

# Sıfır emisyonlu yenilenebilir enerji üreten yelkenli bir tekne için sualtı türbin tasarımı

Serkan EKİNCİ<sup>\*1</sup>, Mustafa ALVAR<sup>2</sup>,

<sup>1</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, İstanbul

<sup>2</sup> Milper Pervane Teknolojileri A.Ş., İstanbul

Makale Gönderme Tarihi:17.05.2016

Makale Kabul Tarihi: 27.06.2016

## Öz

Son yıllarda, rüzgar ve güneş enerjisi ile deniz ve gel-git akıntıları gibi yenilenebilir kaynaklardan elektrik enerjisi üretimi üzerine yapılan teorik çalışmaların ve uygulamaların hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bunlardan sualtı akıntı türbinleri, suyun değişik hareketlerinden yararlanarak enerji üreten sistemler arasında olan ve düşük akım hızlarında dahi enerji üretebilme yeteneğine sahip, okyanus ve denizlerde işletilen enerji üretme yöntemlerinden biridir.

Bu çalışmada, yelkenli bir tekne üzerinde sabit bulunacak ve yelken seyri sırasında tekne gövdesi etrafındaki akıştan enerji elde edecek bir su altı akıntı türbininin, fonksiyon gereksinimleri doğrultusunda ön tasarımı ve detay tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım aşamalarında, su altı türbin kanatlarının dizaynı, analizi ve optimizasyonunda yaygın olarak kullanılan momentum kanat elemanı yöntemi (MBEM)'nden yararlanılmıştır. Ön tasarım ve detay tasarım sonucunda ortaya çıkan yatay eksenli sualtı türbin sistemi, bileşenleri ile birlikte gösterilmiştir. Bu sayede, üzerinde rüzgâr ve/veya güneş gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji elde edebilen, depolayabilen ve gerektiğinde bu enerjiyi kullanabilen donanıma sahip her yelkenli tekne için, güneş ve rüzgâr teknolojilerine göre daha fazla güç üretebilen, verimli, uzun ömürlü, kullanımı kolay ve yenilikçi bir ürün ortaya konmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Yenilenebilir enerji; sualtı akıntı türbini; momentum kanat elemanı yöntemi

## Giriş

Fosil yakıtların çevreye zararının gözle görülür derecede hissedilmesi ve bu kaynakların tükenme süreçlerine girmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarına olan eğilimi gün geçtikçe arttırmaktadır.

Yenilenebilir enerji kaynakları denildiğinde rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi ve suyun yeryüzündeki çeşitli konum ve hareketlerinin enerjiye çevrilmesine dayalı hidroelektrik enerjisi gibi kaynaklar gösterilebilir.

Tüm bu yenilenebilir enerji kaynakları, dünyanın en büyük sorunlarından biri olan artan enerji ihtiyacına ve çevre kirliliğine yanıt olabilecek alternatif kaynaklardır.

Suyun yeryüzündeki çeşitli konum ve hareketlerinin enerjiye çevrilmesine dayalı sistemlerden biri deniz yüzeyinde oluşan dalgaların enerjisini elektriğe çeviren sistemlerdir. Bu sistemlerden belki de en dikkat çekici olan örneği Şekil 1'de gösterilmiştir. Burada gösterilen sistemin adı "Pelamis" tir. Bu sistemde, birbiri arkasına konumlandırılmış yüzer silindirlerin bağlantı noktalarındaki hidrolik silindirlerin içinde dalga hareketi nedeni ile oluşan basıncın mekanik enerjiye dönüştürülmesi vasıtasıyla elektrik enerjisi üretilir. Bölgesel olarak dalga enerjisinin istatistikî ortalama değerinin bilinmesi ve bu tip sistemlerin enerji üretimi için en uygun bölgelere yerleştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Pelamis'in test edildiği Amerika Birleşik Devletleri (ABD)'nin San Francisco eyaletinde, sahil bölgesinde 52 m derinlikte 16.7 saniyelik dalga periyodu ve 7.9 m en fazla dalga yüksekliği ile potansiyel dalga enerjisi 20 kW/m olarak ölçülmüştür (Yemm vd., 2012).



Şekil 1. Dalga enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren sisteme bir örnek (Pelamis)[1]

Diğer bir hidro enerji kaynağı ise sualtı akıntılarının barındırdığı kinetik enerjinin elektrik enerjisine su türbinleri vasıtasıyla dönüştürülmesidir. Sadece sualtı akıntıları değil nehir, boğaz gibi alanlardaki akışın da elektrik enerjisine dönüştürülmesi bu türbinler ile mümkün olmaktadır. Literatüre bakıldığında bu konuda yapılan çalışmaların çeşitliliği görülmektedir. Klasik olarak rüzgâr türbinlerine benzer şekilde tasarlanan sistemlerin yanı sıra kullanım yeri ve akış karakteristiklerine göre değişik tipte ve yenilikçi tasarımların mevcut olduğu da görülmektedir. Bu sistemlerde kullanılan yatay eksenli ve dikey eksenli türbinler, üzerinde en çok çalışma yapılan tipteki türbinlerdir. Konu ile ilgili olarak Vendant Power ve Siemens gibi firmaların yatay eksenli türbinler için yaptığı tasarımlar ve deneme girişimlerinden bazıları Şekil 2 ve Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 2. Verdant Power'a ait yatay eksenli 5 m çapa, 3 kanata ve 35 kW güce sahip akıntı türbini [2]



Şekil 3. Siemens'e ait yatay eksenli 20 m çapa, 2 kanata ve 2000 kW güce sahip akıntı türbini [3]

Diğer taraftan değişik tipte tasarlanan bazı akıntı türbinleri [4, 5, 6] kaynaklarında gösterilmektedir.

