



Universidad de Oviedo

PROGRAMA DE DOCTORADO

ENERGÍA Y CONTROL DE PROCESOS

**MICROTURBINA PARA
APROVECHAMIENTO ELÉCTRICO
EN CORRIENTES DE BAJA
VELOCIDAD**

**MICROTURBINE FOR ELECTRICAL
USE IN LOW-SPEED CURRENTS**

RODOLFO ESPINA VALDÉS



Universidad de Oviedo

PROGRAMA DE DOCTORADO

ENERGÍA Y CONTROL DE PROCESOS

**MICROTURBINA PARA
APROVECHAMIENTO ELÉCTRICO
EN CORRIENTES DE BAJA
VELOCIDAD**

**MICROTURBINE FOR ELECTRICAL
USE IN LOW-SPEED CURRENTS**

RODOLFO ESPINA VALDÉS



ÍNDICE



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. SITUACIÓN ACTUAL EN EL SECTOR ENERGÉTICO	3
1.2. ENERGÍA OCEÁNICA	9
1.2.1. CONVERTIDORES DE ENERGÍA DE ONDA (WEC)	11
1.2.2. CORRIENTES DE MAREA	13
1.3. TECNOLOGÍA DE ENERGÍA DE LAS CORRIENTES DE MAREA	16
1.4. MOTIVACIÓN	17
1.5. OBJETIVO	17
2. ESTADO DEL ARTE	19
2.1. EVALUACIÓN DE LOS RECURSOS DE LAS MAREAS	21
2.1.1. EVALUACIÓN DEL RECURSO POTENCIAL	21
2.1.2. CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DE LOS DISPOSITIVOS	23
2.2. TURBINAS DE MAREA	24
2.3. TURBINAS DE EJE HORIZONTAL O FLUJO AXIAL	26
2.4. TURBINAS DE EJE VERTICAL O TURBINAS CROSS-FLOW	41
2.5. DISCO ACTUADOR	46
2.6. BLOQUEO	47
2.7. ARTÍCULOS EXPERIMENTALES DE TURBINAS DE MAREA	49
2.8. ARTÍCULOS NUMÉRICOS DE TURBINAS DE MAREA	63
3. MEDIDAS EXPERIMENTALES	67
3.1. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL	69
3.1.1. INTRODUCCIÓN	69
3.1.2. BANCO DE ENSAYOS HIDRÁULICO	69
3.1.3. TURBINA PROTOTIPO	78
3.1.4. SISTEMAS DE MEDIDA	85
3.1.5. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	95
3.2. RESULTADOS EXPERIMENTALES	98
3.2.1. CARACTERÍSTICAS INICIALES DEL EXPERIMENTO	98
3.2.2. PRUEBAS EXPERIMENTALES	99



4. MODELO NUMÉRICO	101
4.1. METODOLOGÍA NUMÉRICA	103
4.1.1. INTRODUCCIÓN	103
4.1.2. CFD A GRANDES RASGOS	103
4.1.3. CASO PARTICULAR	113
4.2. RESULTADOS NUMÉRICOS	117
5. ANÁLISIS Y COMPARACIONES	119
5.1. COMPARACIÓN ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES	121
5.2. ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS GLOBALES DE LA TURBINA Y EL BLOQUEO EXISTENTE	123
5.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDAD Y PRESIÓN	126
5.4. CORRECCIÓN POR BLOQUEO	138
5.5. ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO	139
6. CONCLUSIONES	141
6.1. CONCLUSIONES	143
6.2. TRABAJOS FUTUROS	144
7. BIBLIOGRAFÍA	146





1. INTRODUCCIÓN





1.1. SITUACIÓN ACTUAL EN EL SECTOR ENERGÉTICO

La crisis del petróleo en la década de los 70 del siglo pasado puso de manifiesto la gran dependencia de los combustibles fósiles para la generación de energía. Reveló un escenario en el que el suministro de petróleo no logró satisfacer la demanda del uso creciente de energía, lo que provocó una iniciativa de los países importadores de energía para depender menos de los combustibles fósiles y buscar alternativas más sostenibles. Posteriormente, aparecieron las preocupaciones por el cambio climático, requiriendo acciones inmediatas para abordar la dependencia excesiva de los combustibles fósiles, causa principal de los gases de efecto invernadero (Sims, 2004).

En 1997, las Naciones Unidas adoptaron el Protocolo de Kyoto para enfrentar el cambio climático, al comprometerse a reducir las emisiones de carbono (Oliver, 2005). En la última década, la cuestión del cambio climático se ha intensificado y en París 2015, las Naciones Unidas se comprometieron a seguir con el objetivo de limitar el aumento de la temperatura global a 2°C con un nivel recomendado de 1.5°C (United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), 2015) (Kreft, Eckstein, & Melchior, 2017). Otras obligaciones incluían que los países fueran neutros en emisiones para la mitad final del siglo. Se espera que las emisiones globales de carbono alcancen su punto máximo en un futuro previsible, en línea con la expectativa de que el suministro de combustibles fósiles alcance su nivel máximo para 2030 (Moriarty & Honnery, 2012). El combustible fósil, incluido el gas natural y el carbón, sigue siendo la principal fuente de energía con una participación del 84% en 2012, con una disminución proyectada del 78% para 2040. Aunque sigue siendo la gran mayoría, se prevé una disminución en su uso debido al aumento del desarrollo de generación de energía nuclear y renovable (U.S. EIA (Org.), 2017).

El cambio de la producción de energía convencional que contamina nuestro medio ambiente a fuentes de energía sostenibles y limpias es una necesidad que se nos presenta como especie y para garantizar la viabilidad del planeta para nuestros descendientes. Llevar a cabo esta iniciativa requiere sistemas y servicios energéticos limpios, eficientes, económicos y diversificados, que incluyen la introducción de tecnologías de energía nuevas y renovables. En particular, estas tecnologías contribuirían a una reducción sustancial de las emisiones de dióxido de carbono y otros gases de efecto invernadero. La investigación y el desarrollo tecnológico en este campo de la producción de energía y su gestión sostenible son esenciales para la implementación de políticas ambientales y de energía clave, tanto nacionales como intergubernamentales, y los protocolos formales, como la Declaración de Kioto y París de las Naciones Unidas.

En el próximo escenario, con el aumento de 1.700 millones de personas accediendo al mercado energético, la demanda mundial de energía aumentará en más de un cuarto hasta 2040. El incremento sería aproximadamente el doble si no fuera por mejoras en la eficiencia energética, una poderosa herramienta de política para abordar las preocupaciones de seguridad y sostenibilidad energética. Todo el crecimiento proviene de economías en desarrollo, lideradas por la India. En el año 2000, Europa y América del Norte representaron más del 40% de la demanda mundial de energía y las economías en desarrollo en Asia representaron alrededor del 20% (International Energy Agency (IEA), 2018). Para 2040, esta situación está completamente invertida (ver Fig.1 y Tabla 1). El profundo cambio en el consumo de energía hacia Asia se siente en todos los combustibles y tecnologías, así como en la inversión en energía. Asia representa la mitad del crecimiento mundial del gas natural, el 60% del aumento de la energía eólica y solar



fotovoltaica, más del 80% del aumento del petróleo y más del 100% del crecimiento del carbón y la energía nuclear (dados los descensos en otros lugares). Hace quince años, las empresas europeas dominaban la lista de las principales compañías de energía del mundo, medida por la capacidad instalada; ahora seis de las diez primeras son chinas.

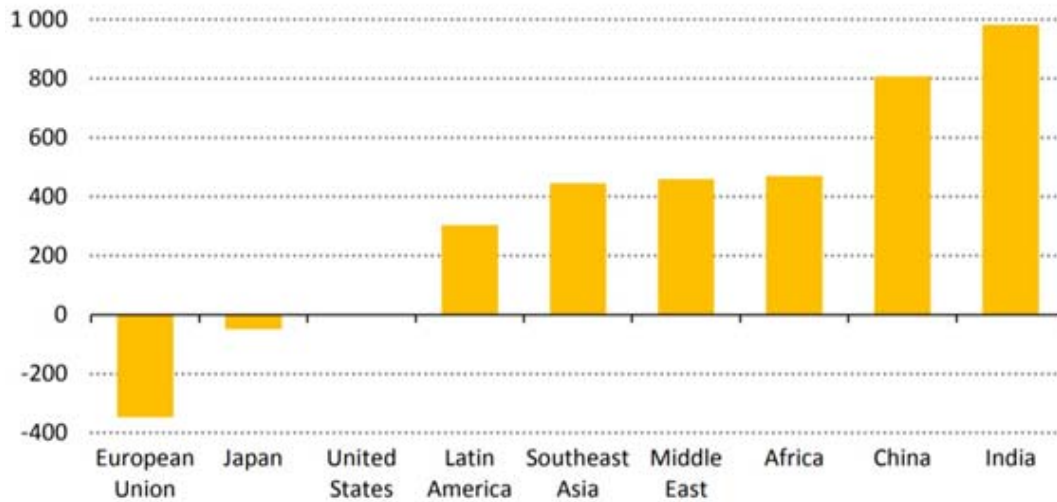


Fig.1 Cambio previsto en la demanda total de energía primaria en el período 2017-2040 (International Energy Agency (IEA), 2018)

Tabla 1. Demanda total prevista de energía por región (International Energy Agency (IEA), 2018)

	2000	2017	2025	2030	2035	2040	2017-2040	
							Change	CAAGR
North America	2 678	2 624	2 675	2 667	2 661	2 693	69	0.1%
United States	2 271	2 148	2 185	2 162	2 139	2 149	1	0.0%
Central and South America	449	667	730	784	847	916	249	1.4%
Brazil	184	285	315	338	363	391	106	1.4%
Europe	2 028	2 008	1 934	1 845	1 779	1 752	-256	-0.6%
European Union	1 693	1 621	1 512	1 404	1 321	1 274	-347	-1.0%
Africa	490	829	980	1 086	1 192	1 299	470	2.0%
South Africa	103	131	133	132	135	138	7	0.2%
Middle East	353	740	846	957	1 085	1 200	460	2.1%
Eurasia	742	911	943	960	986	1 019	108	0.5%
Russia	621	730	745	744	754	769	39	0.2%
Asia Pacific	3 012	5 789	6 803	7 344	7 798	8 201	2 412	1.5%
China	1 143	3 051	3 509	3 684	3 787	3 858	807	1.0%
India	441	898	1 238	1 465	1 683	1 880	982	3.3%
Japan	518	428	415	403	390	379	-48	-0.5%
Southeast Asia	383	664	826	923	1 018	1 110	446	2.3%
International bunkers	274	404	476	525	578	635	231	2.0%
Total	10 027	13 972	15 388	16 167	16 926	17 715	3 743	1.0%
Current Policies			15 782	16 943	18 125	19 328	5 356	1.4%
Sustainable Development			14 146	13 820	13 688	13 715	-257	-0.1%



En el nuevo escenario, Estados Unidos representa más de la mitad del crecimiento mundial de la producción de petróleo y gas hasta 2025 (casi el 75% para el petróleo y el 40% para el gas). Para 2025, casi cada quinto barril de petróleo y cada cuarto metro cúbico de gas en el mundo tendrán como origen los Estados Unidos.

El mundo de la energía se está conectando de diferentes maneras debido al cambio en la oferta, la demanda y las tendencias tecnológicas. Los flujos de comercio internacional de energía son cada vez más atraídos hacia Asia, en Medio Oriente, Rusia, Canadá, Brasil y Estados Unidos, ya que la participación de Asia en el comercio global de petróleo y gas aumenta de aproximadamente la mitad hoy a más de dos tercios para 2040. Las formas de abastecimiento de energía también son visibles localmente, ya que la digitalización y las tecnologías de energía renovable, cada vez más rentables, permiten que los modelos de suministro de energía distribuidos y basados en la comunidad ganen terreno. La convergencia de tecnologías de energía renovable más baratas, las aplicaciones digitales y el creciente papel de la electricidad son un vector crucial para el cambio, fundamental para las perspectivas de alcanzar muchos de los objetivos de desarrollo sostenible del mundo.

El sector eléctrico está experimentando su transformación más dramática desde su creación hace más de un siglo. La electricidad es cada vez más el "combustible" de elección en economías que confían más en sectores industriales, servicios y tecnologías digitales más ligeros. Su participación en el consumo final global se acerca al 20% y se espera que aumente. El apoyo a las políticas y las reducciones de costes están conduciendo a un rápido crecimiento en las fuentes de generación renovables variables, lo que coloca al sector eléctrico a la vanguardia de los esfuerzos de reducción de emisiones, pero requiere que todo el sistema funcione de manera diferente para garantizar un suministro seguro. En las economías avanzadas, el crecimiento de la demanda de electricidad es modesto, pero el requerimiento de inversión sigue siendo enorme a medida que la combinación de generación cambia y la infraestructura se actualiza.

Los diseños actuales del mercado energético no siempre están a la altura para hacer frente a los rápidos cambios en la mezcla de generación. Los ingresos de los mercados mayoristas a menudo son insuficientes para desencadenar nuevas inversiones en la capacidad de generación de empresas, lo que podría comprometer la garantía del suministro si no se aborda adecuadamente. Por el lado de la demanda, las mejoras en la eficiencia de estándares de rendimiento energético más estrictos han desempeñado un papel fundamental en su reducción: dieciocho de las treinta economías miembros de la Agencia Internacional de Energía han visto disminuciones en su uso de electricidad desde 2010.

La duplicación de la demanda de electricidad en las economías en desarrollo coloca a la electricidad más limpia, disponible universalmente y asequible, en el centro de las estrategias para el desarrollo económico y la reducción de emisiones. Uno de cada cinco kilovatios-hora del aumento de la demanda mundial proviene de motores eléctricos en China (International Energy Agency (IEA), 2018). La creciente demanda de refrigeración en las economías en desarrollo proporciona un impulso similar al crecimiento. A falta de un mayor enfoque político en la eficiencia energética, casi uno de cada tres dólares invertidos en el suministro mundial de energía se destinará a la generación de electricidad y de redes en economías en desarrollo, aunque es posible que esta inversión no se materialice si los precios para el usuario están por debajo de los niveles de recuperación de costes. En los mercados altamente regulados también existe el riesgo de que la capacidad supere a la demanda: se estima que existen 350 gigavatios de capacidad en exceso en regiones como China, India, el sudeste de Asia y Medio Oriente, lo que representa costes adicionales que el sistema y los consumidores no pueden permitirse.



La energía solar fotovoltaica superará a la eólica antes de 2025, a la hidroeléctrica alrededor de 2030 y al carbón antes de 2040. La mayor parte de esta transformación se producirá en servicios públicos, aunque la inversión en energía solar fotovoltaica distribuida por hogares y empresas juega un fuerte papel de apoyo. Se confirma la posición ventajosa de la energía eólica y solar fotovoltaica en sistemas con fuentes de flexibilidad de coste relativamente bajo. En el escenario de nuevas políticas, las energías renovables y el cambio de modelo del carbón fijan buena parte de los desafíos. La participación de la generación a partir de fuentes renovables aumentará del 25% actual a alrededor del 40% en 2040, mientras que el carbón recorre el camino opuesto (US EIA, 2018).

El aumento de las energías solar fotovoltaica y eólica le da una importancia sin precedentes al funcionamiento flexible de los sistemas de energía para mantener las luces encendidas. Existen pocos problemas con niveles bajos de implementación, pero muchos países de Europa, así como México, India y China, requieren un grado de flexibilidad que nunca antes se había visto a una escala tan grande. El coste del almacenamiento de la batería disminuye rápidamente, y las baterías compiten cada vez más para gestionar las fluctuaciones a corto plazo en la oferta y la demanda. Sin embargo, las centrales eléctricas convencionales siguen siendo la principal fuente de flexibilidad del sistema, respaldada por las nuevas interconexiones, el almacenamiento y la respuesta del lado de la demanda. El objetivo de la Unión Europea de lograr una "Unión de la Energía" ilustra el papel que puede desempeñar la integración regional para facilitar la integración de las energías renovables.

