψ	: Basma sayısı
ϕ	: Debi sayısı
σ	: Hızlı dönme katsayısı
δ	: Çap katsayısı

Uzun, İ., Varol, A.: “Eksenel Vantilatörlerin Bilgisayarla Boyutlandırılması”, 2. Ulusal Bilgisayar Destekli Tasarım Sempozyumu, 28-30 Nisan 1986, Bildiri Kitabı, C:2, S: 216-226, İzmir

KAYNAKLAR

1. Eck, B. Ventilaküren. 5. Aufl. Berlin / Hiedelberg / Newyork. Springer. 1972
2. adolph, Max. Akım Makinaları (Çeviren Seyfettin Saraçoğlu). Fatih Yayınevi Matbaası. İstanbul, 1972
3. Hartwig, Peterman, Akım Makinaları. (Çeviren Prof.Dr. Kaan Edis, Yavuz Tekin). Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti. İstanbul, 1978
4. Varol, A.: Hidrolik Makinaları, Elazığ, 1986
5. Gökelim, A.T. Vantilatörler. İ.D.M.M.A. Yayınları No: 141, İstanbul, 1977
6. Uzun, İ.: Bilgisayarla Stok Kontrol. Seminer, Fırat Üniversitesi, 1985