Bu çalışmada, "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Yelkenli Bir Tekne (REPSAIL)" nin üzerinde sabit bulunan ve birincil

yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan sualtı akıntı türbininin tasarımı yapılmıştır. Bu sistemin bazı mekanik özellikleri (türbin kanatlarının açılıp/kapanması, tüm sistemin 180 derece dönebilmesi, tekneye sabit montajlı olması ) nedeniyle literatürde benzer bir örneği yoktur. Sualtı akıntı türbininin ön tasarımı ve detay tasarımında MBEM yöntemine dayalı olan açık kaynak kodlarından yararlanılmıştır. REPSAIL, rüzgâr, güneş ve teknenin yelken ile seyri sırasında tekne çevresinde oluşan su akışını kullanarak bunu elektrik enerjisine çeviren, depolayan ve ihtiyaç durumunda depolanan bu enerjiyi sevk ve yaşam destek sistemleri için kullanan bir konsepttir (Şekil 4). Bu konsept tasarımda, teknenin seyri esnasında ya da demirli durumda iken rüzgar enerjisini elektrığe dönüştürecek bir rüzgâr türbini ve en yüksek panel alanını sağlayacak şekilde tasarlanmış üst bina üzerine konumlanmış güneş panelleri mevcuttur. Ancak bu çalışmada teknede yer alan rüzgâr türbini ve güneş panellerine ait detaylara yer verilmeyecektir. Sistemin avantajı, teknenin konsepti gereği depolamak üzere ihtiyaç duyulan enerjinin büyük bir kısmını (yaklaşık %60 ) bu sistemden karşılayabilecek olmasıdır. Dezavantajı ise türbinin tekne bünyesinde bir takıntı direnci oluşturarak, hem yelken seyri hem de motor seyri esnasında hızını ve performansını düşürecek olmasıdır. Bu nedenle sistem en az takıntı direnci oluşturacak ve en yüksek gücü üretecek şekilde tasarlanmıştır.



*Şekil 4. REPSAIL'in perspektif görünüşü ve türbin yerleşimi*

## Hesaplama Yöntemleri

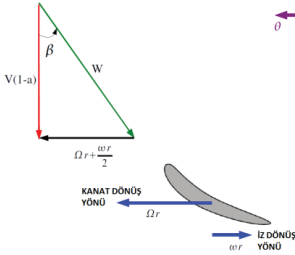
Rüzgâr türbinleri ile sualtı akıntı türbinleri teorik olarak birbirlerine benzer şekilde tasarlanırlar. Tasarım açısından aralarındaki en önemli fark, su yoğunluğunun hava yoğunluğunun yaklaşık 836 katı olmasıdır. Ayrıca, su ortamında kavitasyon oluşumu tasarımda dikkate alınması gereken diğer bir farktır. Bu farklar dikkate alındığında, akıntı türbinlerinin tasarımında, rüzgâr türbinlerinin tasarımında kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılabilir. Bu çalışmada, sualtı türbin kanatları üzerinde oluşması muhtemel kavitasyon olgusu incelenmemiştir.

## Momentum Kanat Elemanı Yöntemi (MBEM)

Rankine (1865) ve Glauert (1935) tarafından geliştirilen *momentum kanat elemanı yöntemi* (MBEM: *Momentum Blade Element Method*), rüzgar türbinlerinin dizayn ve analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Maalawi vd., 2001; Hansen vd., 2006). Momentum kanat elemanı teorisi, türbinin çalışmasını iki yöntemi birleştirerek incelemektedir. İlki, türbin üzerine etkiyen ve dönen silindirik akışın momentumunun korunumu ile ilgili momentum teorisi, diğeri ise türbin kanat kesitleri üzerindeki kaldırma ve sürüklenme katsayılarının hesaplanması ile ilgili kanat elemanı teorisidir. Bu yöntemdeki kabuller şu şekildedir: 1-)Kanat elemanları arasında hidrodinamik bir etkileşim yoktur. 2-) Kanat elemanı üzerindeki kaldırma kuvveti ve sürüklenme kuvveti, kanat kesit profiline bağlı hesaplanan kaldırma ve sürüklenme katsayılarına bağlıdır. 3-) Akışkan sıkıştırılmazdır, kararlıdır ve viskoz değildir. 4-) Kavitasyon oluşumu yoktur 5-) Kanat üzerindeki kuvvetler, kullanılan kesit profilinin karakteristik özelliklerine ( $C_L$  ve  $C_D$ ) bağlıdır. 6-) Kanat elemanları iki boyutlu olarak ele alınır ve birbirleri ile etkileşimleri yoktur. Bu yöntemde, pervane yarıçapı boyunca belirli sayıda akım tüpüne ayrılarak her bir tüpteki iki boyutlu kanat profilinin, kaldırma ve direnç kuvveti ile akım tüpü içerisinde üretilen itme ve torkun hesaba katıldığı bir kuvvet dengesi ve eksenel ve açıl momentum dengesi hesaplanır

(Hansen, 2008). Bu, her bir kanada ait akım tüpü için iteratif olarak çözülebilen bir grup lineer olmayan denklem sistemini meydana getirir. Elde edilen elemanter itme ve tork değerleri yarıçap boyunca entegre edilerek pervane performansı tahmin edilir (Manwell vd., 2002) ve üretilebilecek güç bulunabilir. Bir sualtı akıntı türbininin tasarımı için gerekli olan hidrodinamik performans, rüzgâr türbinine benzer şekilde MBEM yöntemi kullanılarak modellenebilir, (Burton vd., 2001; Batten vd., 2008). Yöntemin yüksek doğrulukta sonuçları az bir hesaplama zamanı ile ortaya koyması en önemli uygulama nedenleri arasındadır (Whelan vd., 2009; Widjanarko, 2010).

Bir türbin kanadının kesiti üzerindeki hızlar Şekil 5'te gösterilmiştir.  $V(1-a)$  ile gösterilen vektör, aksel akış faktörü etkisindeki akış hızını,  $\Omega r + \frac{\omega r}{2}$  büyüklüğü ile verilen vektör rotasyonel akış faktörü etkisindeki kesit açısall hızını ve  $w$  ise kanat kesitine gelen bileşke hız vektörünü ifade etmektedir.



Şekil 5. Bir kanat elemanı üzerindeki akış hızları

Bu yöntemle göre türbin tasarım ve performans hesaplamalarında kullanılan ana denklemlerden ikisi momentumun korunumundan elde edilen aksel kuvvet ve tork ifadeleri ( denklem 1 ve denklem 2) diğer ikisi de kanat kesit profili özellikleri ( $C_L$  ve  $C_D$ ) ile hesaplanan kuvvet ve tork ifadeleri (denklem 3 ve denklem 4) dir.

$$dF_x = Q\rho V_1^2 [4a(1-a)]\pi r dr \quad (1)$$

$$dT = Q4a'(1-a)\rho V\Omega r^3\pi dr \quad (2)$$

Burada ;

$$Q = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[ \exp \left\{ - \left( \frac{B}{\left( \frac{r}{R} \right) \cos \beta} \right)^2 \right\} \right]$$

$$dF_x = \sigma' \pi \rho \frac{V^2(1-a)^2}{\cos^2 \beta} (C_L \sin \beta + C_D \cos \beta) r dr \quad (3)$$

$$T = \sigma' \pi \rho \frac{V^2(1-a)^2}{\cos^2 \beta} (C_L \cos \beta - C_D \sin \beta) r^2 dr \quad (4)$$

