



Şekil 3: 5/6 iki rotorlu set

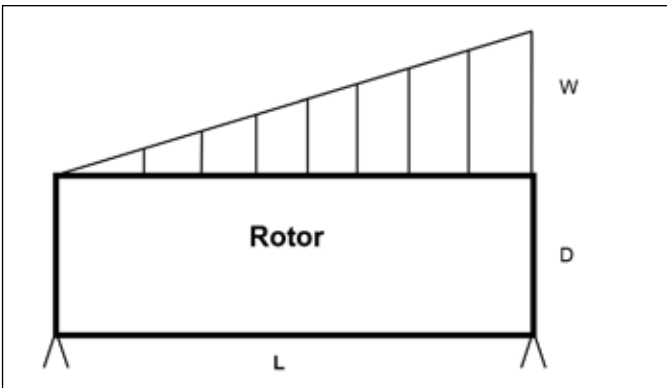
kayıpları, basma bağlantı ucu üzerinden debi kayıpları, rotorların sürüklenme kayıpları ve kısmi yükte çalışma kayıpları.

Yukarıda belirtilen kayıpların karşılaştırılması için, her bir kaybı açıklayan temel denklemleri kullanan ve üç – rotorlu sistem ile iki rotorlu sistem arasında bir oran geliştiren bir yöntemden faydalanılacaktır. Kayıpların derinlemesine teknik incelemesinin yapılması, bu dokümanın amaçları arasında bulunmamaktadır. Karşılaştırma oranları elde edildikten sonra, iki teknoloji arasındaki genel performans oranının belirlenmesi amacıyla, bu dokümanda genelleştirilmiş bir iki vidalı sistem kayıp ağırlıklandırma yöntemi kullanılacaktır.

3. SIZINTI KAYIPLARI

Karşılaştırma amaçlı sızıntı kayıpları, üfleme deliği, sızdırmazlık hattı ve uç boşluğu ile sınırlı olacaktır. Hem iki hem de üç – rotorlu makinelere aynı rotor ucu boşluğu ile yön değiştirme için gerekli ilave boşluk verilecektir.

Sızıntı kayıplarının hesaplanmasında birinci adım, iki ve üç – rotorlu sistemlerin yön değiştirme hesaplamalarının yapılmasıdır. Karşılaştırma amacıyla, Şekil 4 içeriğinde gösterilen eşdeğer bir yük altında olan (W) basit bir şekilde desteklenmiş bir silindir ve rotorun kök çapına eşdeğer bir çap temelinde yön değiştirmeyi hesaplayacağız.



Şekil 4: Göreceli yön değiştirmeler, basit bir şekilde desteklenmiş bir kiriş temelinde hesaplanır.

Yön değiştirme, denklem (1) kullanılarak ve denklem (2) ile gösterilen yön değiştirme oranından hesaplanır.

$$Y = \frac{CWL^3}{EI} \quad (1)$$

$$Y_{tr} / Y_{tw} = L_{tr}^4 D_{tr}^4 / D_{tr}^4 L_{tw}^4 \quad (2)$$

Burada:

- Y = maksimum yön değiştirme
- L = rotor uzunluğu
- D = kök çapı
- Def = erkek ve dişi rotorların toplam yön değiştirmesi
- W = birim yük

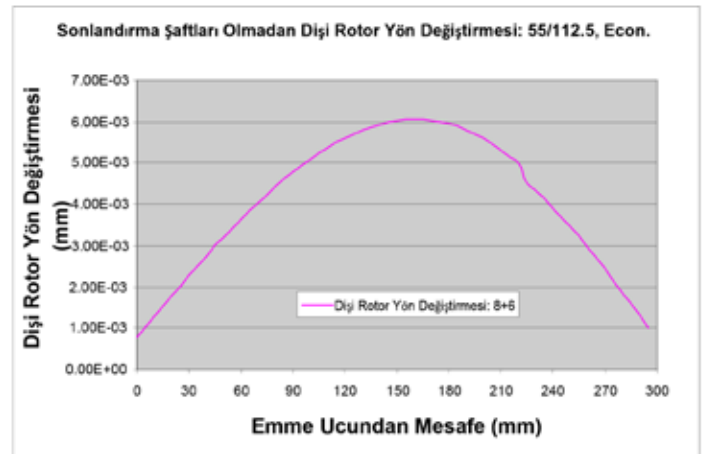
Rotor geometrisi için varsayımlar aşağıdaki gibidir:

- Eşdeğer deplasman
- Eşdeğer rotor ucu hızı
- 8/6 lob kombinasyonu – üç için
- 5/6 lob kombinasyonu, iki için

Yukarıda verilen denklemler ile dişi rotorlar için aşağıdaki yön değiştirme oranlarının üretileceği gösterebilir.