La proporción de la generación de plantas nucleares, la segunda fuente de electricidad baja en carbono después de la energía hidroeléctrica, se mantiene alrededor del 10%, previendo que China supere a Estados Unidos y la Unión Europea antes de 2030 (Sahu, 2018). Alrededor de dos tercios del equipamiento nuclear de hoy en día en economías avanzadas tiene más de 30 años. Las decisiones de extender o cerrar esta capacidad tendrán importantes implicaciones para la seguridad energética, la inversión y las emisiones.

Un impulso mayor para la movilidad eléctrica, la calefacción eléctrica y el acceso a la electricidad podrían llevar a un aumento del 90% en la demanda de energía desde hoy hasta 2040, en comparación con el 60% en los escenarios más conservadores que se manejan, una cantidad adicional que es casi el doble de la demanda actual de Estados Unidos. En el futuro, la proporción de electricidad en el consumo final se eleva a un tercio, ya que casi la mitad de la flota de automóviles se vuelve eléctrica para 2040 y la electricidad avanza rápidamente en los sectores residencial e industrial. Sin embargo, algunas partes importantes del sistema de energía, como el transporte por carretera de larga distancia, el transporte marítimo y la aviación, no están "preparadas" con las tecnologías actuales.

La electrificación aporta beneficios, especialmente al reducir la contaminación local, pero requiere medidas adicionales para descarbonizar el suministro de energía si se trata de desbloquear todo su potencial como una forma de cumplir los objetivos climáticos: de lo contrario, el riesgo es que las emisiones de CO₂ simplemente se muevan aguas arriba desde el uso final sectores a la generación eléctrica.

Las previsiones de aumento de electricidad, energías renovables y eficiencia provocan una disminución en el consumo de carbón, aunque su uso se recuperó en 2017, después de dos años de declive (International Energy Agency, 2017). Es demasiado pronto para excluir al carbón del cómputo global de la generación de energía: la edad promedio de una planta de carbón en Asia



INTRODUCCIÓN

es inferior a 15 años, en comparación con unos 40 años en las economías avanzadas (International Energy Agency, 2015). Dado que el uso de carbón industrial muestra un ligero aumento hasta 2040, el consumo global se mantendrá estable, con disminuciones en China, Europa y América del Norte compensadas por aumentos en India y el sudeste asiático. Se estima que el empleo de petróleo en automóviles alcance su punto máximo a mediados de la década de 2020, pero los camiones, aviones y barcos aún mantienen la demanda general de petróleo en una tendencia al alza. Las mejoras en la eficiencia de combustible en la flota de automóviles convencionales evitan una demanda potencial tres veces mayor que los 3 millones de barriles por día desplazados por 300 millones de vehículos eléctricos en la carretera en 2040. El crecimiento general de la demanda de petróleo proviene totalmente de las economías en desarrollo.

De la misma manera se prevé que el gas natural supere al carbón en 2030 para convertirse en el segundo combustible más importante en la combinación energética mundial. Los consumidores industriales hacen la mayor contribución a un aumento del 45% en todo el mundo

China y Rusia siguen siendo los mayores exportadores de gas, al abrir nuevas rutas a los mercados asiáticos, pero un mercado europeo de energía cada vez más integrado ofrece a los compradores más opciones de suministro. Las mayores participaciones de energía eólica y solar fotovoltaica en los sistemas eléctricos reducen la utilización de la capacidad de gas en Europa, y las mejoras de los edificios también ayudan a reducir el consumo, pero la infraestructura de gas sigue desempeñando un papel vital, especialmente en invierno, al asegurar suministro ininterrumpido.

Los últimos datos acerca de la energía están enviando algunas señales mixtas sobre el ritmo y la dirección del cambio en el sistema de energía global. La electricidad generada a partir de fuentes renovables ahora representa una cuarta parte de la generación mundial y la energía solar fotovoltaica (FV) es más barata que nunca; sin embargo, hay indicios de que el despliegue a corto plazo de la nueva capacidad solar podría estar disminuyendo. La eficiencia energética es una forma comprobada de cumplir con múltiples objetivos de política energética, pero el flujo y el rigor de las nuevas políticas parecen estar debilitándose. Las naciones han expresado su compromiso de abordar el cambio climático, pero después de los plazos marcados, las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) relacionadas con la energía vuelven a aumentar. Estas señales apuntan a las transiciones de energía actuales como procesos complejos, desiguales y de múltiples velocidades en un sistema que está bajo presión para satisfacer la creciente demanda de servicios de energía. En las Fig.2 y Fig.3 se observa el incremento de las energías renovables entre los ejercicios 2016 y 2017 y su distribución según el tipo de fuente (BP, 2018).



Fig.2 Variación de consumo de energía entre 2016 y 2017 (BP, 2018)

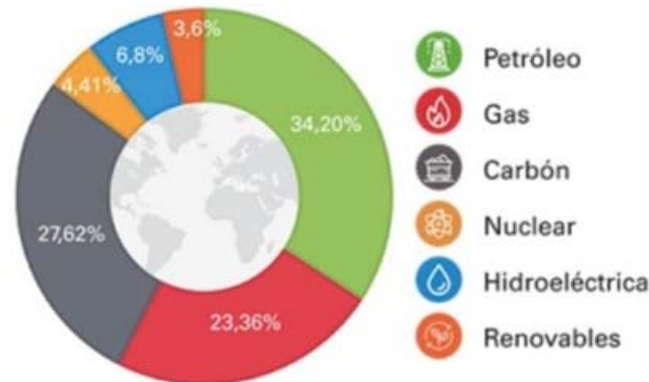


Fig.3 Distribución porcentual de las fuentes de energía en 2017 (BP, 2018)

Además de la seguridad energética y la mitigación del cambio climático, la diversificación económica es también una fuerza impulsora en el desarrollo de la energía renovable. Mientras que las tecnologías de energía solar y eólica han madurado y son capaces de competir en el mercado de la energía global, la tecnología de generación a partir de las corrientes de mareas se encuentra en una etapa inicial. La inversión en energía marina es incierta debido a los entornos de alto riesgo en los que se mueven, que además requieren altos costes de capital. No es sorprendente que la inversión sea baja en comparación con otras tecnologías establecidas, como se indica en la Fig.4, donde la inversión en los sectores de energía renovable con energía solar y eólica son dos de las más altas y solo un total de 0,211% se aloja en la tecnología de energía marina. No obstante, con la lección aprendida de la crisis del petróleo de la década de 1970 y el nuevo compromiso con el Acuerdo de París, los recursos de energía renovable desempeñan un papel vital para asegurar la generación de energía sostenible para el futuro. Además, con los dispositivos precomerciales desarrollados que están demostrando su garantía y competitividad en el mercado, se espera que el desarrollo en tecnología de energía renovable avance cada vez más velozmente.

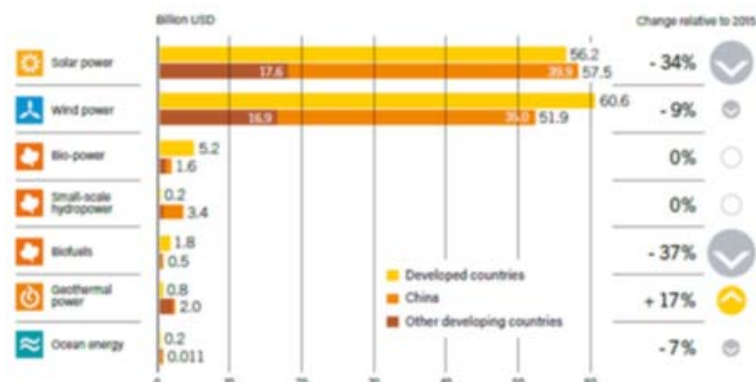


Fig. 4 Inversión en el sector de las tecnologías de energías renovables en 2016 (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21), 2018)

El sistema mundial energético experimentará cambios en las próximas décadas motivados por diversos factores. Los patrones de consumo de energía cambian, impulsados principalmente por la eficiencia energética en todos los sectores principales. El resultado previsto es que el consumo final total de energía se mantenga casi sin cambios hasta 2040, a pesar de que la producción económica se duplique (International Energy Agency (IEA), 2018). Dentro de este sistema de



energía más eficiente, hay una tendencia general hacia un mayor uso de electricidad y un mayor uso directo de energía renovable. La proporción del consumo final total de electricidad aumenta del 19% actual al 28% en 2040.

1.2. ENERGÍA OCEÁNICA

Los océanos son una gran forma de energía renovable que se almacena en forma de energía térmica (calor), energía cinética (mareas y olas), energía química (productos químicos) y energías biológicas (biomasa). Las corrientes de marea o los generadores de ola captan la energía cinética, y las plantas de energía osmótica y los generadores termoeléctricos obtienen salinidad y gradientes térmicos. Los océanos representan una gran fuente de energía renovable.

En general, la energía oceánica se puede dividir en seis tipos, de origen y características diferentes: onda oceánica, presa de mareas, corriente de marea, corriente oceánica, energía térmica oceánica y gradiente de salinidad (Huckerby, J., Jeffrey, H., Sedgwick, J., Jay, B. and Finlay, 2012) (Intergovernmental Panel on Climate Change, 2012)(Executive Committee of Ocean Energy Systems, 2015) (Elghali, Benbouzid, & Charpentier, 2007). Actualmente, todas las tecnologías de energía oceánica, excepto las presas de marea, pueden considerarse en una etapa precoz de desarrollo desde la etapa conceptual hasta la de demostración. La energía de las olas y las corrientes de las mareas son los dos tipos de energía oceánica que están más avanzados y se espera que contribuyan significativamente al suministro de energía en el futuro (Intergovernmental Panel on Climate Change, 2012). La industria de la energía oceánica ha logrado avances significativos en los últimos años, con algunos prototipos avanzados que se han ido probando durante el último periodo con resultados dispares (Magagna et al., 2014). Los desafíos existentes incluyen un mayor desarrollo de la tecnología para demostrar garantía y robustez, y también para reducir los costes, tanto de instalación como de mantenimiento, y la minimización de riesgos. Más investigación e innovación en el área de la tecnología es el requisito previo para aprovechar todo el potencial de la energía oceánica. Las barreras tecnológicas representan el problema más importante que el sector de la energía oceánica debe abordar a corto y medio plazo. Los temas prioritarios incluyen, por ejemplo, avances en tecnología, demostración de garantía, desarrollo y optimización de subsistemas, pruebas y demostraciones in situ, sistemas de mantenimiento predictivo y sistemas eléctricos de sistemas de extracción (Magagna et al., 2014).

El cambio climático afecta la disponibilidad de estos recursos, ya que dependen del clima global (Moriarty & Honnery, 2012). Sin embargo, no se puede decir lo mismo con la energía de las mareas, que son generadas por la fuerza gravitatoria de la luna y el sol, por lo que es más predecible y menos susceptible a las posibles variaciones del clima. De las muchas variedades de energía renovable, la de las mareas es una de las pocas que es casi perfectamente predecible en escalas de tiempo largas (Denny, 2009). Como energía marina renovable, las instalaciones de energía de marea pueden colocarse en lugares infrautilizados (Peter L. Fraenkel, 2006), que queden fuera de la vista y más fácil acceso que los grandes dispositivos en tierra (Tabassum-Abbasi, Premalatha, Abbasi, & Abbasi, 2014).

Al igual que la energía hidroeléctrica, eólica y solar, el dinamismo oceánico es un recurso energético ideal. La marea es una subida y bajada periódica de agua en los mares y océanos, dos veces durante un día lunar (24 horas y 50 minutos). El agua del océano permanece en el nivel máximo durante 50 minutos a diferentes horas en diferentes días, repitiendo el ciclo cada 19

años. Los niveles de mar y océano en diferentes lugares dependen de sus latitudes y costa. El movimiento lunar alrededor de la Tierra aumenta el intervalo de tiempo entre mareas sucesivas de 12 h a 12 h y 25 min. La tierra, la luna y el sol se alinean cada dos semanas, en los días de luna nueva y luna llena, para crear la altura máxima de las mareas de primavera. En los días de media luna creciente y menguante, en el primer y tercer trimestre, el sol a 90° crea mareas de baja altura. Las olas son altas en océanos profundos y bajas cerca de las orillas poco profundas. El rendimiento del generador depende de la amplitud de las olas, que se rige por la velocidad del viento. Em 2017 se estimó que la cantidad de energía potencial térmica, de ola, de viento, de luz solar y energía solar, alcanzaba los 22.000, 2.000 y 87.600 TWh/a respectivamente (E. O. Energy, 2017). Aunque las últimas actualizaciones muestran un incremento en la energía de ola hasta los 2.985 Gwh (López, Andreu, Ceballos, Martínez de Alegría, & Kortabarria, 2013). La temperatura del océano varía de 24-28 °C en la superficie a 4–6 °C a 1 km de profundidad, pudiendo ser esta diferencia una base del generador termoeléctrico del océano. Las diferencias de temperatura de 20 °C están fácilmente disponibles en zonas tórridas y templadas entre las latitudes de 30° S y 30° N (Ravindran & Abraham, 2016). El potencial de marea se distribuye uniformemente en todo el mundo, siendo el potencial de OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) alto en las regiones ecuatoriales y el potencial de energía de las olas mayor en las zonas tropicales.

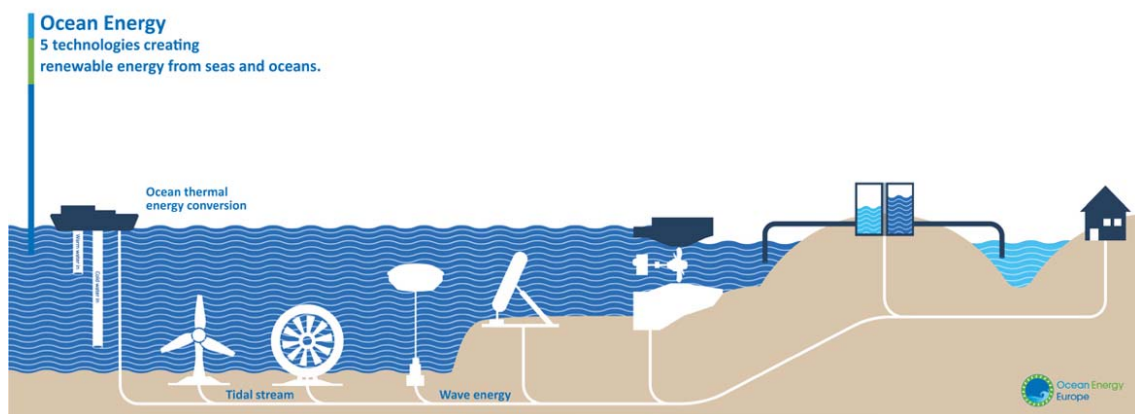


Fig.5 Tecnologías de generación de energía oceánica (E. O. Energy, 2017)

Los sitios de generación de energía de las mareas en todo el mundo incluyen 4.200 MW Pentland Firth (Reino Unido) (Draper, Adcock, Borthwick, & Houlby, 2014b) (Draper, Adcock, Borthwick, & Houlby, 2014a) 818 a 1.320 MW Incheon y Red Tides Sihawa Bay (Corea del Sur) [12], Kislaya Guba (Rusia) (Chaineux & Charlier, 2008), 6500 MW Turnagain (EE. UU., 2.800 MW Walcott Inlet (Australia), 5338 MW Cobequid (Canadá), 7000 MW Khambat Gulf (India) y Johnstone Strait (Sutherland, Foreman, & Garrett, 2007) y Minas Passage Bay of Fundy (Canadá) (Karsten, Swan, & Culina, 2013). Algunos estuarios y Se ha informado que los canales, como el estrecho de Hudson (Canadá), recuerdan las oscilaciones resonantes de media onda (Cummins, Karsten, & Arbic, 2010). Las antiguas centrales eléctricas de corriente de marea, como Jiangxia de 3,2 MW (China), Annapolis (Canadá) de 20 MW, Rance de 240 MW (Francia) y Sihwa de 250 MW, tienen capacidad de generación de energía de baja a moderada. Las más modernas tienen capacidad de generación alta: Dalupiri (Filipinas) está diseñada para generar 2.200 MW; 3640 MW en Tugurskaya (Rusia); 8.640 MW en Seven Barrage (Reino Unido) y 12.000 MW Mezenskaya (Rusia). India tiene la intención de construir una central eléctrica de marea de 50



MW en el Golfo de Kutch y se llegaría a los 87.100 MW en la central eléctrica de marea Penzhinskaya en la Bahía de Penzhin, Rusia (T. Power, 2016).