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (5)$$

Sözü edilen bu denklemler eşitlenirse, türbin performansında kullanılan aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma' [C_L \sin \beta + C_D \cos \beta]}{4Q \cos^2 \beta} \quad (6)$$

$$\frac{a'}{1-a} = \frac{\sigma' [C_L \cos \beta - C_D \sin \beta]}{4Q \lambda_r \cos^2 \beta} \quad (7)$$

Türbin performans hesapları için kullanılan bir oran da kanat uç hızı oranıdır (Tip Speed Ratio: TSR) ve  $\lambda_r$  ile gösterilir. Denklem (7) 'deki gibi, herhangi bir yarıçapta, kanat kesiti dönüş hızının türbin üzerine gelen akış hızına oranı olarak ifade edilir. Burada:

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{V} \quad (8)$$

Türbin performans hesaplarında kullanılacak diğer bir değişken ise güç katsayısı  $C_p$  dir. Türbin tarafından üretilecek toplam güç, her bir kanat elemanının bulunduğu kesit için genel olarak denklem 9)'daki eşitlik ile ifade edilir.

$$dP = \Omega dT \quad (9)$$

Bu ifade, kanat boyunca entegre edildiğinde, toplam güç ifadesi için denklem (10) ile verilen eşitlik elde edilir.

$$P = \int_{r_h}^R dP dr \quad (10)$$

$$= \int_{r_h}^R \Omega dT dr$$

Burada  $r_h$  türbin göbeği yarıçapıdır. Güç katsayısı  $C_p$ , denklem (11)'deki gibi ifade edilir.

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_{\lambda_h}^{\lambda} Q \lambda_r^3 a' (1 - a) \left[ 1 - \frac{C_D}{C_L} \tan \beta \right] d\lambda_r \quad (11)$$

Momentum kanat elemanı yöntemine ait detaylar için (Uşar ve Bal, 2015) çalışmasına bakılabilir.

Türbin tasarımının temelinde, profil kesitinin performansı, doğrudan türbin verimi ile ilişkilidir. Hidrodinamik kaldırma kuvveti türbinden elde edilecek gücün maksimize edilebilmesi için mümkün olan en büyük değerinde olmalı, sürüklenme (direnç) kuvveti ise tam tersine en düşük değerinde olmalıdır. Buna bağlı olarak, profil kesiti seçiminde kaldırma katsayısının sürüklenme katsayısına oranı  $\frac{C_L}{C_D}$  büyük seçilmelidir. Bu çalışmada, teorisi Drela (1989) tarafından ortaya konulan XFOIL açık kaynak kodu kullanılarak ilgili hesaplamalar yapılmış ve profil kesitine karar verilmiştir.

## Uygulama

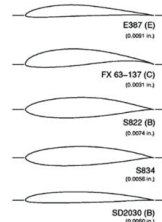
### Türbin Genel Özelliklerinin Belirlenmesi (Ön Tasarım)

Tasarımı yapılacak olan tekneye bütünleşik yatay eksenli sualtı akıntı türbini için tasarım kriterleri şu şekildedir:1-) Tekne de biri iskele diğeri sancak tarafta konumlanacak şekilde iki adet türbin bulunacaktır.2-)Tasarlanacak türbinlerin boyutu (çap, boy, vb.) tasarımcı tarafından belirlenecek olup genel anlamda çap 700 mm'nin altında olması görsel açıdan gereklidir.3-) Türbinlerin tekne üzerindeki boyuna ve enine konumu, tekne içi yerleşim, su altındaki akışta türbinlerin diğer takıntılar ile etkileşimi (sevk sistemi, salma vb.) dikkate alınarak belirlenecektir.4-) Türbinlerin çalışması sırasında (yelken seyri esnasında ) meydana getirdikleri sürtünme ve itme kaynaklı ek direnç değerleri, tekne direnç değerinin %25'ini geçmeyecektir. 5-) Tasarım noktası 3.1 m/s (6 knot) olarak kabul edilecektir. Tekne hızı ise en fazla 5.1 m/sn (10 knot) kabul edilecektir.6-) Türbin, kullanılmadığında en az takıntı direnci

oluşturacak şekilde tasarlanacaktır. Tasarım noktasında iki adet türbin için toplam takıntı direnci motor seyriinde tekne direncinin % 5'ini geçmeyecektir.7-) Türbin tasarım noktasında (3.1 m/s) en az 850 W elektrik üretecek şekilde tasarlanacaktır.8-) Türbin en fazla 2.5 m/s (4.8 knot) tekne hızında elektrik üretmeye başlamalıdır. Bu hızda üretilen elektrik 300 W altında olmayacaktır.9-)1 adet türbin ağırlığı (Alternatörleri dâhil ana güç yönetim sistemine bağlantı noktasına kadar) 35 kg değerini aşmayacaktır. 10-) Türbin tasarımında deniz suyuna dayanıklı malzemeler kullanılacaktır. 11-) Türbin, tekneye montajında su sızdırmazlığını sağlayacak şekilde tasarlanacaktır.

### Kanat Kesit Profiline Belirlenmesi

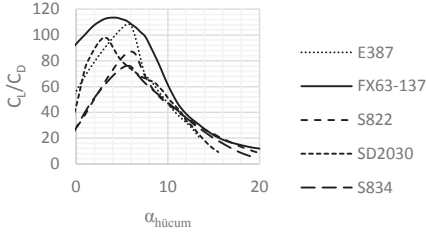
Kesit profili belirlenirken rüzgâr türbinlerinde kullanılan düşük Reynolds ( $R_e$ ) sayılı profillerden faydalanılmıştır (Şekil 6). Bunun nedeni suyun yoğunluğunun havanın yoğunluğuna göre çok fazla olmasına rağmen akış hızlarının düşük olması ve bunun sonucu olarak benzer  $R_e$  sayılarına sahip olmaları, su türbinleri ile rüzgâr türbinlerinin kesit profillerinde benzer profil tiplerinin kullanılabilir olmasıdır Sale (2009).



Şekil 6. Bazı düşük  $R_e$  sayılı profil kesitleri

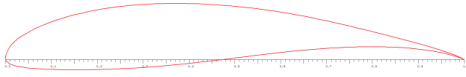
Ele alınan profillerin maksimum  $C_L/C_D$  oranları hesaplanmış ve Şekil 7'de karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Burada en yüksek orana sahip olan FX63-137 kesiti seçilmiştir. Bu profil insan gücü ile çalışan bir hava aracı için tasarlanan düşük  $R_e$  sayısına sahip ilk profildir. Orijinal ismi "Wortmann FX63-137" olarak adlandırılmıştır. Geniş bir hatve momentine sahiptir. Diğer taraftan çıkış kenarının çok ince olması üretimini zorlaştırdığı gibi kalınlığın lokal olarak değiştirilmesinin performans

üzerinde büyük bir etkisi olmadığı bilinmektedir [7]. Bu kapsamda üretilebilirlik de göz önüne alınarak çıkış kenarında değiştirme yapılmış ve devam eden hesaplamalarda revize edilmiş profil özellikleri kullanılmıştır.

