



Araştırma amaçları için küçük bir turbojet motorunun tasarım, üretimi ve işletimi

Ernesto Benini *, Stefano Giacometti

DipPadova Üniversitesi, Mekanik Mühendisliği Bölümü, Via Venezia, 1 – 35131 Padova, İtalya

Çevrimiçi mevcute 27 Temmuz 2007

Özet

Padova Üniversitesi'nde, hem öğretim hem de araştırma faaliyetleri için kullanılacak bir 200 N statik-itme motoru geliştirmek amacıyla bir araştırma projesi devam etmektedir. Bu makale, böyle bir motorun kurulumu için gereken tüm aşamaları, tasarım, üretim ve işletim dahil olmak üzere, ayrıntılı olarak açıklamaktadır. Jet motoru, 60, 000 r devir/dakika hızında 2.66:1 sıkıştırma oranı geliştiren tek aşamalı santrifüj kompresör, doğrudan akış halkasal yanma odası ve 950 K türbin giriş sıcaklığı (TIT) ile tek aşamalı eksenel türbin özelliklerine sahiptir. Tüm tasarım ve üretim detayları ile birlikte, işletim prosedürü ve deneysel sonuçlar da sağlanmaktadır.

© 2007 Elsevier Ltd. Tüm hakları saklıdır.

Anahtar kelimeler: Küçük turbojet; turboreaktör motoru; Tasarım; İşletim; Yanma

1. Giriş ve arka plan

Son yıllarda, küçük boyutlu gaz türbini motorlarına olan ilgi, hem yer tabanlı hem de araç kullanımı için artmıştır. Özellikle küçük boyutlu turbojet motorları, uzaktan kumandalı uçaklar veya insansız hava araçları (İHA'lar) üzerindeki potansiyel uygulamaları nedeniyle, son derece yüksek itki-ağırlık oranları [1] ile cazip hale gelmektedir. 200 N statik itme geliştiren birçok küçük turbojet tasarım örneği mevcuttur (örneğin [2,3]), bu motorlar büyük turbojetlerin ölçek küçültme prosedürlerinden türetilmiştir, ancak mikro ölçek [4] ile. Ancak, bu motorların davranışını derinlemesine anlamak henüz kesinleşmemiştir.

* İlgili yazar. Tel.: +39 049 8276767 ; faks: +39 049 8276785 .E-posta adresi:ernesto.benini@unipd.it (E. Benini).

Bilgi eksikliği, motor kurulum ve geliştirme aşamalarının neredeyse tamamını kapsamaktadır: küçük motorların tasarımını, üretimi, işletimi ve test edilmesi, büyük uçak itici sistemlerinden farklı kavramlarla düzenlenmeye ve özel prosedürler gerektirmektedir.

Bu tür makinelerin tasarımını kaçınılmaz olarak küçük boyutlarından etkilenmektedir. Milimetre/centimetre ölçüngindeki bir gaz turbini için [5] tasarımcılar, büyük konvansiyonel makineleri karakterize eden mühendislik zorluklarıyla başa çıkmak zorundadırlar; ayrıca geleneksel tasarım kriterlerinin yeni tasarım alanında geçerli olmayabileceği gerçeği de vardır. Bu, özellikle motor bileşenlerinin aero-termal-mekanik davranışını içerir, çünkü termodynamik döngü, nispeten yüksek çalışma sıcaklıkları, çok düşük bileşen basınç oranları ve verimlilikleri ile çekirdek montajının yüksek devir sayıları ile karakterizedir. Bu bağlamda, düşük Reynolds sayılarının motor performansı üzerindeki rolü önemlidir ve sürtünme kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine olan baskınlığını gösterir. Ayrıca, kompakt motor nedeniyle ısı transferi ile ilgili sorunlar motor tasarımını ve çekirdek motor mimarisinin seçiminde etkili olabilir. Sonuç olarak, doğru bir aero-termal-dinamik tasarım gerekliliği ve nihayetinde, üretim ve tasarım dışı davranış açısından çok hassas bir motor ortaya çıkmaktadır.

Ayrıca, yanma ile ilgili problemler oldukça büyütür, özellikle alev stabilizasyonu açısından. Bu, yanma odasının doğru bir şekilde tasarlanması ve yanmanın birincil bölgesinde etkili bir geri dönüşüm kurulmasını içerir.

Ayrıca, bu motorların küçük boyutları nedeniyle üretim yönleri de kendine özgüdür. Bileşenler çok yüksek hızlarda ($>30,000 \text{ r/dakika}$) döner, bu nedenle dengelenme güvenli ve dayanıklı bir işletim için belirleyici hale gelir. Bu, dönen parçaların çok yüksek hassasiyetle işlenmesi gerektiği anlamına gelir. Bu nedenle, mükemmel sertlik ve sönmleme özelliklerine sahip yatakların kullanımı birincil önem taşımaktadır.

Padova Üniversitesi, araştırma ve eğitim amaçları için küçük turbojet motorları geliştirmeyi amaçlayan bir proje yürütmektedir. Bu projenin nihai hedefi, bu tür motorları tasarlamak, üretmek, işletmek ve test etmek için gerekli yeterliliği kazanmaktır.

2. Tasarım spesifikasyonları

Turboreaktör motoru için spesifikasyonları tanımlarken, yaklaşık 200 N itme geliştirebilen, kompakt, hafif ve mümkünse düşük maliyetli bir sistem düşünmüştük. Bu seçim, itici ve test tezgahı ile ilgili aşırı harcama olmadan etkili bir araştırma/öğretim deneyimi için makul olarak tanımladığımız bir seçimdir. Bu özellikler, aşağıda açıklanan bazı temel termodinamik ve mekanik kurallara göre elde edilmiştir:

- Genel tasarım ve sistem mimarisini mümkün olduğunca basit tutmak için basit bir açık Brayton-Joule termodinamik döngüsü seçin ve böylece iç regenerasyon, hava kanaması, kanat soğutma vb. gibi herhangi bir döngü karmaşıklığından kaçının. 2. 1000 K değerinden daha küçük bir turbin giriş sıcaklığı benimseyin. Bu seçim, motor deniz seviyesinde çalıştırıldığında elde edilebilecek maksimum termal verimliliği $n = 20\%$ değerinin altına düşürse de, turbin parçalarını inşa etmek için düşük maliyetli bir çelik kullanma imkanı sağlar. 3. Tek mil konfigürasyonunu seçin. Bu özellik, motorun ağırlığı ve boyutu ile bileşen basitliği üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir, ancak motorun çalışmasında daha az esnek olmasına neden olur.