Hay cientos de tipos de turbinas de corriente marina. El gobierno británico comenzó un objetivo ambicioso de 200–300 MW de energía oceánica para 2020. Dinamarca inició un proyecto de 3 millones de euros para energía de las olas en 2012 para producir el 35% de la electricidad de energía renovable en 2020. A partir de 2012, Europa produjo 246,20 MW comparados con los 259,20 MW de Asia. La producción mundial de energía oceánica fue de 527,70 MW a finales de 2012, lo que probablemente aumentará en 2020 debido a los múltiples proyectos en todo el mundo. Irlanda tiene un potencial estimado de 29 GW de energía oceánica (European Ocean Energy Association, 2010). El potencial de energía térmica oceánica es mucho más que los potenciales de energía de las mareas y las olas (International Renewable Energy Agency, 2014). Los intercambiadores de calor basados en refrigerantes a baja temperatura pueden extraer la energía del océano, pero los generadores maremotérmicos (OTEG) pueden alcanzar este gran potencial natural si se dispone de los materiales apropiados con un gradiente térmico bajo.

1.2.1. CONVERTIDORES DE ENERGÍA DE ONDA (WEC)

Los convertidores de energía de onda (WEC, Wave Energy Converter) son dispositivos diseñados para convertir la energía de onda en otra forma útil de energía. En la mayoría de los casos, el objetivo es la generación de electricidad, pero se han propuesto otros usos, como la producción de agua dulce por desalinización. La energía de las olas se caracteriza por una amplia diversidad de conceptos y tecnologías. En la actualidad, más de cien proyectos están en desarrollo en todo el mundo y se han registrado más de mil patentes (Pelc & Fujita, 2002), aunque solo doscientos de estos han llegado a la etapa de prueba del modelo (Hayward, Behrens, McGarry, & Osman, 2012). La más antigua es de 1799 por Girard (Jennings, 1980). Se pueden encontrar excelentes revisiones de las tecnologías de energía de las olas en (Falcão, 2010), (López et al., 2013) y (Falnes, 2007). La mayoría de los dispositivos utiliza uno de los tres principios de funcionamiento siguientes:

- Overtopping. Las olas pasan por encima de una rampa para llenar un depósito, en el que el nivel medio del agua es más alto que el nivel medio del agua del mar. La energía potencial en el tanque se convierte en electricidad utilizando turbinas convencionales de baja altura. La Fig.6 muestra el esquema de funcionamiento.

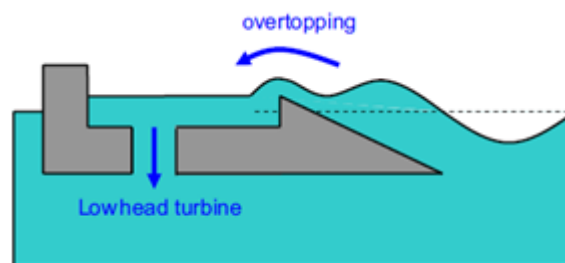


Fig.6 Esquema de funcionamiento de dispositivo "overtopping" (Day et al., 2015)

- Columna de agua oscilante (OWC, Oscilant Water Column). Tiene una estructura parcialmente sumergida con una cámara interior con una superficie libre. Las variaciones de presión en las olas incidentes agitan esa superficie libre, haciendo que el

aire fluya a través de una turbina de aire que impulsa un generador. En la Fig.7 se aprecia el esquema de este tipo de sistema.

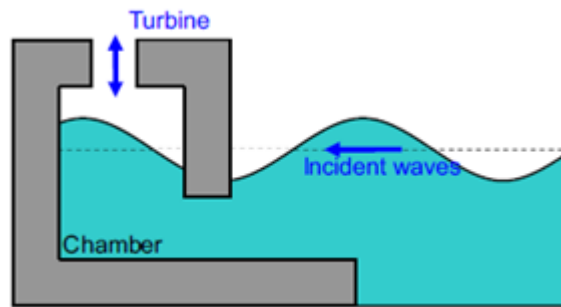


Fig.7 Esquema de funcionamiento de dispositivo de columna de agua oscilante (Day et al., 2015)

- Cuerpos oscilantes. Las olas incidentes hacen que uno o varios cuerpos oscilen. Los movimientos relativos entre los cuerpos y el fondo marino, o entre los propios cuerpos, se utilizan para impulsar un sistema de toma de fuerza (PTO, Power Take-Off), a menudo basado en componentes hidráulicos. En la Fig.8 se describe este sistema.

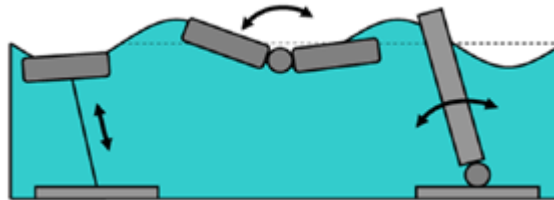


Fig.8 Esquema del sistema de cuerpos oscilantes (Day et al., 2015)

- Otros dispositivos. Se han propuesto turbinas de ola, por ejemplo, en las que la velocidad de flujo inducida por la ola se utiliza con las superficies de elevación para impulsar generadores rotativos (Siegel, Fagley, Seidel, & Jeans, 2013). También se han considerado dispositivos parciales o incluso totalmente flexibles (Peatfield et al., 1987) (Farley et al., 2011) (Farley, Rainey, & Chaplin, 2012).

Los estudios modernos sobre la energía de las olas se remontan a los artículos de Salter (Mollison, Buneman, & Salter, 1976), Evans (Evans, 1976), y Budal y Falnes (Falnes & Budal, 1978). Estos trabajos significaron el inicio de una cantidad considerable de investigación sobre la energía de las olas hasta mediados de la década de 1980, cuando la financiación debido a la disminución del precio del petróleo. El interés en la energía de las olas comenzó nuevamente a mediados de la década de 1990, debido a la creciente conciencia de los problemas asociados con el cambio climático y, por ende, a la necesidad de energía renovable. En 2004, se llevó a cabo un estudio técnico-económico del despliegue de granjas WEC basadas en las tecnologías recientes (Previsic, Bedard, & Hagerman, 2004). Además de la investigación específica de los dispositivos, se han realizado investigaciones sobre la evaluación del recurso de energía de las olas (Kerbiou, Prevosto, Maisondieu, Clement, & Babarit, 2007), (M. Folley & Whittaker, 2009), (Saulnier et al., 2011), sobre control de dispositivos para optimizar la captura de energía (Hals, Bjarte-Larsson, & Falnes, 2002), (Clément & Babarit, 2012), (Babarit, 2013) y (Cretel, Lightbody, Thomas, & Lewis, 2011), sobre el rendimiento del dispositivo, (Clément & Babarit, 2012), (Fusco & Ringwood, 2012) y sobre interacciones en una matriz (Babarit, 2013) y (Matt Folley et al., 2013).



INTRODUCCIÓN

La cantidad de energía transportada por las olas varía según la selección del sitio y las condiciones climáticas. Isaacs y Seymour estimaron por primera vez que el potencial global de la energía de la ola en 1973 era de 10.000 TW (Isaacs & Seymour, 1973). En una estimación posterior, la cifra alcanzó 80.000 TWh/año (Falnes & Løvseth, 1991) y 93.100 TWh/año (Pelc & Fujita, 2002). La selección de sitios para instalar un sistema WEC adecuado es crucial para mejorar el rendimiento de producción de electricidad. Un emplazamiento con un flujo de energía de las olas pequeño pero constante es preferible a uno con un recurso energético alto pero incierto (Thomsen, Francesco, & Koefoed, 2015). De hecho, la duración del dispositivo WEC mejora evitando las olas extremas.

En la Fig.9 se puede observar la densidad de potencia media anual mundial. Las zonas tropicales y las de mares protegidos tienen bajo potencial energético. En contraste, las del Mar del Norte y Océanos Atlántico y Pacífico Sur tienen alto potencial de energía. La distribución máxima para la energía de las olas se registra en el hemisferio sur.

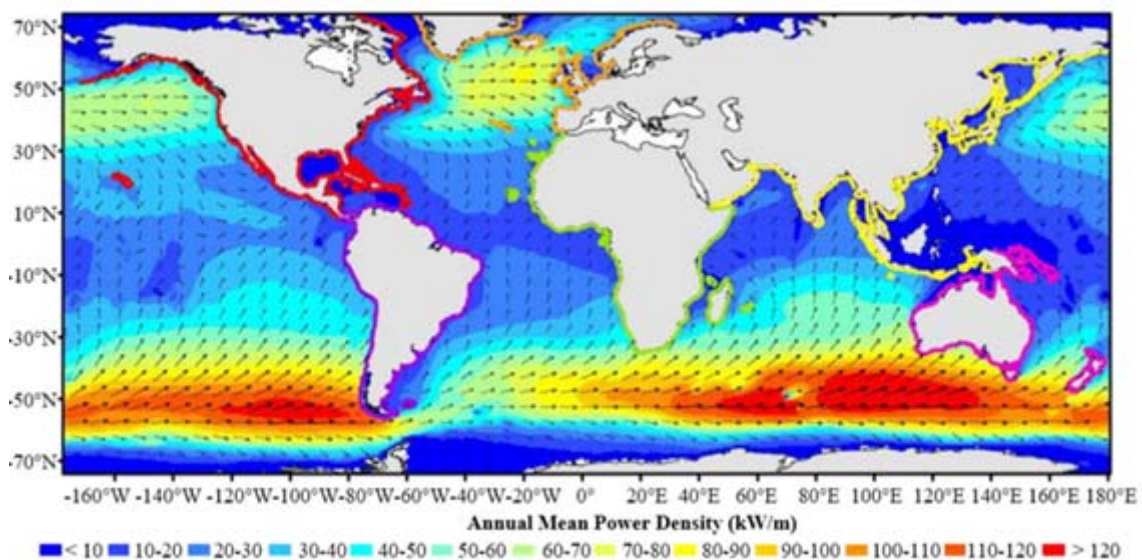


Fig.9 Distribución global de la densidad de la energía obtenida de las olas (Gunn & Stock-Williams, 2012)

Se estima que el recurso de potencia de onda teórico mundial es de 2,11 TW, con cantidades iguales en los hemisferios norte y sur (Gunn & Stock-Williams, 2012). Las comparaciones con estudios previos de resultados para regiones específicas aseguran la concordancia con la cifra global.

Se han propuesto y desarrollado muchos conceptos de dispositivos para generar energía a partir de las olas. Sin embargo, aunque algunos se han probado a gran escala en el mar durante varios años, todavía no hay un desarrollo relevante de granjas comerciales de olas en operación debido al alto costo de la energía de las olas en comparación con otras fuentes de energía renovable. Se requiere una labor ardua de investigación para lograr energía económicamente competitiva a partir de las olas.

1.2.2. CORRIENTES DE MAREA

La generación de energía de las mareas depende de la variación del nivel, con un potencial estimado de 1-10 MW/km a lo largo de la costa. Las variaciones gravitacionales terrestres y celestes influyen en las capacidades de generación de energía. Las mareas altas ocurren en las

lunas nuevas y llenas, y las mareas bajas ocurren en las lunas medias o menguantes, debido a la desalineación de la tierra con la luna y el sol. La Tierra gira sobre su eje a una velocidad de 16.500 km/h y gira alrededor del sol a una velocidad de 107.280 km/h. La Tierra completa una rotación en un día (24 h), pero la Luna completa una revolución alrededor de la Tierra en 29.53 días. Un mes solar tiene 30 días en un mes, mientras que el mes lunar tiene 29 días y 10 minutos, por lo que el mes solar es 50 minutos más largo que el mes lunar. En un mes solar, la tierra y la luna se alinean dos veces para ejercer una fuerza de gravedad máxima en las aguas del océano para crear mareas altas. Un rango de marea puede ser tan alto como 11,4 m (Penzhinsk, Rusia) e incluso 12,4 m (Cobequid, Canadá). Las aguas del océano se elevan por las fuerzas gravitacionales lunares y solares en la luna nueva y en la luna llena, como se muestra en la Fig.10.

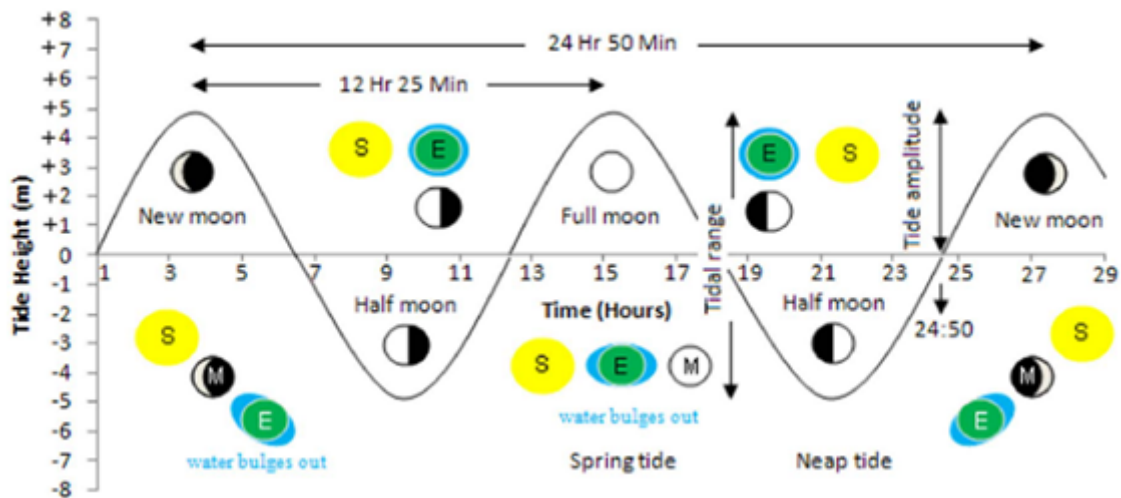


Fig.10 Evolución natural de las mareas altas (spring) y bajas (neap) en la superficie del océano (Khan, Kalair, Abas, & Haider, 2017)

La energía de las mareas, aunque no está tan establecida como la solar y eólica, ofrece un gran potencial para su explotación. Los recursos energéticos mundiales de las mareas explotables se estiman en 1 TW (Khan et al., 2017). Se cree que el Reino Unido posee la mitad del potencial energético de las mareas en Europa, estimado en 25-30 GW (Department of Energy & Climate Change, 2013). Debido a que las mareas están desfasadas alrededor de la costa, es probable que la energía esté disponible en una instalación mientras haya poca agua y no haya mareas disponibles en otra parte del país (P. L. Fraenkel, 2002). Sin embargo, la disponibilidad de energía durante las mareas bajas es significativamente menor que durante las mareas altas, independientemente de la ubicación.