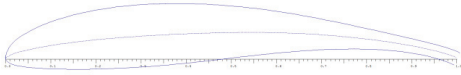


Şekil 7. Farklı tip kesit profillerine ait  $C_l/C_D$  değerleri

Türbin tasarımında kullanılmak üzere seçilen FX63-137 tipindeki profil Şekil 8’de gösterilmiştir. Şekil 9’da ise bu profilin çıkış kenarında yapılan düzeltme sonucu elde edilen yeni geometri verilmiştir.



Şekil 8. FX63-137 profili (orijinal)



Şekil 9. FX63-137 (Çıkış kenarı değiştirilmiş)

### Kanat Uç Hız Oranın (TSR) Belirlenmesi

TSR, türbin tasarımında sıkça faydalanılarak en verimli çalışma noktalarının bulunmasında ve gösterilmesinde kullanılmaktadır. Türbin tekne altında, teknenin yelken seyri sırasında gövdesi üstünde oluşan su akımını enerjiye çevirmeyi hedeflemektedir. Bunu başarırken tekne üzerinde bir takıntı geometrisi gibi davranarak fazladan bir direnç oluşturacaktır. Bu direnç ise teknenin hızını düşürecektir. Bu kaçınılmaz bir durumdur. Ele alınacak problem bunu en aza indirgeyerek en verimli sistemi geliştirebilmektir. Tekne üzerindeki bu takıntı direncini, türbin üzerinde oluşan iki farklı hidrodinamik kuvvet meydana getirir. Bu kuvvetlerden birincisi, türbin geometrisinin üzerindeki akış nedeni ile meydana gelen viskoz

direnç bileşenleridir. Diğeri ise türbinin kanatları üzerinde oluşan dönme kaynaklı itmenin teknenin hareket yönünün tersine oluşu ve tekneyi durdurmaya çalışmasıdır. Bu itme, türbinin devir sayısının artışı oranında artmaktadır. Bu nedenle çalışmada düşük TSR değerinin seçilmesi daha uygun görülmüştür. Bu amaç doğrultusunda üretilmiş mevcut sualtı akıntı türbinleri örnekleri incelenmiş ve Tablo 1’de verilmiştir. Bu tablodaki değerler incelendiğinde çap/devir oranının hemen hemen sabit olduğu görülmektedir. Bu sabit oran kullanılarak, türbin çapına göre olası devirler belirlenerek TSR öngörülebilir. Başlangıç aşamasında değerlendirilmek üzere 0.3 - 0.7 m arasında 5 adet türbin çapı için ön hesaplar yapılmıştır. Bu nedenle bu çaplar için Tablo 1’de verilen 3 m/s çalışma koşulundaki çap/devir oranı ve nominal devir sayısı kullanılarak, 3.1 m/s tasarım hızı için türbin devirleri ve bu devirlere karşılık TSR’ler hesaplanmıştır. 5 adet türbin çapı için de TSR’nin yaklaşık 3.4 olduğu görülmüş ve ön tasarım hesaplamalarda bu değer kullanılmıştır.

Tablo 1. Örnek akıntı türbinlerine ait karakteristik değerler

Nominal akış hızı (m/s)	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50
Türbin çapı (m)	6.30	5.10	4.40	3.80	3.40	3.10
Türbin alanı (m <sup>2</sup> )	31.20	20.40	15.00	11.50	9.30	7.70
Nominal güç (kW)	42	55	66	78	88	98
Nominal devir (rpm)	32.20	39.00	46.00	52.00	58.00	64.00
TSR	5.31	4.17	3.53	2.96	2.58	2.31
Çap/Devir Oranı	10.62	10.41	10.60	10.35	10.33	10.39

### Türbin Çapının Belirlenmesi

Türbin çapı belirlenirken, 0.3 - 0.7 m arasında 5 adet türbin çapı için performans değerleri hesaplanmış ve Tablo 2’de sunulmuştur. Tasarım gereksinimleri dikkate alındığında 0.6 ve 0.7 m çapındaki türbin alternatiflerinin oluşturdukları itmenin türbin için izin verilen itme değerini aştığı, 0.3 m ve 0.4 m çapındaki alternatiflerin ise potansiyel güç üretiminde istenilen gücü sağlamadığı görülmektedir. 0.5 m çapındaki türbin ise potansiyel olarak ürettiği güç olan 1357 W değerinin dâhilinde, kayıpların olmadığı dikkate alınarak uygun olduğu



değerlendirilmiştir. Sonuç olarak türbin çapı 0.5 m olarak belirlenmiş olup bu çaptaki türbinin itme yönünden tasarım gereksiniminin üzerinde olmasına rağmen detay tasarım aşamasında yapılabilecek bir hesaplamalı akışkanlar mekaniği analiz sonuçları ile birlikte değerlendirilerek gerekirse bu değer in düşürülmesi sağlanabilir.

**Tablo 2.** Çapı 0.3 m ile 0.7 m arasındaki türbin tasarımları için performans değerlendirmesi

TÜRİN ÇAPI (M)	AKIŞ HIZI (M/S)	TSR	NOMİNAL DEVİR (RPM)	GÜÇ P(W)	EKSENEL KUVVET F (N)	TORK T(NM)
0.3	3.1	3.4	675	485.5	282.7	6.91
0.4	3.1	3.4	506	865.5	501.5	16.45
0.5	3.1	3.4	405	1357	782.5	32.2
0.6	3.1	3.4	338	1957.5	1126	55.7
0.7	3.1	3.4	290	2668	1530	88.7