4. Standart teknoloji turbomakine ve rotordinamik tasarımını kullanın, değişken geometri cihazı olmadan ve çekirdek motoru desteklemek için standart bilyali yataklar kullanarak. 5. Akışın motorun egzozunda her zaman süpersonik olmaması için, motor çalışırken boğulma koşulunda olmadıkça, konverjan şekle sahip bir egzoz memesi kullanın.

3. Turbojet motorunun tasarım prosedürü

Turbojet'in geliştirilmesinde izlediğimiz adımlar aşağıda verilmiştir.

3.1. Termodinamik döngü tasarımı ve analizi

Turbojet motorunun performansını tahmin etmek için bir Brayton–Joule döngüsü simülörü kullanıldı; simülatör, [6] içinde detaylı olarak açıklandığı gibi uygulandı. Termodinamik modelde, aşağıdaki varsayımlar yapıldı:

- Hava için ortam basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 288.15 K ve 101.3 kPa 'dır.
- Hava, sıcaklıkla değişken özel ıslara sahip yarı-ideal bir gaz gibi davranış gösterir.
- Yakıt/hava karışımı, entalpi, entropi ve özgül ısların sıcaklık ve yakıt/hava eşdeğer oranına bağlı olarak davranışları yarı-ideal bir eşdeğer gaz gibi davranış gösterir [7].
- Giriş isentropik verimi $s_0 = 0.97$ 'dir.
- Kompresörün isentropik verimi $s_1 = 0.78$ 'dir.
- Yakıcı verimi 0.94 'tür.
- Yanma odasının pnömatik verimi 0.9 'dur.
- Türbinin isentropik verimi $s_2 = 0.8$ 'dir.
- Nozulun isentropik verimi 0.98 'dir.
- Nozul boğulmamıştır.

Yakıtın, ısı değeri $42,700\text{ kJ/kg}$ olan sıvı kerosen olduğu varsayılmaktadır.

Bu varsayımlar kullanılarak, maksimum motor özel itmesini garanti eden döngü basınç oranını elde etmek için bir parametrik analiz gerçekleştirildi 377 N/(kg/s) . Bu nedenle, 2.66 'lık bir basınç oranı seçildi ve buna göre maksimum döngü sıcaklığı 950 K kabul edildi. Karşılık olarak, sabit noktada tasarım itmesi 200 N için hava kütleye debisi 0.53 kg/s 'dir. Döngünün diğer ilgili parametreleri [Tablo 1](#)de bildirilmiştir.

3.2. Kompresör tasarımı

Küçük, kompakt ve hafif jet motorları için, çift aşamalı difüzör (radyal ve dağılma) içeren tek aşamalı santrifüj kompresör seçimi zorunludur [8]. Döngü çalışmasından elde edilen tasarım verilerini kullanarak, pervane ve difüzör [8,9] tarafından belirtilen prosedürü takip ederek tasarlandı. Basitlik açısından, radyal kanatlarla sahip bir pervane tasarlamaya karar verdik, çünkü bu tipin üretilmesi daha kolaydır, ancak zirve verim ve kısmi yük çalışması açısından geriye eğik kanatlı bir pervaneden daha optimal olmadığı kabul edilmektedir [8,10,11].

İlk adım, Aungier tarafından sağlanan kayb ve sapma korelasyonlarını içeren pervane ve difüzörün bir boyutlu hesaplamasını içermektedir [13].

Tablo 1 Döngü analizinden sabit nokta çalışmasındaki ilgili parametreler

ISO koşullarında gereken statik itme	200 N
Turbine giriş sıcaklığı (TIT)	950 K
Sıkıştırma oranı	2,66
Kompresörün teslimat basıncı	262 kPa
Kompresörün teslimat sıcaklığı	407 K
Türbinin giriş basıncı	246 kPa
Türbinin çıkış basıncı	137 kPa
Türbinin çıkış sıcaklığı	847 K
Yakıt/hava oranı	0,0137
Özel itme	377 m/s
Nominal hız	60,000 devir/dakika
Termal verimlilik	12%

Sonrasında, kompresörün üç boyutlu bir modeli oluşturuldu ve Navier–Stokes çözümüsü (Ansys CFX 10©) kullanılarak simüle edildi; burada hesaplamalar sırasında pervane ve difüzör arasında bir “aşama” arayüzü benimsendi [12], bunun bir kesiti **Şekil 1**de yer almaktadır. Simülasyonlar, ilk döngü analizinde benimsenenlerden farklı olan sıkıştırma oranı ve izentropik verim değerlerini tahmin etti. Bu nedenle, motor döngüsünün yeni bir simülasyonu gerçekleştirildi ve kompresörün yeniden tasarımu buna göre yapıldı. Bu prosedür, döngü analizi ve bileşen performansından yakınsama sağlanana kadar tekrarlandı. Nihayetinde tasarlanan kompresör (**Şekil 2 ve 3**), kısmi yük çalışmasında akış yönlendirmesini iyileştirmek için splitter kanatları da dahil olmak üzere 20 radyal kanatlı bir pervaneyeye, 129 mm dış çapına, 74 m m giriş çapına ve tasarım noktasındaki uç hızına (60,000 devir/dakika) sahipti 405 m/. Aşağı akış difüzörü, yanma odasında fazla türbülans olmadan eksenel hava akışı sağlamak üzere tasarlanmış 19 radyal ve 38 deswirl kanadı içermektedir.

(dövmeye miktarı, kompresör pervanesi çıkışından yanma odası girişine kadar olan kısımda tutulmalıdır, böylece burada aşırı basınç kayipları oluşmaz).