Existen dos métodos para generar electricidad a partir de las mareas:

1. Presas de marea, que utilizan la diferencia de nivel en el agua entre marea alta y baja;
2. Dispositivos de corriente de marea, que utilizan la energía en corrientes de marea para generar electricidad directamente.

Si bien el esquema de presa de marea es una tecnología establecida y eficiente, es geográficamente dependiente ya que requiere un alto rango de marea entre pleamares y bajamares. Las presas de mareas operan de manera similar a las centrales hidroeléctricas. Se utiliza la diferencia potencial entre las mareas alta y la baja. Solo hay unas pocas ubicaciones en el mundo que se pueden explotar para obtener energía de las mareas mediante el uso de



barreras. Dos de las presas de marea más grandes del mundo: el Lago Sihwa (Corea del Sur) y La Rance (Francia) generan 254 MW y 240 MW respectivamente (O'Rourke, Boyle, & Reynolds, 2010). La generación combinada de estas dos plantas representó el 90% de la generación de energía total de 536 MW a partir de la energía de las mareas (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21), 2018). La planta de La Rance es la presa de marea más antigua que opera desde 1966 e incorpora una carretera que cruza el estuario (Charlier, 2007). Otros lugares con un rango de mareas dotado adecuado para las presas de mareas son la Bahía de Fundy entre Nueva Escocia y Nuevo Brunswick en Canadá y el estuario de Severn entre Inglaterra y Gales con un rango de marea promedio de 10 m y 10,5 m, respectivamente. Otras plantas son Annapolis Royal de 20 MW en Nueva Escocia (Canadá), Kislaya Guba de 2 MW en Rusia y Jangxia de 500 kW en el Mar de China Oriental, estando previsto un nuevo proyecto en la Bahía de Swansea (Binnie, 2016)(Waters & Aggidis, 2016). Sin embargo, estas instalaciones han pasado a un segundo plano en cuanto a interés institucional, industrial y académico, por sus elevados costes de instalación y mantenimiento. Además de la restricción geográfica, la falta de desarrollo se debe a la vasta infraestructura civil requerida, así como a sus impactos desfavorables en el medio ambiente. El proyecto de la presa de Severn, por ejemplo, se discutió durante 3 décadas, pero nunca se llevó a cabo, ya que se consideró poco económico, peligroso para el medio ambiente local, y nocivo para otras actividades marinas (Esteban & Leary, 2012).

Muchos de los lugares que cumplen con los requisitos de tamaño y velocidad, por ejemplo, Pentland Firth frente a la costa nordeste de Escocia, están ubicados en regiones escasamente pobladas, a muchos kilómetros de las áreas de demanda de electricidad. Hasta ahora se ha prestado poca atención a la exploración del potencial de la energía de las mareas a menor escala, desde lugares que estén cerca de las áreas pobladas. Por ejemplo, las estimaciones de recursos de la corriente de mareas del Reino Unido para 2025 proporcionadas por (The Crown Estate, 2012) se realizaron con un diámetro de rotor de 40 m, que operan en aguas de hasta 60 m de profundidad.

Habría ventajas en el desarrollo de dispositivos que pudieran aprovechar cualquier recurso potencial en tales ubicaciones. Aparte de la contribución obvia a los objetivos de energía renovable (ya sea a través del suministro directo de electricidad renovable a la red o reduciendo la demanda de otros recursos), se lograría un ahorro de eficiencia en términos de reducción de las pérdidas de transmisión al generar energía mucho más cerca de donde se necesita. Los dispositivos pequeños serían, por definición, más económicos de construir e instalar que las grandes instalaciones (I. G. Bryden, Naik, Fraenkel, & Bullen, 1998), y los dispositivos en aguas someras cercanas a la costa también serían más accesibles, lo que permitiría una instalación y un mantenimiento más fácil. Estos beneficios podrían hacer que la tecnología de las mareas a pequeña escala fuese una opción atractiva como parte de una estrategia de generación distribuida, ayudando a superar la variabilidad de otras fuentes renovables y encajando en un contexto más amplio de sostenibilidad y eficiencia. Además, el reto debe ser no quedarse únicamente en la costa, sino aprovechar cada corriente de agua existente, por lenta que sea.

Sin embargo, hay inconvenientes que deberán superarse si se utilizan dichos emplazamientos. El principal de ellos es que es muy probable que estos lugares tengan recursos limitados. Por ejemplo, en aguas poco profundas, el flujo de capa límite de la corriente de marea ocupará la mayor parte, reduciendo el recurso disponible para los dispositivos de corriente (Polagye, 2010), disminuyendo su rendimiento a medida que se agregan nuevos dispositivos debido al aumento de los niveles de resistencia (Vennell, 2012). Por tanto, las instalaciones con turbinas unitarias pueden ser más rentables que las granjas con numerosas turbinas. Estos dispositivos también

estarán sujetos a un mayor riesgo de bioincrustaciones, siendo probable que afecten a los ecosistemas costeros. También supondrán un peligro para la navegación en el tráfico marítimo comercial y recreativo y, colocados cerca de la costa, a otros usuarios, como los nadadores, y ser visibles desde tierra.

La energía por corriente de marea presenta menores costes de instalación y menores impactos ambientales y ecológicos (Fairley, Evans, Wooldridge, Willis, & Masters, 2013), teniendo más en común con la energía eólica que con la de presas de marea, ya que ambos métodos extraen energía de un fluido en movimiento. La generación de energía a partir de turbinas de corriente de marea también es menos invasiva para el medio ambiente en comparación con la construcción de presas (Hooper & Austen, 2013).

Aunque la industria eólica parece haberse decidido por turbinas de flujo axial de tres palas, dado que son más eficientes a escalas grandes (Howell, Qin, Edwards, & Durrani, 2010), en el sector de la corriente de las mareas existen muchas tecnologías en desarrollo.

1.3. TECNOLOGÍA DE ENERGÍA DE LAS CORRIENTES DE MAREA

Como el agua es 850 veces más densa que el aire, las turbinas de corriente de marea no necesitan funcionar a alta velocidad y tampoco requieren de una pala grande para producir una cantidad razonable de energía como lo haría una turbina eólica. Por lo mismo, las fuerzas hidrodinámicas sobre los dispositivos de corriente de marea son mayores, requiriendo que éstas sean más robustas.

A grandes rasgos, se puede hablar de tres tipos de convertidores de energía de corriente de marea: la turbina de corriente de marea (HAWT, Horizontal Axis Wind Turbines) de eje horizontal, la turbina de corriente de marea de eje vertical (VAWT, Vertical Axis Wind Turbines) “cross-flow” o vertical y otros dispositivos sin turbina (Lago, Ponta, & Chen, 2010). En la Fig.11 se puede observar la diferencia entre las HAWT y las VAWT y su posición respecto al flujo de agua. El diseño de las HAWT es similar al de los aerogeneradores, donde el eje de rotación es paralelo a la dirección del flujo de corriente. Es el concepto de diseño más común de los convertidores de energía de corriente de marea que se están desarrollando en todo el mundo. Esto se debe a la efectividad ya probada de dicho diseño en la industria de la energía eólica y es lógico que se haya replicado en las HAWT, ya que los fundamentos de la corriente de marea y el viento son similares. La Fig. 3 muestra algunos de los HAWT que se han desarrollado mostrando una gran variedad de diseños y esquemas de implementación.

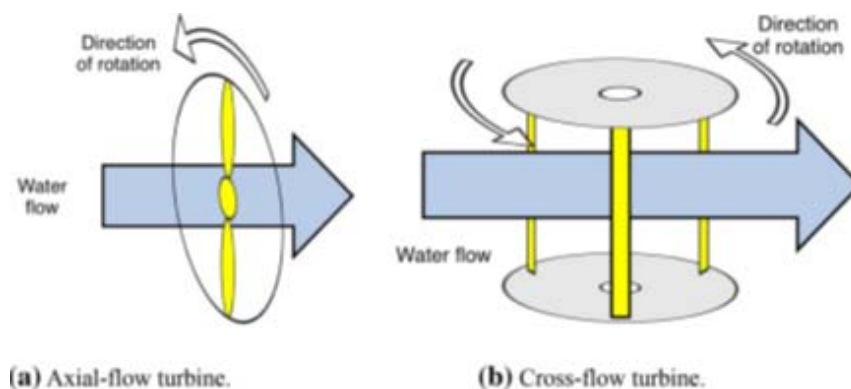


Fig.11 Turbina axial-flow (HAWT) y turbina cross-flow (VAWT) (Roberts et al., 2016)



Una VAWT tiene su eje de rotación perpendicular al flujo de corriente y será parte fundamental de esta tesis, por lo que se profundizará en ella más adelante. Otros dispositivos que no son de turbina consisten en un concepto de diseño diversificado, como hidropelano oscilante, paletas de aleteo, dispositivos de hidroavión, piezoeléctricos y muchos más (Lago et al., 2010). La cometa de marea de Minesto, empresa filial de SAAB, es un ejemplo de dispositivos sin turbina desarrollados adecuados para una velocidad de corriente baja (Fredriksson, Broström, Jansson, Nilsson, & Bergqvist, 2017) El European Energy Marine Centre (EMEC, 2017) es el centro para el desarrollo de la energía de las mareas y las olas, donde se están desarrollando varios prototipos y se están realizando pruebas reales en el mar. Existen además, otras turbinas de corriente de marea como Seagen y Andritz Hammerfest ya han asegurado la conexión a la red (Merry, 2014) (O'Carroll, Kennedy, Creech, & Savidge, 2017). Otros dispositivos aun sin comercializar incluyen el OpenHydro de 2 MW, el Atlantis AR1000 de 1 MW y el SR2000 Scotsrenewable de 2 MW, donde todos se están probando en el EMEC (de la Torre, Moore, Gavigan, & Goggins, 2018). En la Tabla 1, se puede observar una relación de todas las empresas y prototipos a fecha 31 de enero de 2017.

1.4. MOTIVACIÓN

La creciente demanda de energía, la capacidad limitada de los combustibles fósiles y sus perjudiciales efectos sobre el medio ambiente provocan la necesidad de priorizar las energías limpias y sostenibles para garantizar nuestro futuro y el de próximas generaciones. La energía oceánica, y más aquella que se obtiene a partir de las corrientes de marea, presenta un potencial extraordinariamente elevado frente al minúsculo desarrollo que ostenta actualmente. Resulta frustrante observar cómo se desperdicia tanta energía frente a las costas, cuando podrían constituir una parte muy importante de la solución al problema energético.

Hoy en día existe cierto desarrollo consolidado en las técnicas de extracción de energía en corrientes de marea en los escasos lugares en el mundo en donde se obtienen velocidades superiores a 2 m/s. La elevada inversión necesaria para instalar los equipos y su costoso mantenimiento reducen al mínimo las posibilidades de desarrollo en otros sitios con velocidades inferiores. He aquí donde la comunidad científica debe juntar esfuerzos. Lograr un desarrollo de la técnica y una optimización de costes que logren convertir en rentable cualquier instalación, independientemente de la velocidad del agua. Para ello es necesario modificar el enfoque inicial, donde grandes empresas realizaban grandes inversiones para obtener grandes cantidades de energía y abastecer a grandes comunidades, hacia micro generaciones que no se vean influidas por las desmesuradas inversiones y cuyo mantenimiento sea simbólico.

Se abre delante de nosotros una nueva vía en la investigación para la obtención de energía a partir de corrientes de agua, en donde la microgeneración para microcomunidades puede colaborar a aclarar nuestro futuro energético. Diversificar los emplazamientos rentables más allá de los actualmente explotados y conseguir que cada curso de agua sea considerado una potencial fuente de energía.

1.5. OBJETIVO

El objetivo de esta tesis es adentrarse en el mundo de la microgeneración a partir de corrientes de agua de baja velocidad. Para alcanzar rentabilidad en estas pequeñas instalaciones es



necesario contar con equipos asequibles cuyo mantenimiento sea residual y cuya inversión inicial no suponga un freno a su expansión.

Para ello, se realizarán ensayos experimentales en el Túnel Hidrodinámico del laboratorio del Área de Ingeniería Hidráulica de la Universidad de Oviedo, situado en el Campus de Mieres, con el objetivo de obtener valores de potencia. Al mismo tiempo, se realizarán los mismos ensayos en CFD validando los resultados, con el objetivo de poder probar diferentes configuraciones de turbina o condiciones de contorno, con la intención de optimizar el proceso.

Por lo tanto, se pretende obtener energía a partir de prototipos de turbina de pequeño tamaño en canales con agua circulando a velocidades inferiores a 1 m/s. Las escalas que se van a manejar no tienen nada que ver con las grandes instalaciones que actualmente están en funcionamiento y que ya suponen una realidad en el abastecimiento a comunidades, por lo que la cantidad de energía que se prevé generar será sustancialmente inferior. El hecho de lograr obtener potencia con turbinas tan pequeñas en condiciones de tan baja velocidad ya es un logro en sí mismo. Pero no debe ser más que el inicio de un ambicioso camino que lleve a la normalización de la microgeneración en cualquier corriente de agua, colaborando en el fundamental desarrollo de las energías renovables y suponiendo un gran avance, principalmente en los países subdesarrollados.



2. ESTADO DEL ARTE





2.1. EVALUACIÓN DE LOS RECURSOS DE LAS MAREAS

Un paso inicial importante hacia el despliegue de energía oceánica en el mercado es la caracterización y localización de los recursos energéticos oceánicos. La reducción de la incertidumbre con respecto a los recursos disponibles también aumentará la confianza de los inversores ya que permitirá una mejor determinación del valor de las inversiones y minimización de los riesgos.

Los recursos de energía de la corriente de las mareas se vienen evaluando desde hace varios años, con mediciones directas in situ o con modelado 2D y 3D (Suárez-López et al., 2019). Se aplican técnicas para evaluar los recursos de energía de la corriente de marea mediante el modelado de las velocidades actuales. Algunos autores evalúan también los efectos hidrodinámicos de la extracción de energía y consideran, por ejemplo, el cambio en el campo de flujo, el cambio en la elevación de la superficie del agua o las perturbaciones en la dinámica de las mareas (Serhadlioglu, Adcock, Houlby, Draper, & Borthwick, 2013) (T. A. A. Adcock, Draper, Houlby, Borthwick, & Serhadlioglu, 2013).

La energía de la corriente de marea se calcula en función de la velocidad, densidad del agua de mar, factor de disponibilidad de la velocidad y factor de marea (O'Rourke et al., 2010). Sin embargo, no es posible convertir toda la potencia de energía de corriente de marea debido a las propias condiciones y a las pérdidas mecánicas en las turbinas. Estas limitaciones se tienen en cuenta a través del coeficiente de potencia. Se han realizado evaluaciones de los recursos energéticos de las mareas en muchas regiones y zonas costeras del mundo (O'Rourke et al., 2010) (Goundar & Ahmed, 2014) (Lawless & Rodger, 2016) (Work, Haas, Defne, & Gay, 2013) (T. A. A. Adcock et al., 2013) (Sutherland et al., 2007) (Serhadlioglu et al., 2013).

Para la instalación en el mar de turbinas de marea se deben considerar tres aspectos: características específicas del dispositivo, peculiaridades del emplazamiento y otras consideraciones, como la inversión inicial, el coste del mantenimiento y el retorno de la operación (Abubakr S. Bahaj, 2011).

2.1.1. EVALUACIÓN DEL RECURSO POTENCIAL

El primer factor al considerar un emplazamiento potencial es la velocidad de marea disponible que proporciona un valor de energía cinética media (Ian G. Bryden, Couch, Owen, & Melville, 2007). Sin embargo, la profundidad del agua y la localización también deben tenerse en cuenta. Una vez que se ha identificado el perfil de velocidades y la profundidad del agua de un emplazamiento, se puede establecer la dimensión de sus turbinas.