## Detay Tasarım

### Türbin Kanat Geometrisinin Optimizasyonu

Bir önceki bölümde elde edilen çap (0.5 m) ve 3.4 değerindeki TSR, tasarım koşullarında geometrik optimizasyonu için bilinmesi gereken değişkenlerdir. Burada, çok amaçlı genetik algoritma ve Momentum Kanat Elemanı Yöntemi (Momentum Blade Element Method :MBEM)'ni birleştirerek yatay eksenli rüzgar/akıntı türbinlerinin optimizasyonunu gerçekleştirebilen ve Sale, D. (2009,2012) tarafından geliştirilen HARB\_OPT (Horizontal Axis Rotor Performance Optimization) açık kaynak kodu kullanılmıştır. Belirlenen bu değerler ile birlikte tasarım gereksinimlerine göre türbin kanat geometrisi optimize edilmiştir. Bu kod yardımıyla, tasarım noktalarındaki TSR'yi sağlayacak şekilde türbin kanat geometrisi kesitlerinin hatveleri ve giriş dağılımlarının optimizasyonu sağlanmıştır. Daha sonra ortaya çıkan sonuçlar ile geometrik modelleme Pechlivanoglou, G.(2012), tarafından ilk olarak ortaya konulan ve daha sonra da Berlin Teknik Üniversitesi Deneysel Akışkanlar Mekaniği Bölümü'nde rüzgar enerjisi çalışma grubu tarafından geliştirilen Q-Blade kodu yardımıyla yapılmıştır. Bu aşamada, tasarım gereksinimlerine göre kanat hatvesi (tüm kanadın, kanat eksenine göre dönüklüğü) değerlendirilmiş ve geometrik tasarım

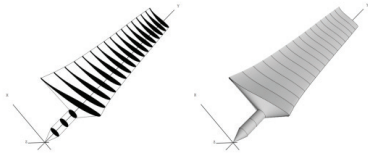
sonlandırılmıştır. Buna bağlı olarak nihai durumdaki performans göstergeleri hesaplanmıştır. HARB\_OPT 'de optimizasyon için gerekli olan genel giriş verileri Tablo 3'te verilmiştir.

HARB\_OPT 'da optimizasyon yapılırken geometrik olarak sınırlar tanımlanabilmektedir. Bu çalışmada, sadece giriş boyları için en düşük değer sınırlandırılmıştır. Bunun nedeni kanatların üretilebilirliğinin sağlanmasıdır. Seçilen kesit profilinde kalınlıklar giriş boyuna göre değişmekte ve kesitin en ince bölgesi çıkış kenarı olmaktadır. Buna bağlı olarak yapılan hesaplamada çıkış kenarındaki kalınlık, giriş boyu 37 mm olduğunda 1 mm olmaktadır. Kanatların talaşlı imalat ile üretileceği düşünüldüğünde, 1 mm'nin altında imalat ölçülerinin sağlanmasının güç olacağı ve üretim toleranslarının artacağı ifade edilebilir. Bu nedenle kanat ucunda giriş boyu minimum 37 mm olacak şekilde alınmıştır.

**Tablo 3.** HARB\_OPT yazılımı optimizasyon değişkenleri ve yapılan seçimler

OPTİMİZASYON DEĞİŞKENLERİ	SEÇİMLER
TÜRİN HIZ KONTROL YÖNTEMİ	DEĞİŞKEN HIZLI
TÜRİN HATVE KONTROL YÖNTEMİ	SABİT HATVELİ
KANAT SAYISI	3 ADET
MAX. DEVİR SAYISI	850 [RPM]
BEKLENEN TEORİK GÜÇ	6000 [W]
KANAT ELEMANI SAYISI	30
MİN. AKIŞ HIZI	0.5 (M/S)
MAX. AKIŞ HIZI	5.1 (M/S)
KESİT PROFİLİ	FX63-137 (REVİZE)
MİN. KİRİŞ BOYU LİMİTİ (KANAT UCUNDA)	37 MM

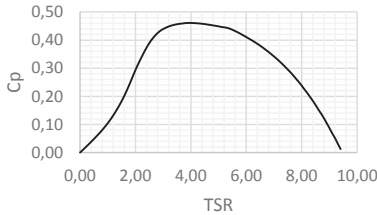
Optimizasyon sonucunda elde edilen kanat geometrisi Tablo 4'te gösterilmiştir. Elde edilen geometri, Q-Blade kodu kullanılarak modellenmiş ve tek kanat halinde Şekil 10'da gösterilmiştir. HARB\_OPT 'da yapılan optimizasyon sonucunda, TSR 3.88 olarak bulunmuş olup buna karşılık gelen güç katsayısı  $C_p$  0.46' dır. Q-Blade'de elde edilen geometrinin  $C_p - TSR$  grafiği Şekil 11'de gösterilmiştir.



Şekil 10. Optimizasyon sonrası elde edilen geometri (Tek kanat)

Tablo 4. Optimize edilmiş türbin kanadına ait geometrik bilgiler

r/R	r [mm]	c [mm]	$\beta$ [derece]
0.2	50	76.5	34.1
0.25	62.5	66.6	28.9
0.3	75	60.8	25.7
0.35	87.5	57.2	23.5
0.4	100	54.7	21.9
0.45	112.5	52.8	20.6
0.5	125	51.2	19.3
0.55	137.5	49.7	18.2
0.6	150	48.4	17.2
0.65	162.5	47.4	16.2
0.7	175	46.6	15.3
0.75	187.5	45.9	14.4
0.8	200	45.2	13.4
0.85	212.5	44.3	12.3
0.9	225	43.3	11.1
0.95	237.5	42.2	9.7
1	250	41.5	8.5



Şekil 11. Elde edilen geometriye ait hesaplanan  $C_p$ -TSR eğrisi

Optimizasyon sonucuna göre tasarım noktası olan 3.1 m/s akış hızında teorik olarak türbin devir sayısı (rpm),  $C_p$ , itme (N), tork (Nm) ve elde edilecek teorik güç P (W) Tablo 5'te gösterilmiştir. Sonuç olarak tasarlanan türbin, tasarım hızında güç gereksinimini karşılamasına rağmen oluşturduğu itme beklentinin üzerindedir. Aynı zamanda ön tasarımda belirlenen TSR'nin üzerinde bir sonuç elde edilmiştir.

Tablo 5. Optimize edilmiş türbin kanatı için MBEM ile hesaplanan performans sonuçları

AKIŞ HIZI [M/S]	TÜRİN DEVRİ [RPM]	$C_p$ [-]	TSR [-]	TORK [NM]	İTME [N]	TEORİK GÜC [W]
3.1	460	0.461	3.88	28.72	827	1383.5

TSR'nin artması, türbin devrini de arttırmıştır. Bu durumda, tasarım üzerinde itmenin tasarım gereksinimlerinde belirtilen seviyeye düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için kanat geometrisini, yani giriş boyları ve/veya kesit hatvelerini değiştirmek yerine kanat hatvesini değiştirmek optimize edilmiş kanadın performans eğilimini değiştirmeden sadece mertebesini değiştirecektir.