$$Y_{tr} = .81Y_{tw} \quad (3)$$

Dengeli gaz yüklemesi nedeniyle üç – rotor sisteminin erkek rotorunun yön değiştirme yapmadığını fark etmek de ilgi çekici bir durumdur. Bu nedenle, üç rotorlu sistemin sızıntı hesabı esas olarak dişi rotorların yön değiştirmesine bağlı iken, iki rotorlu sistemde toplam yön değiştirme hem erkek, hem de dişi rotora bağımlıdır. Dişi rotorun hassas yön değiştirmesi Şekil 5 içeriğinde gösterilmiştir. Hesaplamalar, hassas sonlu eleman modeli temelinde yapılmıştır. Bu yön değiştirme, diğer rotor yön değiştirmelerinin hesaplanması için temel olacaktır.



Şekil 5: Üç – rotorlu sistem dişi rotorunun yön değiştirmesinin sonlu eleman sonuçları

Artık yön değiştirmeler belirlendiğine göre, bu bölümün birinci paragrafında bahsedilen üç sızıntı yolunu temelinde sızıntı oranını hesaplayabiliriz. Sızıntı oranı için temel denklem, aşağıdaki denklem (4) ile verilmiştir.

$$\frac{L_{tw}}{L_{tr}} = \frac{B_{tw} + S_{tw}(Y_f + Y_m)C + T_{ftr}(Y_f + Y_{std}) + T_{mtr}(Y_m + Y_{std})}{B_{tr} + S_{tr}Y_fC + T_{ftr}(Y_f + Y_{std})} \quad (4)$$

Burada:

- 1) B = üfleme deliği alanı
- 2) S = sızdırmazlık hattı
- 3) Yf = dişi rotor yön değiştirmesi
- 4) Ym = erkek rotor yön değiştirmesi
- 5) Ystd = standart çalışma boşluğu
- 6) T = uç sızdırmazlık hattı
- 7) L = sızıntı
- 8) C = sızıntı yolu farklılıklarını kapsamak için ağırlıklandırma faktörü

Yukarıdaki hesaplamalar, aşağıdaki varsayımlar ile yapılmıştır:

- 1) Üç – rotor ile iki rotor için yön değiştirme profili eşdeğerdir
- 2) Üfleme deliği ve sızdırmazlık hattında sıvı conta bulunmamaktadır
- 3) Rotor ucunda %60 gaz, %40 sıvı bulunmaktadır. Sızdırmazlık için iki rotorlu sistemin ucunda yağ ve üç – rotorlu sistemde sıvı soğutucu akışkan kullanılmaktadır

Yukarıdaki varsayımlar temelinde, sızıntı oranı denklem (5) ile gösterilmiştir. Üç – rotorlu sistemin erkek rotorunda yön değiştirme olmamasına rağmen, iki dişi rotor ile sızdırmazlık hattının uzunluğunun artması sonucunda, üç – rotorlu sistemin sızıntı alanının daha fazla olduğuna dikkat edin.

$$L_{tw} = .80L_{tr} \quad (5)$$

Üç – rotorlu sistemin sızıntı alanının daha büyük olmasına rağmen, denklem (6) ile tanımlanan rotolar arasındaki maksimum boşluk, üç – rotorlu sistemde, iki rotorlu sistemin %62 seviyesindedir, bakınız denklem (7).

$$Def_{tr} = (Y_{tr} / (Y_{twf} + Y_{twm})) Def_{tw} \quad (6)$$

$$Def_{tr} = .62 Def_{tw} \quad (7)$$

Denklem (7) ile gösterilen toplam boşluğun daha az olması, tasarımcıların daha az yağ bulunan bir kompresörle verimliliği sağlayabilmelerine olanak sağlamaktadır.

4. SÜRÜKLENME KAYIPLARI

Üç – rotorlu kompresör, emme girişini doğrudan doymuş buhar ile besleyen taşmalı bir soğutma grubu içinde çalışan yağ azaltılmış bir kompresördür. Soğutma grubu genellikle 15 derece F süper ısıtma sıcaklığından daha düşük derecelerde çalışır. Bu yüzden, rotor uçlarının tüm sızdırmazlık elemanları sıvı soğutucu akışkanlı iken, yağ taşmalı iki rotorlu vidalı kompresörün sızdırmazlık elemanları yağlıdır.