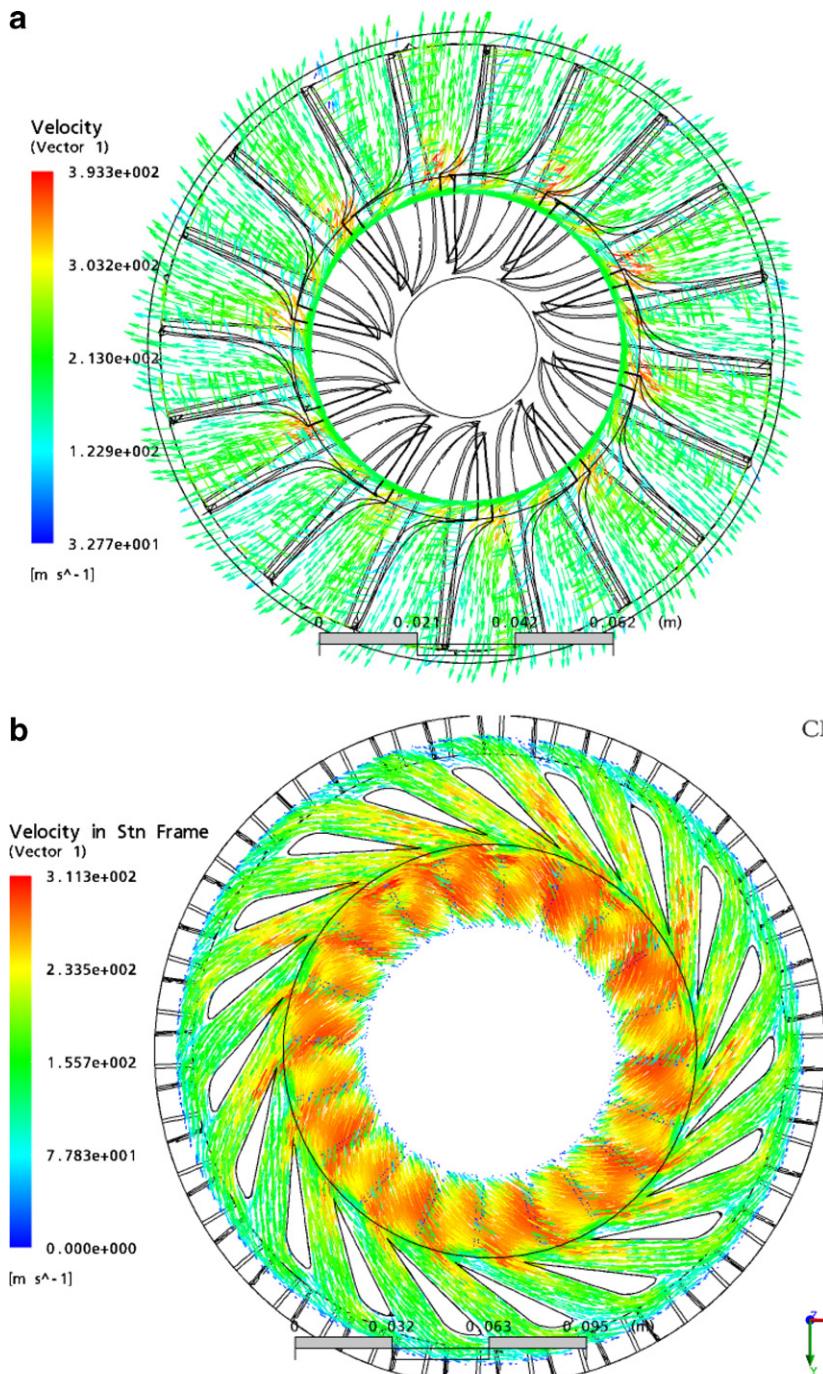
Kompresörün tahmin edilen haritaları **Şekil 4** ile gösterilmiştir.

Kompresör pervanesi, bir adet Alüminyum Alaşımı (Ergal) parçasından 5- eksenli sayısal kontrol makinesi kullanılarak elde edilmiştir. Difüzör de aynı şekilde bir magnezyum parçasından inşa edilmiştir. Kompresör muhafazası nihayetinde dövmeye magnezyumdan elde edilmiştir.

Bu motorda, kompresör için iyi giriş akış özelliklerini sağlamak amacıyla tipik bir çan ağızı şeklinde emiş kullanılmıştır, çünkü statik itme [14] geliştirilmelidir. Emme ve kompresör muhafazası, alüminyum alaşımından yapılmış iki ayrı parçadır. Rotor muhafazasının işlenmesi son derece hassas olmalıdır. Büyük uç boşlukları, genel motor performansı ve kompresör verimliliği üzerinde olumsuz etki yapar, özellikle küçük giriş çaplarında. Uç boşlukları, radial ve eksenel rotor kaydırma kontrolü ve hizalaması için pratik minimum olan 0,2 m civarında tutulmuştur.

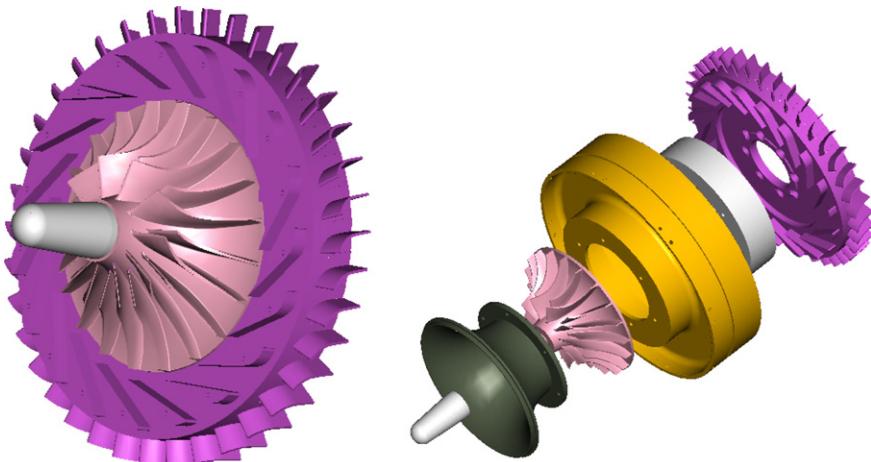
3.3. Yanma odası tasarımu

Beklenebileceği gibi, yanma odası tasarımını küçük gaz türbin motorlarında oldukça karmaşık bir görevdir; boyutu, kompresör ve türbinle ilgili güçlü bağlantı sorunları nedeniyle sınırlıdır ve genellikle şaft uzunluğu ve çapı üzerindeki yapısal sınırlamalarla karşılaşılır. Bu



Şekil 1. 60,000 devir/dakika hızında kompresörün CFD simülasyonundan elde edilen (a) pervane ve (b) difüzördeki hız alanı.

gereksinimler dikkatimizi belirli bir yanma odası türüne, yani doğrudan akışlı halka şeklindeki odaya odakladı. Bu düzenleme **Şekil 5, 6 ve 10**’de gösterilmektedir: kompresörden çıkan hava, kompresör difüzör çıkışı ile yanma odası kaplaması arasındaki boşlukta oldukça ani bir difüzyona maruz kalır ve ardından doğrudan odaya girmeye zorlanır