Hoy en día, se estima que las turbinas de corriente de marea funcionan óptimamente en torno a una velocidad de corriente de 2,5 m/s y una profundidad de agua de 25-50 m (Lewis, Neill, Robins, & Hashemi, 2015). Para obtener una velocidad promedio significativa y un flujo de energía cinética media se debe realizar una recopilación extensa de datos. Tanto la variación espacial como la temporal de estos parámetros deben cuantificarse mediante mediciones directas y estudios (Zhang, Dai, Xu, Wang, & Ye, 2017).

Algunos países, como el Reino Unido, han definido estos parámetros, lo que facilita la tarea de decidir el posible proceso de identificación del sitio, aunque aún es necesario realizar una recopilación de datos más detallada una vez que se haya identificado el emplazamiento. En el caso de que no se disponga de datos históricos, se sugiere que, debido a la garantía y la previsibilidad del recurso de energía de las mareas, los datos de un mes son suficientes para



evaluar el potencial energético de una determinada zona. También debe considerarse el análisis y configuración óptima para la implementación de granjas de turbinas al identificar una zona. Esto se debe a que la eficiencia de las turbinas en granjas es diferente de una sola turbina, y también tiene como resultado impactos ambientales diferentes (Serhadlioglu et al., 2013).

La cantidad de energía que una turbina puede extraer de un flujo de fluido ilimitado se puede describir matemáticamente utilizando la ecuación:

$$P = \frac{1}{2} \rho A C_p u_{\infty}^3 \quad (1)$$

Esto permite un cálculo simple de la densidad de potencia de la turbina (potencia producida por unidad de área del dispositivo):

$$P_d = \frac{P}{A} = \frac{1}{2} \rho A C_p u_{\infty}^3 \quad (2)$$

Hay un límite teórico a la cantidad de energía que se puede extraer de un fluido sin límites físicos. Para un solo disco actuador (por ejemplo, una turbina de flujo axial), este límite es de 59.3% (16/27) (Betz, 1920a) (Lanchester, 1915). Se ha demostrado que el límite correspondiente para una turbina de flujo cruzado es ligeramente superior al 64,0% (16/25) (Newman, 1983) y puede alcanzar un límite general del 66,6% (2/3) para una gran cantidad de turbinas (Newman, 1986). Si bien estos límites teóricos generalmente son válidos para las turbinas eólicas, para las turbinas submarinas la suposición de un flujo ilimitado es poco realista (Garrett & Cummins, 2004), debido a la proximidad del lecho marino y la superficie libre del mar, que influyen en la restricción del flujo (Ian G. Bryden et al., 2007)(Whelan, Graham, & Peiró, 2009). Como resultado, las turbinas de mareas que son de un tamaño significativo en relación con su entorno pueden exhibir valores de C_p que superan ampliamente los límites de Lanchester-Betz. Existen varios ejemplos en la bibliografía de ensayos con turbinas de flujo cruzado donde se superó el límite de Betz, e incluso en algunos se obtuvieron valores de C_p de hasta el 160% (McAdam, Houlby, Oldfield, & McCulloch, 2010) (Vennell, 2013). Se tratará más adelante en un apartado específico de bloqueo.

Aunque existen multitud de publicaciones en donde se analiza superar el límite de Betz (Vennell, 2013) (Takafumi Nishino, 2013), desde esta tesis no se considera un concepto correcto, ya que en aquellos casos donde el flujo esté confinado y presente su correspondiente bloqueo, no aprovecha únicamente energía cinética, sino también aquella motivada por la variación de la superficie libre.

En todo caso, este efecto, conocido como bloqueo, es más notorio en los canales de marea donde el flujo está limitado no solo por el lecho marino y la superficie, sino también por las paredes del canal. Como resultado de esta restricción, el coeficiente de potencia de una turbina axial situada entre dos superficies rígidas se incrementa en un factor de E (Garrett & Cummins, 2007):

$$E = (1 - B)^{-2} \quad (3)$$

Con la relación de bloqueo B, que se define como:

$$B = \frac{A}{A_c} \quad (4)$$

Donde A es el área (m^2) barrida por el dispositivo y A_c (m^2) el área transversal del canal.



Las densidades de potencia de las turbinas ideales de flujo transversal y axial en flujos ilimitados de hasta 2 m/s se representan en la Fig.12, junto con la de una turbina teórica de eficiencia del 100%.

Aunque los dispositivos de flujo cruzado tienen una densidad de potencia ideal ligeramente más alta que las turbinas axiales debido a su eficiencia teórica ligeramente mayor, la eficiencia práctica del dispositivo está muy influenciada por el diseño y el rendimiento de la turbina. Esto se rige por una variedad de factores como la solidez del rotor (C. a Consul, Willden, Ferrer, & McCulloch, 2009), el perfil del álabe (Kaldlec, 1982) y el número de Reynolds (Roh & Kang, 2013), la inclinación del álabe (L. Myers & Bahaj, 2006) y su forma (Baker, 1983) y rugosidad de su superficie (Walker, Flack, Lust, Schultz, & Luznik, 2014).

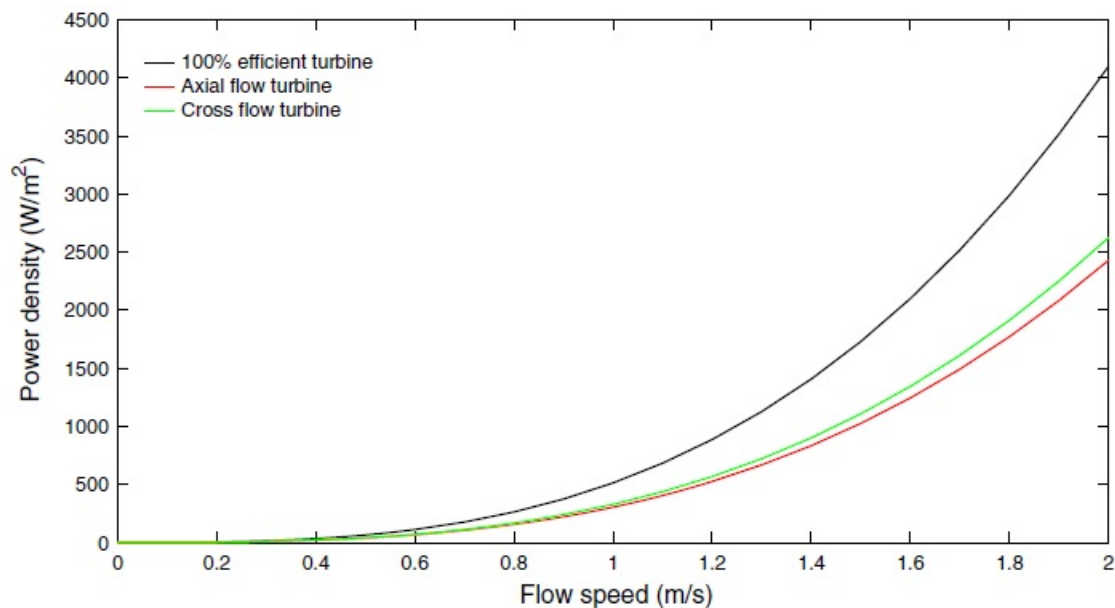


Fig.12 Densidades de potencia en turbina ideal (Roberts et al., 2016)

2.1.2. CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DE LOS DISPOSITIVOS

Las características del dispositivo incluyen la eficiencia técnica de las turbinas de corriente de marea en varios flujos hidrodinámicos, así como los componentes eléctricos del sistema de turbina. Además del desarrollo en el EMEC, el rendimiento hidrodinámico de varios modelos de turbinas se suele investigar con modelos a escala (A.S. Bahaj, Molland, Chaplin, & Batten, 2007)(Lin, Zhang, Zhang, Zhang, & Liu, 2019).

Algunos autores analizan la eficiencia de HAWT a partir de la Teoría de Betz, donde solo un máximo del 59% es extraíble del flujo de mareas (Leishman, 2011). Se verá más adelante que esto variará en función del bloqueo. Algunos valores de coeficiente de potencia de HAWT que se están desarrollando se encuentran en torno al 0,39 (OpenHydro) y 0,45 (Seagen S) (Zhou, Benbouzid, Charpentier, Scuiller, & Tang, 2017).

A diferencia de las turbinas eólicas donde el flujo de viento no está restringido, los flujos de corriente de marea están limitados por la superficie libre y el fondo marino, y en canales, por las paredes que los conforman, por tanto, el rendimiento de HAWT variará según la ubicación de la



columna de agua. Como el tercio superior de la columna de agua posee la velocidad más alta, es la opción de ubicación preferida para las turbinas.

Sin embargo, las turbinas también están sujetas al efecto de superficie libre donde los dispositivos instalados en el fondo marino serán susceptibles al efecto límite del fondo marino. En consideraciones puramente teóricas, los cambios leves en las características de una turbina afectan a la velocidad de rotación y causan cambios considerables en la energía de salida durante un ciclo completo de marea (Ian G. Bryden et al., 2007). No obstante, evaluar el funcionamiento hidrodinámico es el primer paso hacia la instalación en el emplazamiento real. Al considerar la implementación en el mar, la localización debe analizarse para garantizar que el potencial del dispositivo esté optimizado.

2.2. TURBINAS DE MAREA

Las turbinas de marea utilizan la energía cinética de las corrientes marinas y la convierten en energía mecánica. La energía de las corrientes marinas ofrece una fuente regular y predecible de energía, algo inusual en el resto de las energías renovables y que le otorga una ventaja fundamental con sus competidoras.

El uso de turbinas para extraer potencia tiene menos costes de construcción y de impacto ambiental en comparación con la construcción de diques de marea. La tecnología de corriente de marea es similar a la tecnología de energía eólica, sin embargo, hay varias diferencias en las condiciones de operación. En condiciones similares, el agua es 830 veces más densa que el aire y la velocidad del flujo de agua es mucho menor. Las corrientes de marea suelen ser mucho más lentas que el viento, aunque la mayor densidad del agua compensa la diferencia en términos de potencia, lo que permite que los dispositivos de corriente de marea generen niveles similares de salida a los aerogeneradores (A. S. Bahaj & Myers, 2003).

Las turbinas de marea extraen energía de un fluido en movimiento. En consecuencia, son algo análogos a los aerogeneradores. Al igual que los aerogeneradores, la mayoría de los aerogeneradores cuentan con álabes con secciones transversales de perfil aerodinámico y funcionan de acuerdo con los principios del levantamiento aerodinámico, ya que es más eficiente que la utilización de la resistencia aerodinámica (Hau, 2013). En contraste con la energía eólica, no hay velocidades extremas de flujo bajo el agua que podrían dañar los dispositivos o forzarlos a apagarse (Blunden & Bahaj, 2006).

Sin embargo, los dispositivos de corriente de marea todavía deben ser más robustos para soportar las mayores cargas generadas por el agua. Otras distinciones entre las dos tecnologías incluyen diferencias en el número de Reynolds, la aparición de cavitación y la bidireccionalidad de las corrientes de marea (Batten, Bahaj, Molland, & Chaplin, 2006).

Las diferencias más importantes son posiblemente los efectos que provocan el bloqueo (Garrett & Cummins, 2004) y la superficie libre (Whelan et al., 2009).

El aprovechamiento energético de las corrientes de marea se realiza a grandes rasgos mediante la utilización de dos tipologías de turbinas:

- Turbinas Hidráulicas de Eje Horizontal – Horizontal Axis Water Turbine (HAWT) (ver Fig.13).

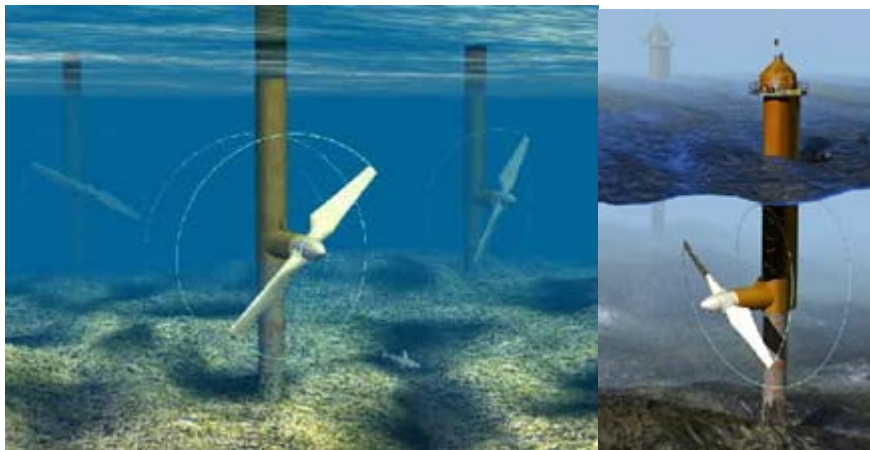


Fig.13 Turbinas de eje horizontal (TidalStream, 2019)

- Turbinas Hidráulicas de Eje Vertical – Vertical Axis Water Turbine (VAWT) (ver Fig.14).

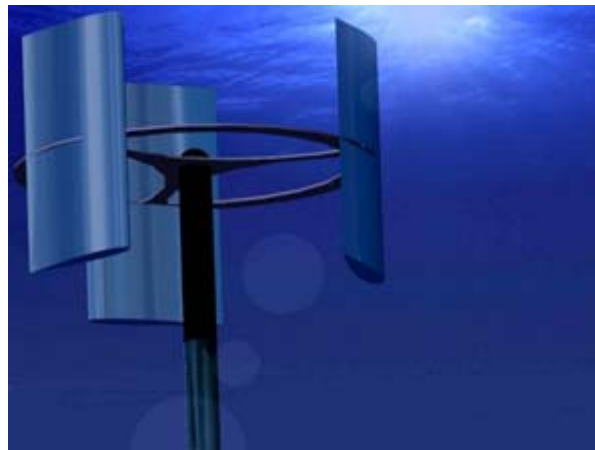


Fig.14 Turbina de eje vertical (ESRU, 2013)

La mayor parte de las aplicaciones reales se han realizado mediante turbinas hidráulicas basadas en las turbinas eólicas de eje horizontal, por lo que el nivel de madurez en su conformación mecánica es muy alto. En la Fig.15 se muestra un esquema que muestra cómo funcionaría una HAWT.

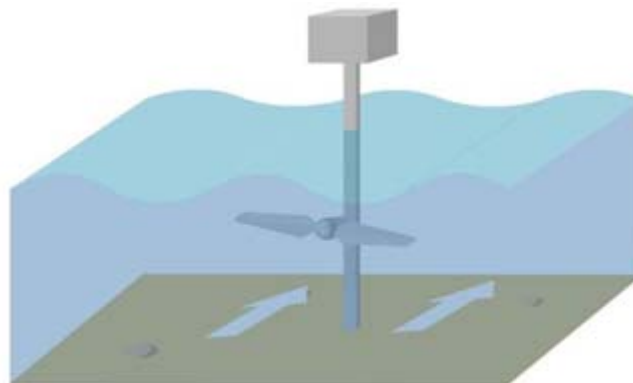


Fig.15 Funcionamiento de una turbina hidrocínética de eje horizontal (EMEC, 2017)



Por otro lado, puesto que se quiere reducir el tamaño y evitar que la parte electrónica se encuentre situada bajo el agua, se ha investigado acerca del desarrollo y fabricación de turbinas de eje vertical. De manera general, las principales desventajas de este tipo de turbinas son la variación significativa del par motor y los grandes momentos de flexión que tienen que soportar los álabes. Sin embargo, este problema se ha minimizado gracias al desarrollo de álabes con forma helicoidal que distribuyen mejor los esfuerzos.

Por último, cabe destacar que adicionalmente al cálculo estructural e hidrodinámico es necesario realizar un dimensionamiento de toda la etapa de potencia que, de manera automática, controle la generación de energía.