Newton uyumlu bir akışkan için, sürüklenme makaslanma gerilimi şu şekilde gösterilebilir:

$$\tau = \mu du / dy \quad (8)$$

Burada:

- 1) τ = makaslanma gerilimi
- 2) du / dy = hız rampası
- 3) μ = mutlak viskozite

Eğer denklem (8) rotor boşluğu üzerinde birleştirilir ve sonra güce dönüştürülürse, sürüklenme kayıpları denklem (9) ile verilir.

$$D_i = \mu V^2 A / Y_i \quad (9)$$

Burada:

- 1) D_i = sürüklenme kayıpları
- 2) V = uç hızı
- 3) Y_i = rotor ve yatağı arasındaki ortalama uç boşluğu
- 4) A = makaslanma alanı

Üç – rotorlu sistemin iki rotorluya göre sürüklenme kaybı oranı için, aşağıdaki varsayımları yapacağız:

- 1) Birincil sürüklenme kaybı @ rotor ucundadır, bu yüzden uç yüzey ve sızdırmazlık hattı sürüklenme kayıpları bu orana eklenmemiştir.
- 2) Üç – rotorlu kompresör, 166 PPM yağ akışlı yağ miktarı azaltılmış bir makinedir
- 3) İki rotorlu kompresör, 83.000 PPM yağ akışlı yağ taşmalı bir makinedir. Bu yüzden, sürüklenme kaybı oranı denklem (10) ile verilmiştir.

$$D_{tr} / D_{trc} = (\mu_{tr} Y_{tr} V_{tr}^2 A_{tr}) / (\mu_{trc} Y_{trc} V_{trc}^2 A_{trc}) \quad (10)$$

Sonuç olarak çıkan oran denklem (11) ile gösterilmiştir.

$$D_{tr} = .032D_{trc} \quad (11)$$

Yukarıdaki denklem temel alındığında, üç – rotorlu kompresörün daha az miktarda yağ ile sıkıştırma yapmasının, sürüklenme kayıplarında önemli ölçüde bir düşüş sağladığı açıkça ortaya çıkmaktadır.

5. BASMA BAĞLANTI UCU KAYIPLARI

Bu dokümanın amacına uygunluk açısından, basma bağlantı ucu kayıplarını Bernoulli denklemini kullanarak dinamik kolektörü hesaplayacak ve sonra ilişkili kinetik enerjinin kayıp olduğu varsayımına ulaşacağız. Bu nedenle, bağlantı ucu debi kayıpları, hızın küpü ve bağlantı ucu güç kayıpları ile orantılı olarak denklem (12) ile verilebilir.

$$P_{tr} / P_{trc} = v_{tr}^3 A_{tr} / v_{trc}^3 A_{trc} \quad (12)$$

- 1) P = Güç kaybı
- 2) v = ortalama gaz hızı
- 3) A = çıkış alanı

Bağlantı ucu kayıp oranı denklem (13) ile gösterilmiştir.

$$P_{tr} = 1.31P_{trc} \quad (13)$$

İki basma basma bağlantı ucu olmasına rağmen, iki vidalı sistemin bağlantı ucu güç kaybının üç – rotorlu vidalı sistemden daha az olduğunu fark etmek ilginçtir. Bunun temel nedeni, üç – rotorlu vidalı sistemin, iki rotorlu sisteme göre %30 daha kısa olması ve bu yüzden iki rotorlu sistemin 300 derece açıya sahip olmasına rağmen, üç – rotorlu sistemin sarma açısının 165 dereceye düşürülmesi gerekliliğidir. Tasarım kısıtlamalarımız nedeniyle, düşük bir sarma açısı gaz çıkış süresini azaltmakta ve bu nedenle hızı arttırmaktadır.

6. TAM YÜK PERFORMANS KAYIPLARI

İki ve üç – rotorlu kompresörlerin tam yük toplam güç kaybı karşılaştırması, aşağıdaki Tablo 1 içeriğinde gösterilmiş olan genelleştirilmiş ağırlıklandırma faktörü temelinde olacaktır. Kayıplar, iki vidalı kompresörler için tipik değerlerdir.

İki vidalı sistem tipik kayıp değerleri	
1) Sızıntı kayıpları (L)	= 8.9%
2) Sürüklenme kayıpları (D)	= 4.6%
3) Basma bağlantı ucu kayıpları (P)	= 2.7%
Toplam Kayıp (T₁)	= 16.2%

Şekil 1: İki Vidalı sistem kayıp özeti

Denklem (14) kullanılarak, toplam kayıp (T₁) Üç – rotorlu vidalı kompresör için denklem (15) içeriğinde gösterilmiştir.

$$T_{tr} = (L_{tr} / L_{trc})8.9 + (D_{tr} / D_{trc})4.6 + (P_{tr} / P_{trc})2.7 \quad (14)$$

$$T_{tr} = .91T_{trc} \quad (15)$$

Bu nedenle, üç – rotorlu vidalı kompresörün toplam kaybının iki rotorludan daha az olduğunu görürüz, bunun öncelikli nedeni sürüklenme kayıplarının düşük olmasıdır.