### Mekanik Tasarım

Ön tasarım ve detay tasarım aşamalarında türbin kanatlarının tek başına hidrodinamik tasarımları yapılmış, performansı pervane tasarımındaki gibi açık su performans hesapları şeklinde oluşturulmuş ve bu hesaplar ön tasarımda kullanılan MBEM yöntemi yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Gerçekte türbin, bir pod önünde çalışacaktır ve türbinlerin kanat ucu ile tekne arasında belirli bir mesafesi olacaktır. Diğer taraftan ön tasarım hesaplarında kullanılan MBEM yönteminde özellikle düşük hız ve kanat devirlerinde, viskoz etkiler ile türbin-pod ve türbin-tekne geometrisi etkileşimi hesaplara dâhil değildir. Bu etkilerin de dikkate alınması ve hesaplarına daha az hata ile sonuç verecek bir hesaplama yöntemi ile detaylandırılması önemlidir. Fakat bu çalışmaların yapılabilmesi için ön tasarım ile belirlenen türbin kanatlarına ait geometrilerin dışında göbek ve pod geometrileri, türbin ile tekne arasındaki bağlantı detayları ve türbinin tekne geometrisine göre konumunun belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda, söz konusu detaylar belirlenerek türbin sistemini oluşturan ve türbin üzerindeki akıştan etkilenen bileşenlerin tasarımları daha sonra yapılabilecek bir hesaplamalı akışkanlar mekaniği analizleri için genel anlamda ortaya konulmuştur. Mekanik tasarım için, ticari bir yazılım olan Solidworks [8] programından yararlanılmıştır.



### Göbek (Hub) Tasarımı

Tekne, motor seyri sırasında, üzerindeki yenilenebilir enerji kaynaklarından elde ettiği ve depoladığı enerjiyi kullanarak elektrik motoru ile sevk edileceğinden dolayı depoladığı enerjiyi verimli kullanması önem arz etmektedir. Bunun için teknenin direncinin yanısıra takıntı dirençlerinin de en aza indirilmesi verimi arttıracaktır. Türbinler, teknenin yelken seyri sırasında kullanılacak olup, motor seyrinde kullanılması verim açısından uygun değildir. Fakat türbinler kullanılsa dahi yelken seyri sırasındaki pozisyon ve geometrisi aynı bırakılırsa, sevk verimini olumsuz etkileyecektir. Bu nedenle türbinlerin kanatlarının kapanabilir yapılması ve motor seyri sırasında üzerindeki akış kaynaklı dirençleri en aza indirebilmek için pozisyonlarını değiştirmeleri gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu kapsamda türbin iki farklı pozisyon alacak şekilde tasarlanmıştır. Bunlardan birincisi kanatların açık olduğu ve türbinin çalıştığı pozisyon (Pozisyon 1), ikincisi ise kanatların akış karşısındaki yüzey alanını küçültmek için podun 180 derecelik dönme hareketi yaptığı ve kanatların kapandığı pozisyonudur (Pozisyon 2).

Birinci hareketi gerçekleştirmek için kanatların hareket edebiliyor olması gerekmektedir. Açıldıklarında tasarlandıkları pozisyona gelmeleri, kapandıklarında ise en az akış karşıtı alan oluşturacak şekilde pozisyon almaları gerekir. Bunu yaparken kanatların senkronize hareket etmesi ve hareketi sağlayacak hidrodinamik kuvvetleri paylaşması önemlidir. Bu nedenle kanatlar, montajlanabilir bir şekilde ayrı ayrı tasarlanmış ve göbek bağlantısında birbirleri ile temas halinde olan bir dişli sistemle kurgulanmıştır. Bu tasarımın olumsuz etkisi göbek çapında normalde gereksinim duyulacak çaptan bir miktar daha fazla alana ihtiyaç duyulması şeklinde olmuştur. Fakat, yapılmak istenen ile kazancın etkisinin daha değerli olduğu sonucuna varılmıştır. Türbine ait kanatlar ile göbeğin montajlanmış halinin tam açık çalışma pozisyonu Şekil 12’de, tam kapalı pozisyonu ise Şekil 13’te gösterilmiştir. Kanatların açılır kapanır şekilde olduğu söz konusu bu sistem, günümüzde yelkenli

teknelerin sevkinde sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tip sevk sistemleri için [9] numaralı kaynağa bakılabilir.



Şekil 12. Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-1 (tam açık)



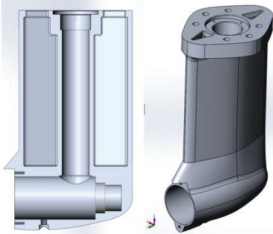
Şekil 13. Göbek ve kanatların birleştirilmiş hali Pozisyon-2 (tam kapalı)

### Pod Tasarımı

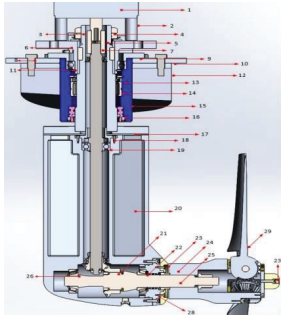
Sistemin tamamının daha sonra yapılabilecek akış analizleri ile performansının değerlendirilmesi için göbek ve pervane-göbek bağlantısının tasarımı sonrasında akış hacmi içinde diğer önemli bir kısım olan pod bileşeni tasarlanmıştır. Pod bileşeninin geometrisinin tasarımında, dümen tasarımlarında sıklıkla kullanılan “damla” formunda kesitlerin tercih edilmesi düşünülmüş ancak sistemin 180 derece dönebilir olması, kesitin hem giriş hem de çıkış kenarlarının akış karşısında çalışacağı değerlendirilerek simetrik bir kesit seçilmiştir. Bu kesitin boyutları belirlenirken kesit merkezinde bulunacak dikey mil ve bu milin ihtiyaç duyacağı çap dikkate alınmıştır.

Merkezdeki 42 mm’lik dikey mil boşluğu ve belirli bir et kalınlığı sabit kabul edilerek, profil boyu bir dizi iki boyutlu analiz ile belirlenmiştir. Burada kesitin kaldırma ve sürüklenme katsayısındaki değişim gözlemlenerek en uygun profil boyu ve uç yarıçapları bulunmuştur. Mevcut çalışmada kesit profilinin belirlenmesi aşamasında yapılan çalışmalar için detay verilmemiş olup nihai kesitin geometrisi ve bu geometri için yapılan iki boyutlu hesaplamalı akışkan dinamiği

analizlerinde özellikle akışın kesite dik geldiği durumda kesit çıkışında kayda değer akım ayrılmalarının olmadığı gözlemlenmiştir. Belirli bir açıyla gelen akışta ise profilin gerisinde oluşan türbülans olumsuz olmasına rağmen denenen tüm kesitlerde aynı sonuç ile karşılaşılmıştır. Sistemde bu problemin üstesinden gelmenin bir yolu, teknenin her leeway (rüzgar altına düşme) açısına göre sistemin açısını düzenleyen bir dinamik konumlandırma yapmak olabilir. Fakat böyle bir sistem için dinamik konumlandırma sistemi, karmaşıklığı ve maliyetleri çok fazla arttıracığından tasarıma dâhil edilmemiştir. Podun tekne ile bağlantı noktasındaki flenç, türbin ekseninde döndürme kuvvetini ileten yatay mil ve bu milin yatakları ile devir düzenleyen dişlilerin içine montajlandığı bir taşıyıcı bileşendir. Podun detay tasarımının son hali Şekil 14’te gösterilmiştir. Şekil 15’te türbinin boyuna ekseninde kesiti gösterilmiş ve temel sistem bileşenleri numaralandırılmıştır. Numaralandırılan parçaların isimleri Tablo 6’da verilmiştir.