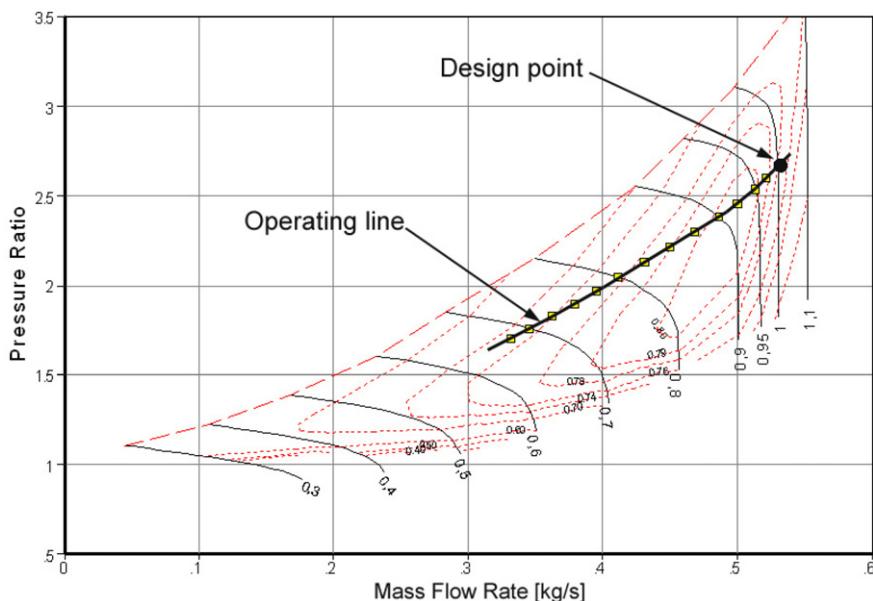


Şekil 2. Kompresör montajının bilgisayar temsili.

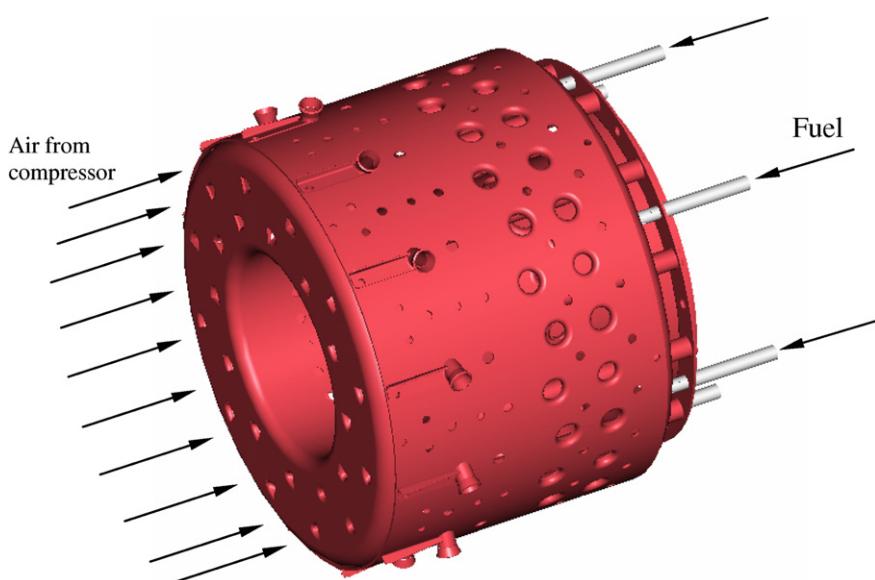


Şekil 3. Üretilen kompresörün fotoğrafları.

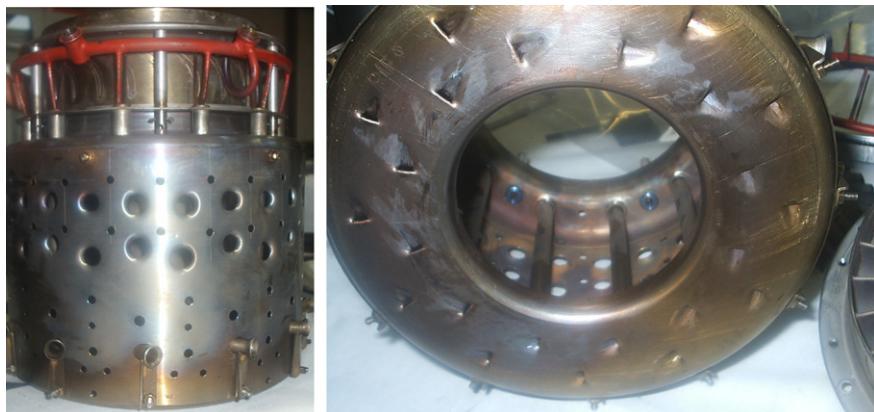
çevresel delikler aracılığıyla (bu nedenle bir swirl kullanmadan), silindirik yakıt enjektör borularından gelen hava akımına çarpan buharlaşmış yakıt ile karıştığı yer. Karışım, turbulatörlerin varlığı ile artırılır ve geri dönüşüm,



Şekil 4. Tahmin edilen kompresör haritası.



Şekil 5. Yanma odasının bilgisayar temsili.



Şekil 6. İnşa edilen yanma odasının fotoğrafları.

Birincil bölge, yanma odası önüne giren birincil havanın ve kaplamanın dışından giren hava jetlerinin etkileşimi ile oluşturulmaktadır.

Bu yapılandırmanın ana avantajları, büyük boyutlu motorların geleneksel halka biçimindeki yanma odasını karakterize edenlerle benzerdir [15] : tatmin edici yakit-hava karışımı, kompaktlik, hafiflik ve etkili kaplama soğutması. Aslında, bu düzenleme, ters akış yanma odalarında olduğu gibi kaplamanın aşırı yüzey-hacim oranını sergilememektedir. Ancak, ana dezavantaj, difüzyon bölgesinde meydana gelen yüksek basınç kaybı nedeniyle nispeten zayıf aerodinamik performanstır.

Yanma odasının tasarımını, Lefebvre tarafından belirlenen kurallara uygun olarak gerçekleştirilmiştir.

[15] : İki ana sorun dikkate alınmış ve karmaşık bir tasarıma yol açmıştır, yani doğru birincil bölge geri akışı ve alev stabilizasyonu problemi.