Algunos ejemplos de turbinas de eje horizontal se instalaron en el canal de Bristol entre Inglaterra y Gales (Willis et al., 2010), y también se colocaron turbinas de eje vertical en el estrecho de Messina, entre Sicilia e Italia (Calcagno, Salvatore, Greco, Moroso, & Eriksson, 2006). Las turbinas de eje horizontal de corriente marina más reseñables son, en función de su capacidad de generación:

- 1–2 MW Tidal Stream, Lunar energy (REUK, 2018a) TidEL (REUK, 2018b) Hydrovision, Sea Flow y Seagen (Reino Unido) (REUK, 2018c), Andritz Hydro Hammerfest 1,5 MW (Allsop, Peyrard, Thies, Boulougouris, & Harrison, 2017)
- 1MW HydroHelix (Francia).
- 0,75–1 MW Blue Tide (Noruega)(B. T. Energy, 2019)
- DCNS/OpenHydro 500 kW (Allsop et al., 2017)
- 90-250 kW Stingray (Reino Unido) y OpenCentre (Irlanda) (Elghali et al., 2007)

Las turbinas marinas de eje vertical más destacadas son:

- 180-1 MW MW Gorlov Helical (EE. UU.) (Bachant & Wosnik, 2011)
- 200 kW Blue Energy (Canadá)(KIRKE & LAZAUSKAS, 2008)
- 50 kW Enermar (Italia) (Seapowerscrl, 2014)

2.3. TURBINAS DE EJE HORIZONTAL O DE FLUJO AXIAL

Las turbinas de eje horizontal o de flujo axial son dispositivos que utilizan tecnologías más tradicionales, derivadas tanto del conocimiento sobre aerogeneradores como del conocimiento mucho más extenso sobre motores marinos. Este tipo de turbinas han sido utilizadas principalmente para el aprovechamiento de las velocidades de agua en entornos marítimos y fluviales. Tienen un bajo impacto ambiental, ya que pueden estar completamente sumergidas, a una profundidad que no dificulten la navegación. En los prototipos construidos hasta ahora, siempre hay una parte no sumergida para facilitar la instalación y el mantenimiento. Se puede montar la unidad fuera del agua y luego deslizarla a través de un bastidor hasta que alcance el hundimiento deseado, o se realiza una estructura en el fondo que la fije.

Existen dos formas de movimiento de las turbinas:

- Por arrastre: las turbinas se mueven despacio y aprovechan todo el flujo que las atraviesa.
- Por sustentación: se mueven más deprisa, requiriendo menos velocidad para girar. Este tipo de turbinas requieren de diseños de álabes especiales (NACA).

Los principales componentes de este tipo de turbinas son:



- Álabes; con un determinado diseño de perfil según interese.
- Eje; situado en la parte posterior del álabe.
- Generador; se encuentra encapsulado tras los álabes y que transforma la energía mecánica en energía eléctrica.

La turbina se puede acoplar directamente a un generador normal a través de un elemento de transmisión que generalmente consiste en una caja de engranajes multiplicadores, o usar un esquema de transmisión de energía diferente. La electricidad producida se transmite a la tierra a través de cables aislados. El ajuste de la turbina a los diferentes regímenes de velocidad, con el fin de lograr la máxima eficiencia se logra variando el paso de la hélice.

En la Fig.16 se muestra un esquema de la turbina HAWT.

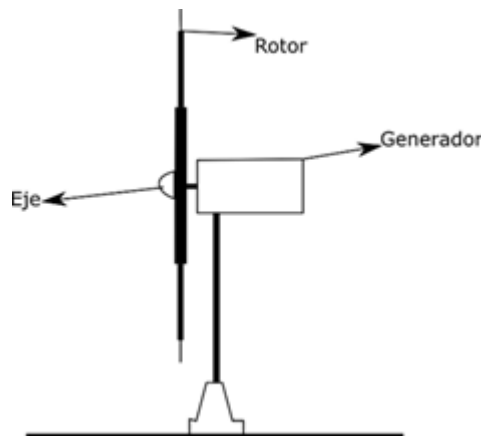


Fig.16 Esquemas de turbina HAWT

Algunos ejemplos de los proyectos que han utilizado turbinas HAWT se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Listado de proyectos con turbinas tipo HAWT.

Nombre	Tipo	Potencia	Ubicación
RITE	Empresa	7,78 kW	Nueva York (EEUU)
Kvalsund Tidal	Investigación	500 kW	Escocia (RU)
SeaGen	Investigación	1,2 MW	Irlanda del Norte (RU)
Oceade	Empresa	1,4 MW	Escocia (RU)
HyTide	Empresa	1 MW	Irlanda del Norte (RU)

Se presenta a continuación la relación de principales dispositivos construidos hasta el momento utilizando turbinas de eje horizontal.

Water Current Turbine, Thropton Energy Services

Thropton es el diseñador y fabricante de componentes de turbinas de baja potencia montadas en pontones que se utilizan para generar electricidad o para bombear agua. La turbina tipo ventilador, disponible en diámetros de 4.0, 3.4, 2.8, 2.2 y 1.8 m, impulsa un generador sobre el agua. La "Turbina Garman" se usa para bombeo de agua. Las turbinas están diseñadas como unidades independientes que tienen una potencia de salida máxima de aproximadamente 2 kW. La eficiencia del sistema es bastante baja en 12% -14% (@ 1 kW). Los requisitos mínimos de instalación son una velocidad de corriente de agua de al menos 0,50 m/s y una profundidad aproximadamente igual al diámetro de la turbina (Services, 2006).



Tiene su aplicación en ríos y canales unidireccionales. Los sistemas se implementan fácilmente sin equipo pesado y, por lo tanto, son adecuados para su uso en países en desarrollo. La unidad del pontón generalmente se coloca amarrada a un poste en una corriente que fluye libremente (Fig.17). Aunque este sistema ha estado operando comercialmente durante más de veinte años en Somalia, Sudán, Egipto y Perú, no parece ser escalable para los requisitos de energía de los servicios públicos.



Fig.17 Turbina de la compañía Thropton (Services, 2006)

Amazon AquaCharger, Marlex-Thropton Energy Services

Marlec unió a principios siglo su experiencia en ingeniería, energía renovable y fabricación con Thropton Energy Services, compañía especializada en turbinas de agua, para desarrollar una turbina de corriente de agua para cargar baterías. El Amazon AquaCharger es un sistema de turbina, generador y control, , diseñado para montar en un bote simple (Fig.18). Se vende como un kit. La turbina, de diámetro 1,8 m y colocada a una profundidad superior a 1,75 m, genera energía entre velocidades de flujo de agua de 0,45 m/s y 1,5 m/s. La energía generada se almacena en baterías de 12V, permitiendo hasta seis cargas simultáneas. La unidad comienza a cargar a una velocidad de 0.5 m/s y genera aproximadamente 500 vatios a 1.5 m/s. Incorpora un dispositivo de enrollado que saca la turbina del agua si la velocidad supera el máximo preestablecido y acciona un freno eléctrico para evitar que la turbina gire libremente. El sistema es fácil de ensamblar y transportar, pudiendo funcionar durante 24 horas sin supervisión.



Fig.18 Amazon AquaCharger (ULC, 2006)



Amazon AquaCharger es adecuado para zonas con población dispersas a lo largo de las orillas de ríos y canales. El producto ofrece oportunidades para establecer estaciones de carga de baterías para servir a la población local. Está disponible comercialmente.

Kinetic Hydropower System (KHPS), Verdant Power LLC y Verdant Power Canada ULC

La KHPS es una turbina de flujo axial de 3 palas de 5 m de diámetro, con una potencia de 35 kW, que incorpora un diseño de pala patentado por la Universidad de Nueva York que tiene una alta eficiencia en una amplia gama de velocidades. El rotor de la turbina acciona un aumentador de velocidad, que acciona un generador de inducción trifásico, conectado a la red. La caja de engranajes y el generador están en una góndola aerodinámica, que está montada en un pilón aerodinámico. El conjunto del pilón tiene cojinetes que le permiten girar la turbina con la dirección de la corriente de marea, reflujo o inundación. El pilón se atornilla mediante un adaptador ajustable a una pila fijada al fondo del río. La turbina funcionará por debajo de 1,0 m/s, pero para una eficiencia económica recomienda velocidades superiores a 2,0 m/s y profundidades de agua de al menos 6,5 m. Se aplica en ríos, estuarios y mares cercanos a la costa.

Se han probado turbinas de 1 m, 3 m y 5 m de diámetro tanto en laboratorio como en campo. En 2003, un modelo de prototipo de 3 m probado en el East River generó 15,5 kW a 2,13 m/s, con un rendimiento (C_p) del 43%.

En 2018, la Oficina de Eficiencia Energética y Energía Renovable del Departamento de Energía de los Estados Unidos ha aprobado una subvención de 3 millones de dólares para la tercera fase del proyecto de Verdant Power. Se instalarán tres turbinas de flujo libre de quinta generación de Verdant Power en un montaje TriFrame en el proyecto Roosevelt Island Tidal Energy (RITE) en el East River de la ciudad de Nueva York (“Verdant Power bags \$6 million for final tidal demo,” 2018) (Fig.19). Generarán electricidad bajo una licencia de proyecto piloto emitida por la Comisión Federal de Regulación de Energía (FERC), la primera licencia comercial emitida para un proyecto de energía de las mareas en los Estados Unidos.



Fig.19 Infografía e instalación de la turbina de Verdant Power (V. Power, 2018)

Tidal Turbine Generator, Clean Current Power Systems



El generador de turbina de marea de Clean Current es una turbina de eje horizontal con conductos bidireccionales con un generador de imán permanente de velocidad variable y accionamiento directo. Una versión del sistema puede incorporar turbinas duales lado a lado con pantallas protectoras. La operatividad se ve mejorada por un diseño simple que tiene una parte móvil: el conjunto del rotor que combina las funciones de turbina y generador. Los álabes tienen imanes permanentes unidos a ellos, y el conducto incorpora las bobinas. No hay eje de accionamiento ni caja de cambios. La turbina está completamente sumergida, no causando impacto visual. Los modelos comerciales tienen 14 m de diámetro y están diseñados para producir aproximadamente 250 kW, necesitando localizaciones con profundidades mayores de 15 m. El proyecto pretendía producir electricidad para reemplazar dos generadores diésel y proporcionar energía al centro de educación marina de la universidad en Great Race Rock Island en el año 2006. El prototipo que se utilizó para las pruebas tiene un diámetro de 3,5 m y puede producir aproximadamente 10 kW.

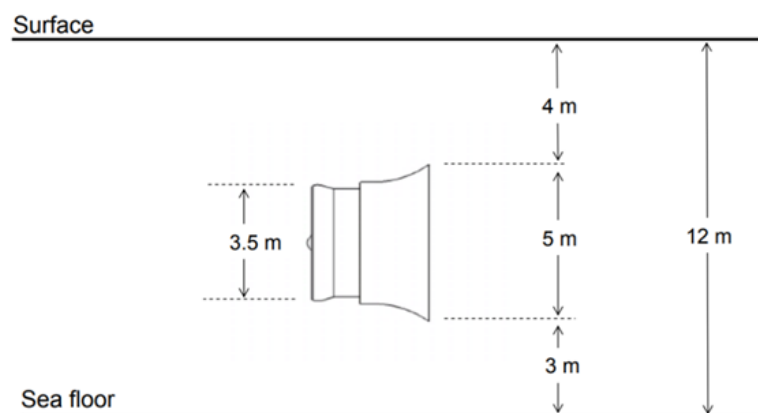


Fig.20 Posición del prototipo de 2006 de Clean Current Power Systems (S & Systems, 2014)

Underwater Electric Kite, UEK Corporation

Este sistema emplea dos turbinas de flujo axial. Cada turbina consta de cinco palas que impulsan un único generador interno ubicado dentro de la góndola. El sistema incorpora un anillo que se extiende hacia afuera con respecto a la alineación axial de los ejes de la turbina y desvía el flujo de agua alrededor de la cubierta. Esto crea una zona de baja presión en la parte posterior de la cubierta que impulsa el agua a través de las palas de la turbina a una velocidad mayor que la del flujo de agua normal o circundante.



Fig.21 Underwater electric kite, de la compañía UEK (Monti & Leuzzi, 2012)



La unidad tiene una flotabilidad positiva y se asegura al fondo marino mediante un sistema de anclaje único, utilizando cable. El ángulo de ataque se puede modificar con un sistema patentado que desplaza un peso hacia adelante y hacia atrás en la quilla. Manteniendo una profundidad operativa controlada, las unidades no se ven afectadas por el efecto de las olas grandes o la navegación. Los controles de posicionamiento lateral permiten que las unidades permanezcan en el núcleo de la corriente.

La turbina está diseñada para operar en corrientes de ríos, mareas y océanos. Existen varios modelos de 2 a 5 m, y funcionan a velocidades extremadamente bajas de 0,20 m/s o menos. Se calcula su rendimiento nominal en hasta 1 MW.

Hydroreactor Stream Accelerator, PEEHR

Esta tecnología consiste en un conducto cilíndrico con un perfil único de "Hidrorreactor" que se sumerge, unido a una plataforma elevadora. El conducto interno está compuesto por una zona de compresión, una zona Venturi estrecha y finalmente, una zona de escape en expansión donde se genera un efecto de succión por la difusión del flujo interno y la desviación de la corriente externa.

El conducto se orienta de forma automática y pasiva según la dirección de la corriente. Una turbina de flujo axial de baja presión y alta velocidad está ubicada en la sección más estrecha del conducto. Las turbinas accionan un generador de bajas revoluciones ubicado en una cámara hermética en el borde del conducto. La ubicación de la unidad se marca con una boya flotante.

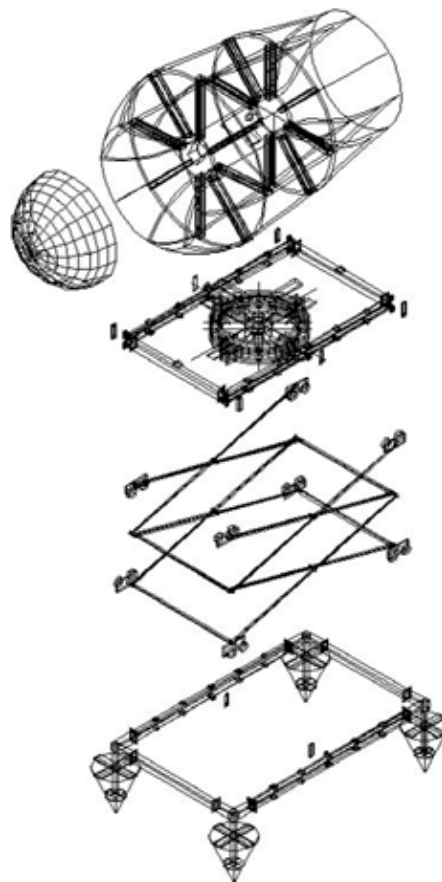


Fig.22 Hydroreactor Stream Accelerator (ULC, 2006)



El mantenimiento se realiza levantando el conducto por medio de una plataforma extensible. Las dimensiones interiores del conducto son aproximadamente 1,2 m en su parte más angosta, 5,4 m en su parte más ancha y 8,4 m de largo. El impulsor de 4 álabes tiene un diámetro de 1,2 m. El sistema está diseñado para 30 kW a 2,75 m/s.

Tidal Stream Turbine, Swanturbines

La unidad consta de una turbina de flujo axial de tres palas. Un generador de baja velocidad sin engranajes ofrece una alta eficiencia en un rango de velocidades con mínimas demandas de mantenimiento mediante el uso de mejoras estructurales y electromagnéticas. En colaboración con la Universidad de Gales, utilizando un modelo dinámico de rotor, se diseñó para permitir su instalación, con un mantenimiento sencillo en aguas poco profundas y profundas, pero podría usarse también en ríos.