Şekil 14. Nihai pod tasarımının kesit ve perspektif görünüşü



Şekil 15. Türbin sisteminin boyuna kesiti üzerinde sistem bileşenlerinin gösterimi

Tablo 6. Türbin sistemine ait bileşenlerin isimleri

No	Bileşen	No	Bileşen
1	Alternatör	16	Döner Bosa Birincil Sızdırmazlık Bileşeni
2	Alternatör Bağlantı Ayağı	17	Döner Bosa Flenci
3	Döner Bosa Kilitleme Somunu	18	Dikey Mil Üst Yatağı Sabitleme Parçası
4	Döner Bosa	19	Dikey Mil Üst Yatağı
5	Kaplin	20	Pod
6	Alternatör Döşeği	21	Dikey ve Yatay Mil Dişlisi
7	Dikey Mil	22	Yatay Mil Ön Yatağı
8	Tekne Sabitleme Civatası	23	Pod ve Hub Tutyası
9	Dikey Hareket Stoperi	24	Hub
10	Sabit Bosa Flenci	25	Yatay Mil
11	Döner Bosa Üst Yatağı	26	Yatay Mil Arka Yatağı
12	Tekne Döşeği	27	Yağ Tapası
13	Döner Bosa İkincil Sızdırmazlık Keçesi	28	Yatay Mil Sızdırmazlık Bileşeni
14	Döner Bosa Alt Yatağı	29	Türbin Kanadı
15	Sabit Bosa		

## Sonuçlar

Bu çalışmada, üzerinde herhangi bir fosil yakıt tüketen sistem/cihaz olmadan seyir yapabilecek şekilde tasarlanan bir yelkenli teknenin seyri sırasında tekne altında oluşan akışı elektrik enerjisine çevirerek teknenin bataryalarını şarj edecek sualtı türbinlerinin ön tasarımı ve detay tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışma başlangıcında belirlenen tasarım gereksinimleri, çalışmanın seyrine yön vermiş ve her adımda bu gereksinimleri dikkate alınmıştır

Sistemde türbin çapı 500 mm olarak belirlenmiştir. Tasarım gereksiniminde 700 mm yi aşmaması istenmesine ve daha büyük bir çapta güç temininin daha yüksek olacağı belirtilmesine rağmen, sistem üzerindeki direnç kuvvetlerinin 600 mm ve 700 mm çaplarında tasarım gereksiniminin üzerine çıkması nedeniyle çap 500 mm olarak belirlenmiştir.

Sistemin tekne üzerindeki konumlandırmasında; tekne iç yerleşimi, salmanın pozisyonu, türbin kanatlarının tekne ile arasındaki mesafe, sistemin tekne dışına açıldığı noktadaki form eğilimleri ve sistemin 180 derece hareket edebilmesi dikkate alınarak en uygun konuma karar verilmiştir.

Tasarım hızı olan 3.1 m/s (6 knot) akış /tekne hızında 850 W'm üzerinde 891 W'lık güç üretmektedir.

Sistemin toplam ağırlığı 33 kg dır. Özellikle sistemde alternatör bileşenleri en fazla ağırlık yapmaktadır. Ağırlık için tanımlanan 35 kg lık limit ağırlığın geçilmemesi için mekanik aksamda, deniz suyuna dayanıklı alüminyum bileşenler ağırlıklı olarak tercih edilmiştir. Diğer taraftan, alternatör seçiminde bu kriter de dikkate alınmış ve alternatör seçeneklerinin sadece performansı değil, ağırlık ve boyut değerleri de dikkate alınmıştır.

Mevcut çalışma klavuz olarak ele alındığında ileride yapılacak çalışmalarda, sistem el ile kontrol edilen 180 derece dönme kabiliyeti, bir servo motor düzeneği ile otomatik hale getirilebilir. Diğer taraftan, mekanik aksamın çalışması, kullanılan malzemelerin dayanıklılığı, performans vb. konular sistemin gerçek ortamda yapılacak testlerinden elde edilecek gözlemler ve tecrübeler ile iyileştirilebilir. Ayrıca daha sonraki çalışmalarda sistem için, kavitasyon ve tekne ile birlikte hesaplamalı akışkan dinamiği analizlerinin gerçekleştirilmesi planlanmaktadır.

## Teşekkür

Bu çalışma, Milper Pervane Teknolojileri A.Ş. firmasının Uluslararası destek programı ERANET TRANSPORT kapsamında olan, "Sıfır Emisyonlu Yenilenebilir Enerji Üreten Hibrid Biokompozit Yelkenli Yat Konseptinin Geliştirilmesi" projesi kapsamında desteklenmiştir.

## Semboller

$a$	:Eksenel akış faktörü
$a'$	:Açısal indüksiyon faktörü
$B$	:Kanat sayısı
$c$	:Kiriş boyu (m)
$C_L$	:Kesit kaldırma katsayısı
$C_D$	:Kesit sürüklenme (direnc) katsayısı
$C_P$	:Güç katsayısı
$D$	:Sürüklenme kuvveti
$F_x$	:Eksenel kuvvet(ıtime)(N)
$L$	:Kaldırma kuvveti (N)
$P$	:Güç(W)
$Q$	:Kanat ucu kayıp faktörü
$r$	:Radyal yön
$R$	:Kanat uç yarıçapı (m)
$T$	:Tork (Nm)
$\beta$	:Kanat kesiti hatve açısı (derece)
$\lambda_r$	:Kanat uç hız oranı
$\eta$	:Verim
$\rho$	:Akışkan yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma'$	:Yerel katılık faktörü
$\theta$	:Teğetsel koordinat
$\Omega$	:Kanat açısal hızı (rad/s)
$\omega$	:İz açısal hızı (rad/s)
$r_h$	:Türbin göbek yarıçapı(m)
$\alpha_{hücum}$	:Hücum açısı (derece)