Yanma odasına girişteki sözde dönme kanatları, büyük gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bir çözüm, üretim zorlukları ve yakıtın bireysel memeler aracılığıyla enjekte edilmesinin amaçlanmaması nedeniyle kullanılmamıştır. Bunun yerine, az sayıda büyük hava jetleri kullanarak büyük ölçekli birincil bölge geri akışı, nihayetinde başarılı bir tasarıma yol açmıştır. Doğru yerleştirildiğinde, bu geri akış delikleri karışımı ve yanma stabilitesini önemli ölçüde iyileştirmiştir ve test çalışmaları, lekesiz bir yanma odası ile sonuçlanmıştır.

Ateş stabilitesi ile ilgili bazı konuların tartışılması gerekmektedir. Bilindiği gibi, yakit-hava oranı açısından sürdürülebilir yanma için stabilite sınırları geniş, ancak ateşleme için bu sınırlar çok daha dardır. Bu nedenle, iyi ateşleme özellikleri büyük ölçüde yakıt enjektör tasarımlına ve elde edilebilen atomizasyon kalitesine bağlıdır. Birincil bölgede, iyi atomize edilmiş veya buharlaşmış bir yakıt (tercihen stoichiometrik yakit-hava oranına yakın) gereklidir, özellikle düşük devirlerde, yanma odasına girişte hava sıcaklığı ve basıncı neredeyse ortam sıcaklığını yakındır. Bu, büyük ateşleme ısı kaybı ve aslında elde edilebilen çok kötü yakıt-atomizasyon kalitesi nedeniyle ateşleme performansı için özellikle zararlıdır.

Yüksek kaliteli yakıt atomizasyonu, düz delik memeleri kullanılarak incelendi, ancak küçük yüksek performanslı delik memeleri, ince yakıt püskürtme elde etmek için yüksek yakıt basınçları ve ağır yerleşik pompalara ihtiyaç duyar. Ayrıca, büyük sıvı püskürtme koni açıları yaratma eğilimindedirler ve daha ince bir yakıt püskürtmesi, daha büyük bir koni açısı anlamına gelecektir. Yanan damlacıkların kaplamanın iç duvarına çarpmasıyla oluşan ısı transferi yüksektir, özellikle çok

küçük yanma odası. Bu nedenlerden dolayı, yakıt ön buharlaşması en iyi çözümü sağladı. Tasarım, yanma odası içinde yer alan bir yakıt ön buharlaştırıcı manifolddan oluşmaktadır. Yakıt ve yanma odası başlangıçta soğuk olduğundan, yakıt, ateşleme öncesi yüksek buharlaşma sıcaklıklarına önceden ısılmalıdır. Bu da zahmetlidir. Çözüm, başlangıç ve ateşleme için doğal gaz yakıtı kullanmaktadır. İkincisi, evde geliştirilen bir deşarj ateşleme ünitesi ile gerçekleştirildi.

Başlangıçtan sonra bu turboreaktör motorunu çalıştırmak için bir kerosen yakıtı seçildi. Minimum boştaki hızda, kerosen yakıtına geçiş, senkronize vanalar kullanılarak aynı gaz manifoldu üzerinden başlatılır. Yanma odasındaki zaten sıcak gazlar, yakıtın manifoldtaki yüksek buharlaşma seviyesine ön ısılmasını sağlar ve ardından yanma odasına girer. Kerosen, uygun şekilde buharlaştırıldığında iyi yanma özelliklerine sahiptir ve benzin veya sıvılaştırılmış petrol gazından çok daha güvenli bir şekilde işlenebilir. Çok yanıcı olmasına rağmen, kerosen, bir sızıntı meydana geldiğinde, örneğin pompalar veya besleme hatlarından, patlayıcı karışım oluşturma eğilimini daha az gösterir. Yakıtın işlenmesi ve motorun çalıştırılması konusundaki güvenlik, ciddi bir tasarım sorunu olmuştur. Son olarak, yüksek sıcaklıklarda kerosenin hidrokarbonların termal kırılması sonucu kok üretme eğiliminde olması nedeniyle, buharlaştırıcıların iç duvarında kok tabakası oluşumu konusunda özellikle endişeliydi.

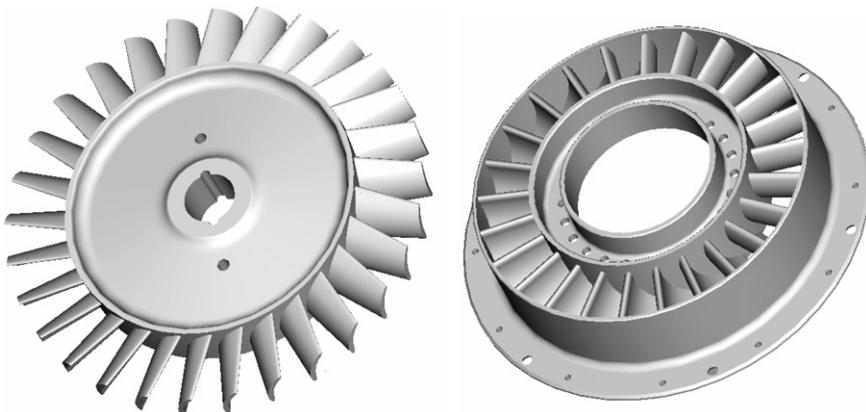
Kerosen kullanımı, yakıt basıncı için bir destek pompasının eklenmesini gerektirdi. Kerosen yakıtının ana zorluğu, yanma odasının sınırlı alanında uygun buharlaşmayı sağlamak. Sıcaklıktır (termal stres) ve rotor hızında yeterli marjlar (bileşen yüklemeleri) uzun bir عمر sağlamak için, özellikle sıcak bölüm bileşenleri için sağlanmıştır. 1000 K için maksimum çalışma türbin giriş sıcaklığı, türbinin kapasitesinin oldukça altında olduğu kanıtlanmıştır. İnşa edilen yanma odası (AISI 316L çeligi kullanılarak) [Şekil 6](#) olarak gösterilmiştir.