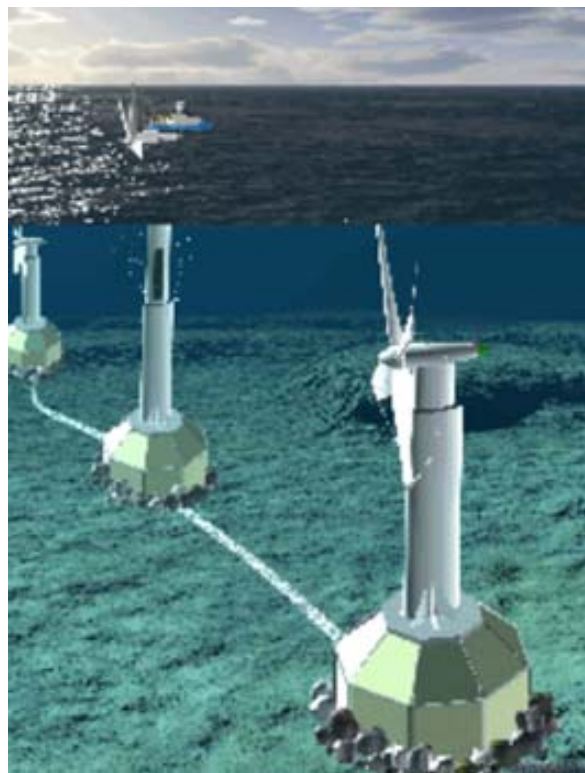


Fig.23 Swanturbine (Worldcolleges.info, 2013)

DeltaStream, Tidal Energy Ltd.

El dispositivo de turbina DeltaStream ha sido desarrollado por la compañía inglesa "Tidal Energy Ltd.", con una amplia experiencia en motores marinos. El prototipo de 1.2 MW consta de tres turbinas de eje horizontal con tres palas de 15 m, montadas en una estructura triangular colocada o anclada al fondo, con un centro de gravedad muy bajo para asegurar la estabilidad. Estas estructuras, completamente sumergidas, no son un obstáculo para la navegación. Además, la baja velocidad de rotación implica un impacto mínimo en la vida marina. Las pruebas en este dispositivo comenzaron en el verano de 2009 en Escocia.

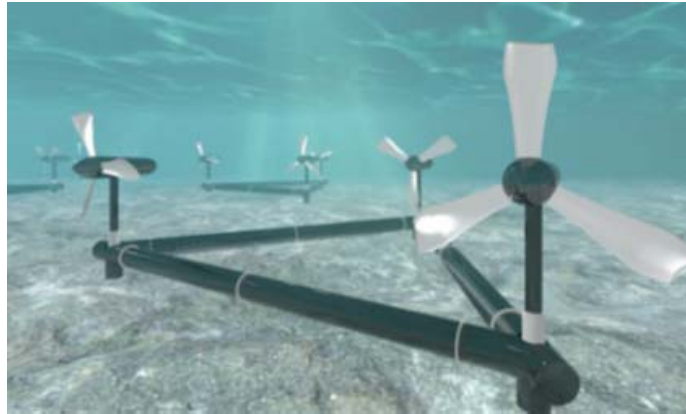


Fig.24 Turbina DeltaStream (Monti & Leuzzi, 2012)

Evopod, Ocean Flow Energy Ltd.

La turbina de marea Evopod fue desarrollada por la compañía inglesa "Ocean Flow Energy Ltd." Consiste en una turbina de cinco palas con un eje horizontal montado sobre una estructura flotante anclada al fondo. El anclaje garantiza la alineación de la máquina en la dirección de la corriente. Un modelo a escala 1/10 fue probado en mayo de 2009 en el estrecho de Strangford en Irlanda del Norte.

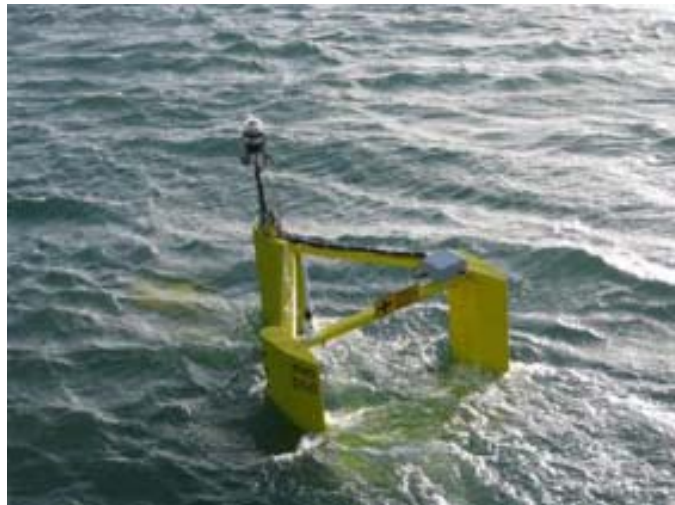


Fig.25 Turbina Evopod (Monti & Leuzzi, 2012)

Morild II, Hydra Tidal Energy

La planta flotante Morild II, fabricada por la empresa noruega Hydra Tidal Energy, está equipada con 4 turbinas con un diámetro de 23 m, montadas en dos ejes separados, con una potencia total de 1,5 MW. Se ha probado en las aguas de las islas Lofoten, a lo largo de la costa noroccidental noruega. Es el más grande del mundo para la explotación de corrientes marinas y se conectó a la red eléctrica noruega. Las turbinas se enganchan a una estructura flotante y se pueden bajar a diferentes profundidades para explotar las corrientes marinas de una manera óptima. La planta está diseñada para simplificar las operaciones tanto como sea posible: las



actividades ordinarias se gestionarán de forma remota y el mantenimiento se puede llevar a cabo llevando las turbinas a la superficie.



Fig.26 Dispositivo Morild II, (Monti & Leuzzi, 2012)

Neptune Tidal Stream Device, Aquamarine Power Ltd

El dispositivo Neptune Tidal Stream fue desarrollado por la empresa inglesa Aquamarine Power Ltd., desarrolla una potencia de 1,4 MW y consta de un par de rotores con tres álabes, de giro contrario con eje horizontal montado en una estructura de un solo poste.



Fig.27 Neptune Tidal Stream, (Monti & Leuzzi, 2012)

Turbinas Nereus y Solón, Atlantis Resource Corporation Ltd.

Las turbinas Nereus y Solon fueron desarrolladas por Atlantis Resource Corporation Ltd. de Singapur. La turbina de marea Nereus para aguas poco profundas (menos de 25 m) es de 400 kW y está formada por una serie de álabes dispuestos en una banda deslizante en torno a dos ejes. Se probaron con éxito en julio de 2008 y se conectaron a la red eléctrica de Australia, pudiendo operar en ríos. La turbina Solon para aguas profundas es una turbina intubada de 500 kW que se probó con éxito en agosto de 2008.



Fig.28 Turbina Nereus (Monti & Leuzzi, 2012)



Fig.29 Turbina Solon (Simec Atlantis Energy, 2019)

Open Centre Turbine, Open Hydro Ltd.

La compañía irlandesa Open-Hydro Ltd. ha desarrollado la turbina Open Centre, cuya tecnología consiste en un rotor de 6 m de diámetro con un generador eléctrico de 250 kW, siendo la primera compañía en suministrar energía a la red nacional británica. En 2006, Open Hydro instaló la turbina en el EMEC para su prueba y, en mayo de 2008, generó con éxito electricidad a la red escocesa. El primer proyecto se encuentra en Francia, con una turbina de 16 m de 2,2 MW.



Fig.30 Turbina Open Centre, de la compañía Open Hydro (EMEC, 2019)



Fig.31 Turbina OpenCentre, OpenHydro Group Ltd (C. Belloni, 2013)



Fig.32 Turbina DCNS/OpenHydro 500 kW en Paimpol Bréhat, en el norte de Francia (Allsop et al., 2017)



TidEl Stream, SMD Hydrovision

El generador de corriente TidEl fue desarrollado por la empresa británica SMD Hydrovision Ltd. Consta de dos rotores contrarrotantes cada uno de 500 kW de 15 m de diámetro con paso fijo. Con una corriente de 1,3 m/s se alcanza una potencia de 1 MW y con corriente inferior a 0,7 m/s el sistema deja de funcionar.



Fig.33 Turbina TidEL, SMD Hydrovision (REUK, 2018b)

La orientación del aparato está asegurada por el sistema de anclaje en la parte inferior y todo el dispositivo es libre de flotar con la corriente en aguas profundas. Un modelo a escala 1/10 ha sido probado con éxito.

Free Flow Turbine, Verdant Power

La turbina Free Flow de flujo libre desarrollada por la compañía americana Verdant Power Ltd. es de tres palas de 4,68 m de diámetro y genera 1MWh por día. En 2008, Verdant Power Ltd. obtuvo un contrato de \$ 1.15 millones del departamento de Tecnología de Desarrollo sostenible de Canadá para desarrollar el Proyecto de Energía del Río Cornwall Ontario, que en 2013 debía suministrar 15 MW en la red.

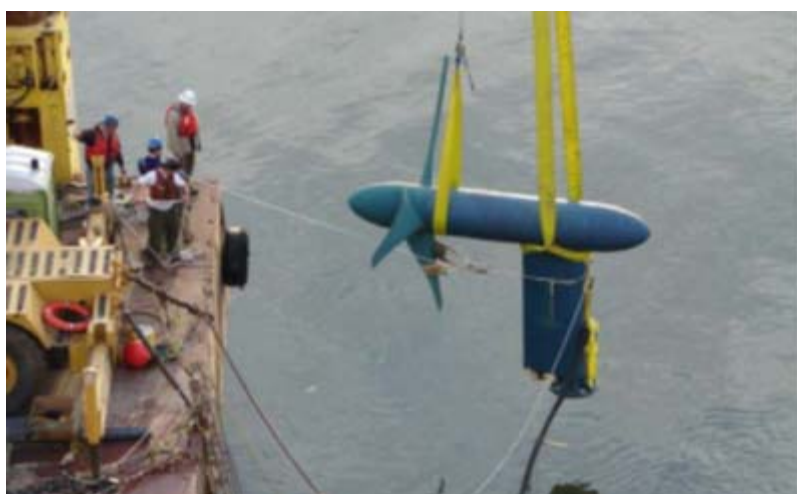


Fig.34 Free Flow turbine, Verdant Power (V. Power, 2018)



Lunar Energy Tidal Turbine, Lunar Energy Ltd.

Desarrollado por la compañía inglesa Lunar Energy Ltd., su estructura consiste en una turbina de 11,5 m de diámetro dispuesta en un conducto de 19,2 m de largo y 15 m de diámetro. Su potencia prevista es de 1 MW.

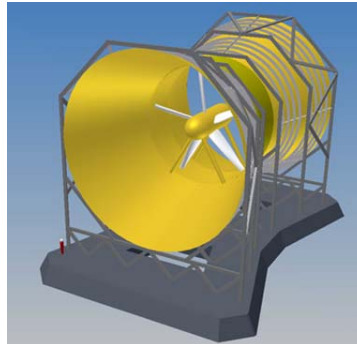


Fig.35 Turbina de corriente de marea ROTTECH, Lunar Energy Ltd (REUK, 2018a)

SeaFlow y SeaGen, Marine Current Turbines-Atlantis/Siemens

El prototipo de turbina de escala natural Sea Flow de un solo rotor de 300 kW se probó a partir de mayo de 2003 en Lynmouth, en la costa norte de Devon en Cornwall. Fue el primer convertidor de energía en el mundo que opera en alta mar. En 2005, con la adición de instrumentación adicional, suministró energía de manera completamente automatizada. En octubre de 2009, se desarrolló un nuevo modelo, llamado Seagen de 1,2 MW, que se instaló en el Estrecho de Strangford en Ulster y se conectó a la red eléctrica en Irlanda del Norte.

Consiste en dos turbinas contrarrotantes, de 16 m de diámetro y conectadas por una caja de engranajes al generador eléctrico. Estas dos unidades están montadas a ambos lados de un poste tubular de acero de 3 m de diámetro anclado al suelo y toda la estructura puede deslizarse a lo largo de él. El paso de la hélice del rotor se puede ajustar para proporcionar la máxima eficiencia durante cualquier etapa de marea. Desde enero de 2009, ha estado operando a una potencia máxima de 1,2 MW con corrientes de 1,4 m/s.



Fig.36 SeaGen en operación (O'Carroll et al., 2017)

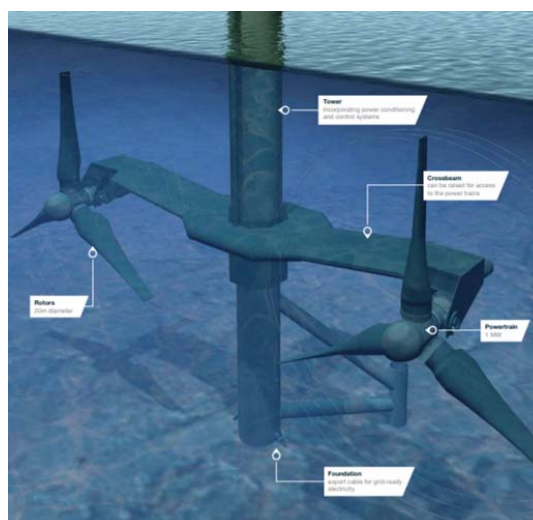


Fig.37 Esquema de SeaGen-S (Siemec Atlantis Energy, 2019)

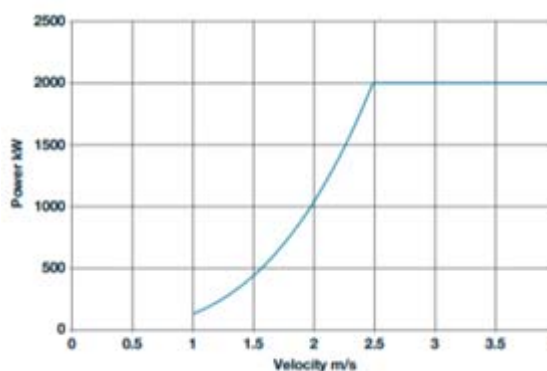


Fig.38 Detalle del SeaGen-S y Fig.39 Curva velocidad-energía en SeaGen-S (Siemec Atlantis Energy, 2019)

Andritz Hydro Hammerfest AH1000

Las actividades de Investigación y Desarrollo de Hammerfest comenzaron en la década de 1990. La turbina HS300 se instaló en 2003, en Kvalsund, Noruega, siendo la primera turbina de corriente de marea conectada a la red del mundo. Se diseñaron turbinas a gran escala, con una capacidad nominal de entre 500 kW y 2.000 kW. La primera turbina de 1.000 kW se instaló en el EMEC (EMEC, 2017) en Orkney, Reino Unido, en diciembre de 2011, considerado como uno de los sitios marinos más difíciles del mundo. Las turbinas están diseñadas para profundidades de agua de entre 35 y 100 m, y se despliegan en el lecho marino manteniéndose en posición por gravedad, clavijas o pilotes (según las características del lecho marino y la corriente de marea). Las turbinas están equipadas con un sistema de inclinación que permite un aprovechamiento óptimo de las corrientes de marea en las direcciones de reflujo y reflujo. La góndola está optimizada para minimizar el efecto de estela causado por los flujos de agua. Se han desarrollado metodologías de instalación marina para minimizar los tiempos y excluir el uso de buzos, que requieren solo el soporte de vehículos operados a distancia (ROV) para fines de monitoreo. Las turbinas de marea Hammerfest están diseñadas para generar energía a partir de corrientes de agua con una velocidad a partir de 1 m/s, con una potencia entre 500 y 2.000 kW. El rotor está formado por 3 álabes ocupando entre 300 y 500 m² y gira a unas 10 revoluciones por minuto.