## Kaynaklar

- Batten, W.M.J., Bahaj, A.S., Molland, A.F., Chaplin, J.R., (2008) "The prediction of Hydrodynamic performance of Marine Current Turbines", Renewable Energy, 33, 1085-1096.
- Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E., (2001) "Wind Energy Handbook", John Wiley and Sons Inc., NY, USA.
- Drela, M., (1989) "XFoil: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils", Lecture Notes in Engineering, 54, 1-12.
- Glauert, H., (1935). "Airplane propellers, In Aerodynamic Theory", 4, 169-360. Springer, Berlin.
- Hansen, M., Sorensen, J., Voutsinas, S., Srensen, N., Madsen, H., (2006). "State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity", Progress in Aerospace Sciences, 42, 285-330.
- Hansen, M.O.L. (2008). "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd edition, Earthscan, London, UK.
- Maalawi, K.Y., Badawy, M.T.S., (2001). "A direct method for evaluating performance of horizontal axis wind turbines", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5, 175-190.

- Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., (2002). "Wind Energy Explained – Theory, Design and Application", John Wiley and Sons Inc., NY, USA.
- Pechlivanoglou, G.,(2012). Wind Turbine Aerodynamics, Hermann-Foettinger-Institute, TU Berlin, "Dissertation: Passive and active flow control for wind turbine blades". PhD.Thesis.
- Rankine, W. J., "On the mechanical principles of the action of propellers". Transactions RINA 1865,6, 1865.
- Sale, D., (2009). "Hydrodynamic optimization method and design code for stallregulated hydrokinetic turbine rotors", 28th ASME International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, May 31-June 5.
- Sale, D., (2012). "HARP\_Opt: An optimization code for system design of axial flow turbines", *Marine and Hydrokinetic Instrumentation, Measurement, & Computer Modeling Workshop Broomfield, CO July 9-10*.
- Usar, D., Bal, S., (2015). "Cavitation Simulation on Horizontal Axis Marine Current Turbines", *Renewable Energy*, 80, 15-25.
- Whelan, J. I. Graham J. M. R., Peir, J., (2009). "A free-surface and blockage correction for tidal turbines", *Jornal of Fluid Mechanics*, 624, 281-291.
- Widjanarko, S.M.D., (2010). "Steady Blade Element Momentum Code for Wind Turbine Design Validation Tool", Sustainable Energy Technology, Universiteit Twente, Enschede, Netherlands.
- Yemm, R., Pizer, D., Retzle, R.C., Hendrson R., (2012). "Pelamis: experience from Consept to connection", *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 370:1959: 365-380.
- [1]<http://www.powerengineeringint.com> (06.05.2016)
- [2] <http://verdantpower.com> (12.04.2016)
- [3] <http://marine-turbines.com> (06.05.2016)
- [4]<http://minesto.com> (06.05.2016)
- [5]<http://openhydro.com> (06.05.2016)
- [6]<http://orpc.co>(06.05.2016)
- [7][http://library.propdesigner.co.uk/html/fx\\_63-137.html](http://library.propdesigner.co.uk/html/fx_63-137.html) (06.05.2016)
- [8]<http://www.solidworks.com> (06.05.2016)
- [9]<http://www.flexofold.com> (06.05.2016)

## Marine current turbine design for zero emission renewable energy producing a sailing boat

### Extended abstract

*In the recent years, rapid increase in theoretical studies and applications on electrical power generation from renewable sources, such as wind, sun, marine or tidal currents, can be encountered in the literature. Among these, marine current turbines, produce energy by taking the advantage of alternating motion of water, and have the ability to produce energy even at low flow rates, and are operated in oceans and seas as a renewable energy source.*

*In this study, design of marine current turbine, to be installed on a zero emission sail boat concept as a prominent renewable energy source, is done. Firstly, the design requirements of marine current turbine to be installed on the sailboat are determined. So forth, prerequisites for two marine current turbines, at starboard and port, are turbine diameters to be less than 700 mm, design speed to be 3.1 m / s (6 knots), electrical power generation to be not less than 850 W, total appendage resistance to be not exceeding 5% of the ship resistance during the motor cruising and also 25% of the ship resistance during the sailing, in total, and weight of each turbine to be not exceeding 35 kg. Considering the prerequisites above, low Reynolds number turbine blade section profile FX63-167, also used wind turbine blade section with the highest  $C_L/C_D$  (lift coefficient/drag coefficient) ratio, is chosen. Nevertheless, considering manufacturing and productivity, changes in the geometry of trailing edge of the section is done. TSR, a substantial parameter for marine turbines, and turbine diameter data from available five marine current turbine in production, ranging in diameter 3.1-6.3 m are taken into account. For design, TSR and turbine diameter ( $D$ ) are considered to be 3.4 and 0.5 m, respectively. TSR is an important parameter in turbine design. Turbine, under the boat, aims to convert energy to water flow that occurs on its body during the course of sailing. In the meanwhile, it is causes an additional resistance by acting as an appendage on sail boat. The additional appendage resistance reduces the speed of boat. It is inevitable. To overcome, the most efficient system can be developed by reducing it to the minimum. The additional appendage resistance on the sail boat*

*occurs, since the two kinds of hydrodynamic forces are generated on turbine. The first hydrodynamic force is the viscous resistance component caused by flow around turbine geometry. The other hydrodynamic force is opposed thrust force, rotational thrust acting in the opposite direction of boat motion, occurring on turbine blades and trying to stop the boat. The opposed thrust increases in proportion with the increase in rotational speed of the turbine. Therefore, choosing lower TSR values is concluded in this study.*

*A computer code, based on momentum blade element method, is used for blade geometry design and optimization. At the end of optimization, turbine speed ( $N$ ), power coefficient ( $CP$ ), tip speed ratio ( $TSR$ ), torque ( $T$ ), thrust ( $F$ ) and theoretical power are calculated to be 460 rpm, 0.461, 3.882, 8.72 Nm, 827 N, 1383.5 W, respectively. The calculated final geometric values for the turbine blades are given. For the results obtained in pre-design calculations to be close to practice and actual, turbine mechanical design, including hub and pod parts, is also carried out. The reason for the system to be preferred as a folding system, is to minimize the flow-induced resistances during the motor cruising. A horizontal axis marine current turbine system with all components is designed and presented. As a result, an efficient, durable, easy to operate, and innovative product is presented for sailing boat which has capability to generate, accumulate and consume alternative energy by using solar and/or wind renewable energy sources.*

**Keywords:** Renewable energy, marine current turbine, momentum blade element method