3.4. Türbin tasarımı

Yanma odası tasarımlının bir sonucu olarak ve dolayısıyla genişletecek akışkan/kütle akış hızının yanı sıra, yanma odası çıkışındaki akışkanın duraklama sıcaklığı ve basıncını bilerek, kompresörü çalıştırmak için tercih edilen yapılandırma olarak tek aşamalı, eksenel akış türbini seçilmiştir. Bu, bir nozul sırası ve bir a_0 0.55 tepki türbini tekerleğinden oluşmaktadır. Nozul ve rotor profilleri, hem aerodinamik hem de yapısal açıdan tatmin edici performans elde etmek için incelediğimiz standart A A₃K₇ hava kanatlarının iç evrimleridir. Aslında, belirli bir eğrilik türbin kanadı yöntemi kullanılarak türetilmiştir [\[19\]](#).

Ön tasarım, türbinin ortalama yarıçapında, Horlock tarafından gösterilen iyi bilinen prosedürü takip ederek tek boyutlu bir prosedür kullanılarak gerçekleştirildi. [\[18\]](#) ve Craig ve Cox tarafından verilen kayıp korelasyonları kullanılarak. [\[17\]](#), Ainley ve Mathienson tarafından ifade edilen sapma korelasyonu ile. [\[20\]](#) Nozul sırası, yarıçapa göre sabit kayma açılmasına sahip 25 b kanatları içermekteydi, ayrıca 29 rotor kanadının çeşitli yarıçaplarındaki açıları belirlemek için serbest girdap kriteri kullanıldı ([Şekil 7](#)). Her kanat sırasının optimal katılığı, Zweifel kriteri kullanılarak bulundu, ancak tanjant kaldırma katsayısı 1.1 olarak ayarlandı, bu da [\[16\]](#). Bu şekilde, kanat üzerindeki yük, geleneksel tasarım uygulamasına göre artırıldı.

Nozul kanadı sırası, refrakter çelik 310S kullanılarak inşa edilmiştir. Öte yandan, türbin rotor kanadları için kullanılan malzeme W W302 çeligidir (her iki bileşen de



Şekil 7. Türbin rotorunun (solda) ve memeden kanatların (sağda) bilgisayar temsili.

şekilde gösterilmiştir [Şekil 8](#)). Kompresör ve türbin, ön yüklenmiş bilyalı yataklar tarafından desteklenen bir Açıelik mil ile bağlanmıştır. Rotor-yatak modülü, kompresör ve türbinin üç boşluklarını kontrol etmek amacıyla diğer tüm bileşenlerle doğru bir şekilde hizalanmış ve dengelenmiştir.

Her iki yatak, kompresör muhafazası aracılığıyla dışa monte tanktan bir tüp ile beslenen yağı ile yağlanmış ve soğutulmuş durumdadır. Bu yağlama yağı sistemi toplam kayıp tipindedir.

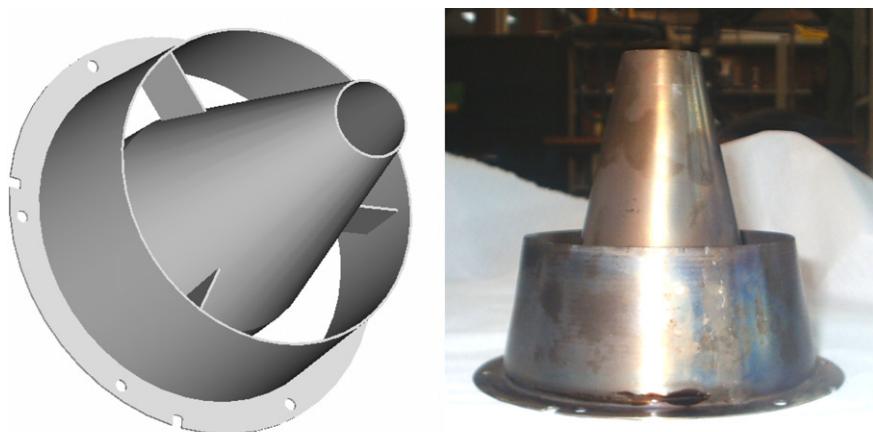


Şekil 8. Üretilen türbinin fotoğrafları.

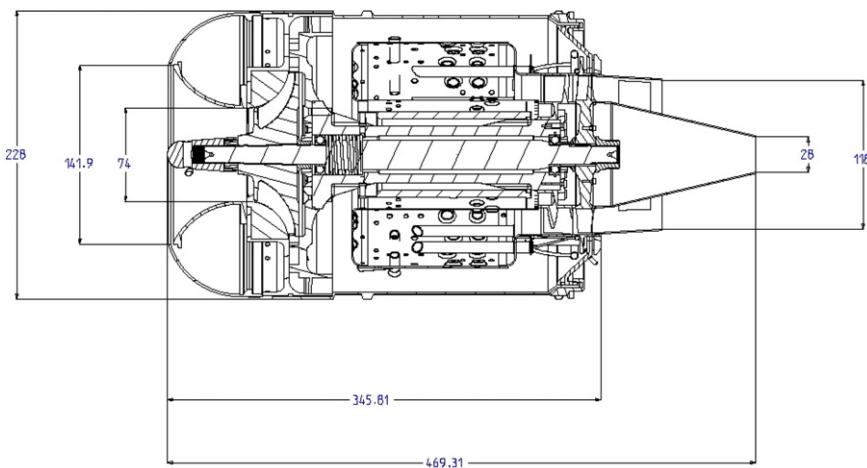
Normal çalışma sırasında yalnızca az miktarda yağ gereklidir. Kapalı devre sistemi çok ağır ve mühendislik açısından zor olacağından, aşırı karmaşık bir sızdırmazlık düzeni gerektirecektir. Yağlama yağı akışı, özel boyutta küçük bir orifis ile kontrol edilir ve yağ, kompresör çıkış havası kullanılarak her iki yatağa beslenir. Başlangıçta, basınç mevcut olmadığından yağ manuel olarak beslenir. Tüm yağ, nihayetinde sıcak gazlar içinde taşınarak egzoz kanalı içinde kaybolur.