7. KISMİ YÜK PERFORMANS KAYIPLARI

Bu bölümde, değişken devirde yükten boşa çıkma ile sürgülü vana ile yükten boşa çıkma etkilerini üç

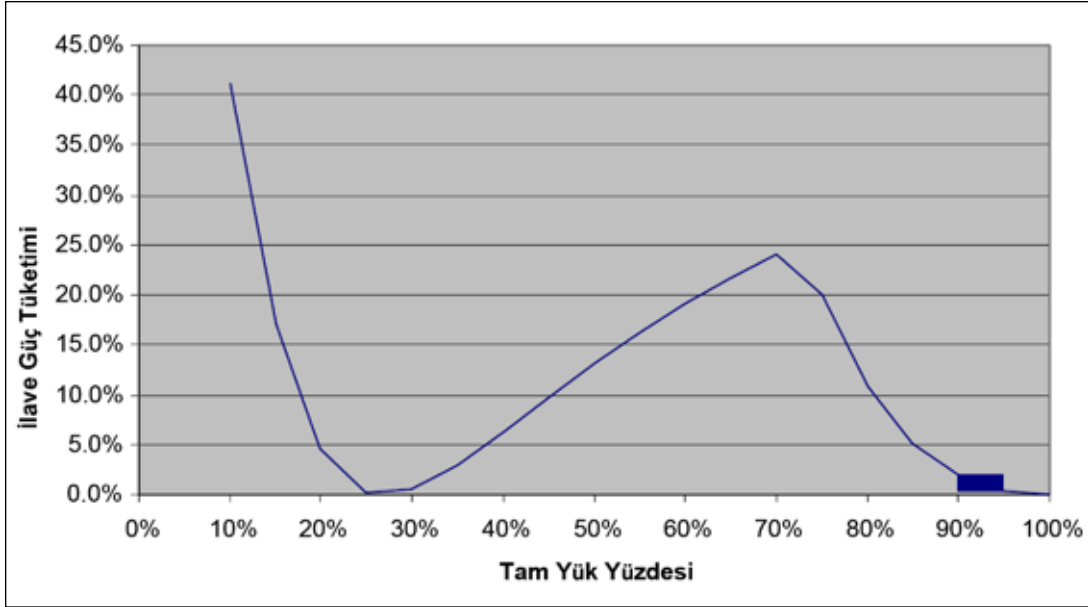
– rotorlu ile iki rotorlu vidalı kompresörler konusunda bağımsız olarak değerlendireceğiz. Gerekli sıkıştırma işlemini karşılaştırmak için ideal gaz yasalarını kullanacağız. Bakınız denklem (16).

$$W = (P_2V_2 - P_1V_1) / (1 - n) \quad (16)$$

- 1)
- 2) W = sıkıştırma işlemi
- 3) P = Basınç
- 4) V = oluklu alan hacmi
- 5) n = gaz sabiti

Eğer denklem 15, standart bir P-V diyagramına uygulanırsa, R134a soğutucu akışkan özellikleri kullanılarak ve V_i uyumsuzluğu için aşırı sıkıştırma düzgün bir biçimde hesaba alındığında, Şekil 6 içeriğinde gösterilen grafiği oluşturabiliriz.

Sürgülü Vana Verimlilik Kaybı - Sabit Yük



Şekil 6: Sürgülü Vana Güç Kaybı

Eğer Şekil 6 içeriğinden İlave Güç Kaybını ARI kısmı yük denklemi için standart ağırlıklandırma faktörlerine uygularsak, değişken devirli makinenin kısmi yük verimliliğinin, sürgülü vanayı makineye göre %15 daha fazla olduğunu buluruz. Değişken devirli üç-rotorlu sistemin yükten boşa çıkması sırasında sürüklenme kayıplarında bir düşüş olmasının sonucunda, kısmi yük performansında ilave iyileştirmeler de olacaktır. Denklem (9) ile ifade edildiği gibi, sürüklenme kayıpları hızın karesi ile orantılı olarak düşmektedir.

8. SONUÇLAR

Bu dokümanın amacı üç-rotorlu ve iki rotorlu vidalı sıkıştırma anlayışlarının analiz edilmesiydi. Hem tam yük, hem de kısmi yük koşullarında üç-rotorlu sistemin daha verimli olmasını sağlayan başlıca etkenin daha az yağ miktarı ile çalışma olduğunu gösterdik. Sıkıştırma işleminde kullanılan yağ miktarındaki bu azalma, sürüklenme kayıplarını azaltmaktadır. Dengeli erkek rotor sıkıştırma yükü dolayısıyla rotorlar arasındaki toplam yön değiştirme boşluğunun üç-rotorlu sistemde önemli ölçüde daha düşük olduğunu ve bunun sonucunda daha az yağ ile çalışmaya olanak sağlandığını gösterdik. Üç-rotorlu sistem, kompresörün yükten boşa alınması için değişken devirde çalışmadan faydalanarak, düşük sürüklenme kayıpları ile daha da fazla avantaj sağlamaktadır.