3.5. Nozul tasarımını

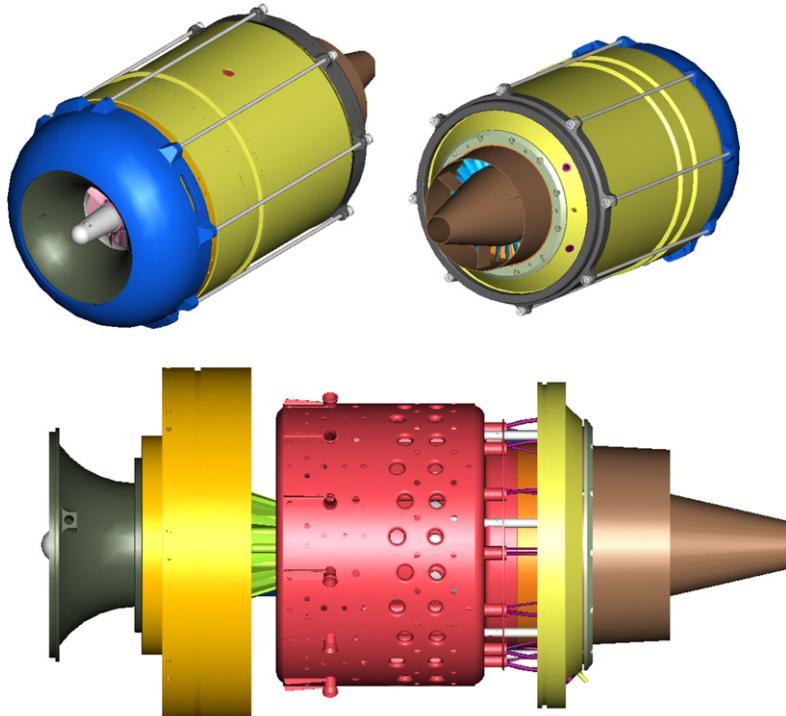
Etkin bir çıkış alanına sahip basit bir daralan egzoz memesi tasarlandı 6013 c m m^2 , bu da memenin tasarım noktasında boğulmamış olmasını sağlıyor. Bu bileşen AISI 316L çelik levhalardan yapıldı ve [Şekil 9](#)'da gösterildiği gibi üretildi.



Şekil 9. Boşaltma nozulu: Bilgisayar temsili (solda) ve üretilen bileşen (sağda).



Şekil 10. Tasarlanan turbojet'in iki boyutlu çizimi (boyutlar mm cinsindendir).



Şekil 11. Tasarlanan turbojetin bilgisayar temsili.

3.6. Montaj Tasarımı

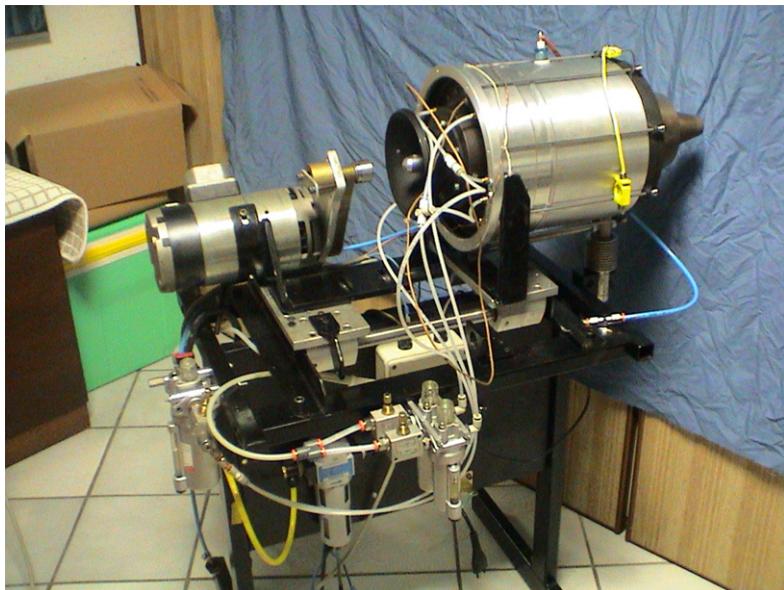
Tüm motor boyunca modüler bir tasarım konsepti korunmuştur. Tüm bileşenler kolayca üretilip birleştirilebilecek şekilde tasarlanmıştır. T turboreaktör motoru, civatalar, pres fit bağlantılar ve özel kelepçeler aracılığıyla birleştirilen birkaç modüle ayrılmıştır.[Şekil 10](#) ve [d 11](#) montajın meridyen kesitini ve üç boyutlu görünümünü göstermektedir.

4. Turbojet testi

Geliştirilen turbojet, çekirdek montajının doğru bir şekilde dengelenmesinin ardından bir test tezgahına monte edildip test edildi; bu sayede de devir hızı, sıcak gazların egzoz statik sıcaklığı, kompresör statik deşarj basıncı, itme (statik), yatak ve yağ sıcaklığı ile yakıt basıncı ve sıcaklığı ölçülebilir.

4.1. Test tezgahı ve enstrümantasyon

Test tezgahı, motorun monte edildiği bir masadan oluşmaktadır, bu da [Şekil 12'de](#) gösterilmiştir. Test tezgahı aşağıdaki enstrümantasyon ile donatılmıştır:



Şekil 12. Test tezgahına monte edilmiş turbojet.

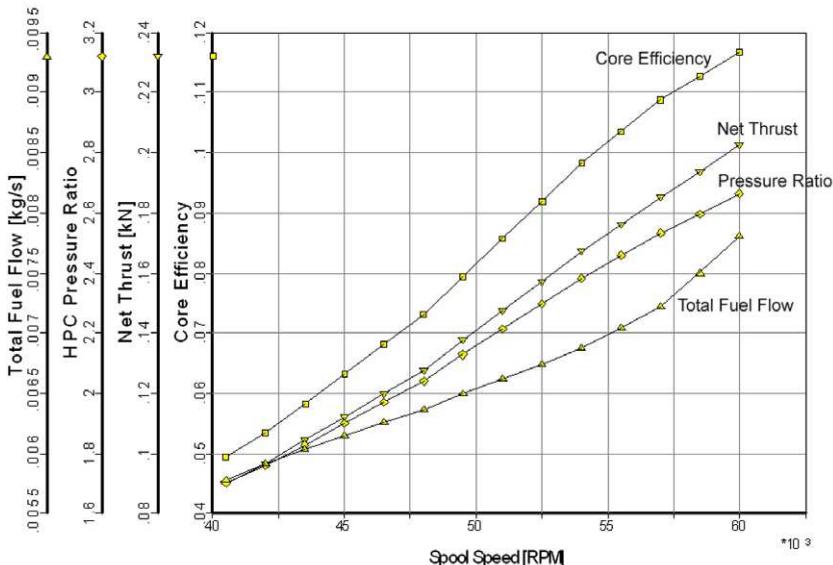
- (1) Türbin rotorunun aşağısında yer alan üç adet K-tipi yalıtılmış termo-junction.
- (2) Statik basınç tapalarına bağlı bir analog Bourdon tipi manometre, kompresör çıkışında yer almaktadır.
- (3) Motor tarafından geliştirilen itmeyi ölçmek için bir yük hücresi.
- (4) Motorun devir sayısını ölçmek için kullanılan bir manyetik devir ölçer.
- (5) Yakıtı yanma odasına pompalamak için bir volumetrik dişli pompa.
- (6) Motoru çalıştırmak için bir elektrik motoru (yani, kendi kendine çalışmaya ulaşana kadar).
- (7) Ateşleme ünitesi için bir deşarj ateşleme ünitesi.
- (8) Hem doğal gaz yakıtı hem de kerosen için senkronize kontrol vanaları.
- (9) Rulmanların yağlanması için bir yağı pompası.

4.2. Test prosedürü ve sonuçlar

Motor çalışma sırasında, yardımcı motorun elektrik gücü, çekirdek montajını yaklaşık 10,000 r pm'ye hızlandırmak için kullanılır.

Bu noktada ateşleme açılır, doğal gaz yakıtı vanası açılır ve alevlenme gerçekleşir, motoru yaklaşık 20,000 r pm'lik minimum boşta çalışma hızına daha da hızlandırır. Bu noktadan itibaren elektrik motoru devreden çıkarılır ve motor kendi kendine çalışır. Üretilen itme, yakıt akış hızına müdahale ederek oldukça kolay bir şekilde kontrol edilebilir; bu da turbojet'in anlık dönme hızını belirler.

Doğal gaz yakıtından kerosene geçiş, aynı yakıt manifold sistemi kullanılarak, gaz-yakıt vanası kapatılıp sıvı-yakit vanası açılarak gerçekleştirilir. Geçiş sırasında, turboreaktör motoru gaz yakıtı ve kerosen karışımı ile çalışır.



Şekil 13. Performans test sonuçları.

birkaç saniye boyunca. Bu yöntem oldukça başarılı olmuştur. Ardından motorun maksimum sürekli hızı olan 60,000 r devir/dakika hızına ulaşmak için hızlanma başlatılabilir.

Testlerin ana sonuçları (Şekil 13), üretilen statik net itme, toplam yakıt tüketimi, statik sıkıştırma oranı ve termal verimlilik ile ilgili eğrilerdir.

(motorun devir sayısına bağlı olarak, çekirdek verimliliği olarak da adlandırılır).

Şu anda, motor 500 h kadar çalıştı ve performansında bir düşüş olmadan iyi performans gösterdi; ayrıca buharlaştırıcı duvarlarında herhangi bir kok oluşumu kaydetmedi, ancak yanma odasının zaman içindeki davranışını analiz etmek için daha fazla uzun süreli performans testleri yapılması gerekmektedir.

5. Sonuçlar ve gelecekteki araştırmalar

Padova Üniversitesi, Mekanik Mühendislik Bölümü'nde, araştırma ve öğretim amaçları için kullanılabilecek küçük, düşük maliyetli 200 N- itme jet motoru tasarlama ve geliştirmek için büyük miktarda araştırma yapılmıştır. Proje, böyle bir motoru kendiliğinden tasarlama, üretmek, işletmek ve test etmek için gerekli uzmanlığın edinilmesini sağladı ve daha fazla araştırma çalışmasının yapılabileceği temeli oluşturdu. Aslında, bir sonraki adımlar, döngü basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının artırılması yoluyla motor verimliliğini artırmaya yönelik olacaktır (bu amaçla süper Nikel alaşımının ve/veya seramik malzemelerin kullanımı zorunludur), ardından dayanıklılık ve güvenilirlik testleri yapılacaktır.

Kaynaklar

[1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Havacılık teknolojisi geliştirme – Küçük gaz turbini geliştirme. Tayvan, ROC: Havacılık Geliştirme Planlaması, Ulusal Bilim Konseyi; 1996. s. 4-22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Eğitim ve Üniversite–Sanayi İşbirliği için küçük aero gaz türbinleri için test yatağı. ASME Kağıdı GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Araştırma ve eğitim için bir mikro türbin motorunun kurulumu ve işletim deneyimi. ASME Makalesi GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Milimetre ölçüünde, MEMS gaz türbini motorları. ASME Makalesi GT-2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Küçük gaz türbinlerinin performansları üzerindeki boyut etkileri. ASME Makalesi GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. İtme mekaniği ve termodinamiği. Reading (MA): Addison-Wesley; 1992.
- [7] Cumpsty N. Jet itme. Cambridge: Cambridge Üniversitesi Yayınları; 1997.
- [8] Japikse D. Santrifüj kompresör tasarımları ve performansı. Wilder, Vermont: Concepts ETI, Inc.; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. Radyal turbomakinaların tasarımı. Londra, İngiltere: Longman; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Santrifüj ve karışık akış impellerlerinde ikincil akışların bastırılması için tasarım kriterleri. ASME J Turbomachinery 1998;120:723–35.
- [11] Benini E. Evrimsel hesaplama kullanarak kompresör impellerlerinin optimal Navier–Stokes tasarımı. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357–69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Bir mikro türbin difüzörünün performansını artırmak için deneyel ve sayısal analizler. Exp Thermal Fluid Sci 2006;30(5):427–40.
- [13] Aungier RH. Santrifüj kompresörler – Aerodinamik tasarım ve analiz için bir strateji. New York: ASME Yayınları; 2000.
- [14] Cumpsty NA. Kompresör aerodinamiği. İngiltere: Longman Grubu; 1989.
- [15] Lefebvre AH. Gaz türbini yanması. 2ⁿ d baskı. Londra: Taylor & Francis; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. Yüksek verimli turbomakine ve gaz türbinleri tasarımı. 2ⁿ d baskı. Englewood Cliffs (NJ): Prentice-Hall; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Eksen akış türbinlerinin performans tahmini. Proc Inst Mech Engrs 1971;185(32/71).
- [18] Horlock JH. Eksen akış türbinleri. Londra: Butterworths; 1966.
- [19] Korakianitis T. Eşit eğrilik dağılımı kanat profilleri ile eksen turbomakine kaskadlarının ön tasarım geometrik tasarımı. J Turbomachinery 1993;115(2):325–33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Eksen akış türbinlerinde kanat sıralarındaki akış ve basınç kayıplarının incelenmesi R&M No. 2892 (Mart). İngiltere: Aeron. Araştırma Komitesi; 1951.