Fig.40 Turbina Andritz Hydro Hammerfest (Allsop et al., 2017)

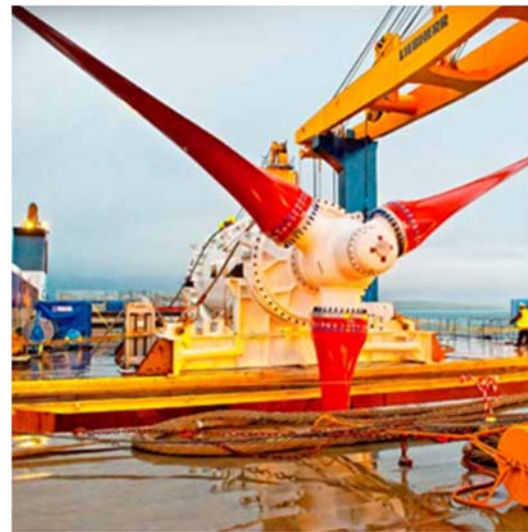


Fig.41 Turbina Hammerfest (Betschart, 2012)



Fig.42 La turbina Hammerfest instalada (Betschart, 2012)

Serie AR, Atlantis GE

Atlantis y GE han estado trabajando en colaboración desde septiembre de 2018 en el desarrollo y la validación del rendimiento del sistema de generación de mareas AR2000 de Atlantis, que se espera sea la turbina de eje único más grande y más potente del mundo. Se espera que este sistema se despliegue en las fases futuras del icónico Proyecto MeyGen de Atlantis en Escocia. Esta turbina tendrá diámetros de rotor entre 20 y 24 m, dependiendo de la localización, con una potencia máxima de 2,0 MW a 3,05 m/s y un rotor de 20 m. El AR2000 ha estado en desarrollo durante más de dos años y se basa en el proyecto AR1500 MeyGen. El AR1500 es una turbina de eje horizontal de 1,5MW diseñada por Lockheed Martin con capacidad activa de inclinación

y giro. La góndola pesa aproximadamente 150 toneladas en aire y tiene una vida útil de diseño de 25 años. El diámetro del rotor es de 18 m.

El AR2000 contará con un nuevo e innovador sistema de inclinación electromecánica, 360 grados de giro, sistemas de diagnóstico y monitoreo de estado actualizados. El AR2000 tendrá una vida útil de diseño de 25 años. La asociación con GE jugará un papel clave en la entrega de equipos y servicios a la segunda fase del Proyecto MeyGen, conocido como Proyecto Stroma, que verá dos turbinas Atlantis AR2000 adicionales conectadas a través de un nuevo centro submarino a un solo cable de exportación de energía, que luego se conectará a través de la subestación MeyGen a la red eléctrica.



Fig.43 Turbina AR1500 (Atlantis, 2019)

2.4. TURBINAS DE EJE VERTICAL O TURBINAS CROSS-FLOW

Este tipo de turbinas, por sus reducidas dimensiones, tienen potencias menores que las de eje horizontal, pero pueden ser instaladas en más ubicaciones. En general, requieren de menor inversión y funcionan con independencia de la dirección de incidencia del flujo de agua. La Fig.44 muestra un esquema de una turbina VAWT.

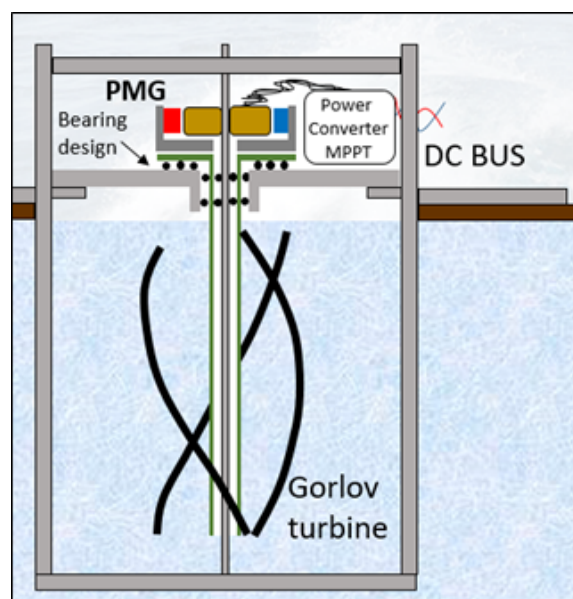


Fig.44 Esquema de turbina VAWT



Las turbinas de eje vertical, o ligeramente inclinadas en dispositivos flotantes, se derivan de las turbinas eólicas Darrieus y tienen algunas ventajas sobre las de eje horizontal:

- Mejor rendimiento, por la capacidad de agrupación de rotores, ya que no requieren de grandes distancias de separación entre ellas.
- Posibilidad de tener parte de los dispositivos fuera del agua, aumentando su duración, como el multiplicador de revoluciones y la parte eléctrica,
- Facilidad de montaje y mantenimiento.
- Aprovechamiento de la energía del fluido independientemente del ángulo de incidencia de este sobre la turbina.

En cambio, tienen algunos defectos, como un par no constante durante todo el ciclo, lo que induce a la presencia de vibraciones y, en ocasiones, el arranque no es espontáneo. Al colocarse sobre plataformas flotantes, toda la parte electrónica queda fuera del agua, lo que aumenta su duración y facilita su instalación y mantenimiento, pero tienen mayor impacto visual y ambiental.

El diseño de estas turbinas hidrocínéticas tiene cuatro puntos principales:

- Diseño de los álabes, seleccionando aquellos normalizados y variando su geometría y dimensiones, persiguiendo la máxima eficiencia,
- Diseño de la estructura de soporte de la turbina, el programa de control de potencia y los mecanismos de estanqueidad de los equipos.
- Dimensionamiento del programa de control de potencia para las diferentes condiciones de trabajo a las que va a estar sometida la turbina.
- Cálculo de la estabilidad en flotación del equipo en su funcionamiento. Generalmente, este tipo de infraestructuras se colocan superficialmente en la lámina de agua mediante plataforma flotante.

En la Tabla 3 se muestran algunos proyectos que han utilizado turbinas VAWT.

Tabla 3. Listado de proyectos con turbinas VAWT

Nombre	Tipo	Potencia	Ubicación
Blue Energy	Empresa	2 kW	Canadá
EnCurrent	Empresa	125 kW	Canadá
IdeEnergie	Empresa	100 kW	Canadá
Mi1	Empresa	22 kW	Alaska (EEUU)

A continuación, se desarrollan algunas de las turbinas de eje vertical más significativas.

Darrieus Turbine, Alternative Hydro Solutions Ltd.

Estas pequeñas turbinas Darrieus están construidas con materiales de alta calidad. Los álabes de la turbina son extrusiones de aluminio con sección transversal resistente. El eje está hecho de acero inoxidable y está apoyado en dos cojinetes estándar de acero inoxidable. La potencia se transfiere a través de un acoplamiento flexible a una combinación de motor y caja de engranajes que permite que el motor funcione a una velocidad más alta, lo que aumenta su eficiencia y reduce las fluctuaciones de par. Una serie de opciones eléctricas están disponibles, dependiendo de los requisitos de la localización. La turbina está disponible en varios diámetros: 1,25 m, 1,5 m, 2,5 m, 3,0 m, y 6,0 m.



Alternative Hydro Solutions ha tomado los conceptos de Darrieus y los ha modificado para que sean más adecuados para ríos más pequeños. El diámetro de la turbina es mayor que la altura, por lo que se ajusta mejor a la sección transversal de sitios poco profundos, incorporando una serie de simplificaciones sobre los diseños anteriores y manteniendo la eficiencia de la turbina. Por lo general, estas unidades se han montado en botes pequeños. Para flujos pequeños, otros soportes pueden ser más rentables, pudiendo incluir una viga de soporte que se extiende total o parcialmente sobre el río.



Fig.45 Turbina Darries de AHS (ULC, 2006)

Dispositivo Blue Energy, Blue Energy Ltd.

La tecnología llevada a cabo por Blue Energy se basa en la aplicación de la turbina hidráulica Davis, que es una evolución de la turbina eólica de eje vertical Darrieus. La turbina impulsa una caja de cambios integrada y un conjunto de generador eléctrico. El objetivo a largo plazo es instalar muchas de estas turbinas, para formar una estructura similar a una valla que se puede doblar, lo que permite aminorar costes. La compañía ha experimentado hasta ahora con seis plantas de diferentes tamaños y el mejor valor obtenido fue de 100 kW.

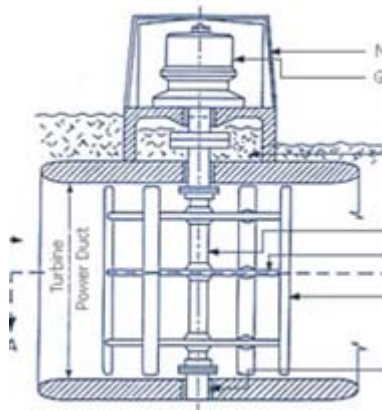


Fig.46 Dispositivo Blue Energy (B. T. Energy, 2019)



Fig.47 Tidal Fence, Blu Energy (KIRKE & LAZAUSKAS, 2008)

***Turbina Helicoidal Gorlov, GCK Technology Inc.***

La turbina Gorlov fue desarrollada por GCK Technology Inc. y consta de palas helicoidales que recorren una superficie cilíndrica imaginaria como una rosca de tornillo. Estas palas helicoidales proporcionan un empuje de reacción, perpendicular a los bordes delanteros, que tiran de ellas más rápido que el flujo del fluido. Permite que una gran masa de agua lenta fluya a su través, capturando su energía cinética con un rotor muy simple. Estas palas helicoidales aseguran un par constante a lo largo de todo el ciclo, con una reducción significativa de las vibraciones y un aumento de la eficiencia, que ha alcanzado valores del 35% en algunos generadores. La unidad estándar ahora tiene 1 m de diámetro por 2,5 m de longitud. Comienza a producir energía a aproximadamente 0,60 m/s, según estudios realizados en 2004 (Bachant & Wosnik, 2011)



Fig.48 Turbina Gorlov, GCK (GCK, 2016)

Kobold Turbine, Enemar, Ponte di Archimede S.P.A.

La turbina Kobold de la empresa italiana Ponte di Archimede fue diseñado en el Departamento de Diseño Aeronáutico (DPA) de la Universidad "Federico II" de Nápoles, y actualmente es el primer sistema con un eje vertical instalado para la explotación de corrientes de marea. Consta de un rotor con tres palas diseñado con un perfil ad hoc sin cavitación y equipado con un sistema de contrapeso original que garantiza automáticamente el mejor ángulo de ataque durante todo el ciclo y permite el inicio espontáneo de la rotación (Coiro et al., 2005a). La turbina Kobold ha sido diseñada para alcanzar el nivel más alto posible de protección y eficiencia ambiental, así como para respetar la necesidad de bajos costes de construcción y mantenimiento. Todo el sistema se monta en una plataforma flotante de 10 m de diámetro anclada al fondo mediante 4 bloques de cemento. El multiplicador de revolución mecánica tiene una razón de 1:161, el generador eléctrico es sin escobillas, trifásico, síncrono, de cuatro polos, capaz de generar una potencia nominal de 160 kVA y está conectado a una unidad de control capaz de suministrar energía a la red. El rotor tiene un diámetro de 6 m y consta de tres álabes rectos con un perfil llamado HL-18 que puede garantizar altas eficiencias hidrodinámicas y al mismo tiempo evitar el problema de la cavitación. Se instaló en el estrecho de Messina, Italia, en la primavera de 2001 y generó 25 kW a una velocidad de 2,0 m/s. El primer conjunto de pruebas realizadas tuvo como objetivo la observación y la recopilación de datos, tanto en términos de velocidad como en

términos de potencia producida por la turbina. Se observó que incluso con una corriente de 1,2 m/s el rotor comienza a girar sin ayuda externa.



Fig.49 Turbina Kobold, proyecto Enermar en Italia (Seapowerscrl, 2014)

EnCurrent Hydro Turbine, New Energy Corporation Inc.

La turbina EnCurrent está disponible en configuraciones con y sin conductos. La configuración sin conductos utiliza una turbina de 1,6 m de diámetro y 0,8 m de altura y requiere una velocidad de agua mínima de 2 m/s para proporcionar una salida de potencia efectiva. La versión con conductos tiene un diámetro de 3,0 m de ancho por 1,0 m de altura, lo que reduce la velocidad mínima del agua a 1,5 m/s.

EnCurrent Technology se basa en el trabajo realizado por el National Research Council de Canadá (NRC) en una turbina hidráulica de eje vertical. Durante la década de 1980, la NRC lanzó un programa para demostrar la validez técnica de la turbina. Basado en el diseño de la turbina eólica Darrieus, la turbina de New Energy puede extraer del 40% al 45% de la energía en el agua que se mueve a través de ella. En 2006 se consiguió obtener 25 kW.

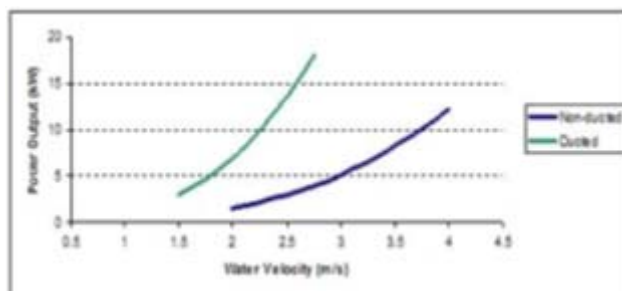


Fig.50 Gráfica de la turbina EnCurrent, (Verdant Power, 2006) Fig.51 Turbina EnCurrent en un río (Larson, 2014)



Turbina WPI, Water Power Industries

La turbina WPI tiene álabes simétricos, rectos y uniformes en anchura, con parada, arranque y variación del ángulo de ataque controlados electrónicamente. El ángulo de cada álabe varía independientemente de los otros, lo que permite optimizar la sustentación y arrastre de cada álabe a lo largo de cada giro.

WPI investigó sistemas con potencias de 100, 200, 300, 500 y 1000 kW. Estas turbinas son adecuadas para estrechos con influencia de mareas, para ríos y canales, como los de plantas hidroeléctricas, que son el foco de WPI.



Fig.52 Turbina de Water Power Industries (WPI, 2004)

2.5. DISCO ACTUADOR

La teoría del disco del actuador proporciona la descripción más simple de una turbina de flujo axial. En teoría, el rotor, que comprende varios álabes que giran alrededor de un cubo central, se describe como un simple disco poroso que presenta una resistencia uniforme al flujo que pasa a través de él. El concepto del disco actuador está bien establecido en la literatura (Burton, Jenkins, Sharpe, & Bossanyi, 2011).

Garrett y Cummins adaptaron la teoría del disco del actuador para su uso con los aerogeneradores de mareas (Garrett & Cummins, 2007), y ampliaron la teoría clásica sin límites debida a Betz y Joukowsky (Betz, 1920b) (van Kuik, 2007) para incorporar los efectos de bloqueo. Para lograr esto, Garrett y Cummins reemplazaron el campo de flujo ilimitado con un campo de flujo restringido, que describe el flujo acotado con una "tapa rígida", es decir, una superficie libre, que no se deforma en respuesta a la extracción de energía. El modelo de disco de Garrett y Cummins se ha ampliado para explorar condiciones de flujo más realistas (G. T. T. Houlby, Draper, & Oldfield, 2008);(Vennell, 2010); (T. A. A. Adcock et al., 2013); y disposiciones óptimas para turbinas de mareas (Takafumi Nishino & Willden, 2013);(T. Nishino & Willden, 2012); (Thomas A.A. Adcock, Draper, & Nishino, 2015) (G. T. Houlby & Vogel, 2016) (Gupta & Young, 2017).



El modelo de disco actuador se ha utilizado en estudios teóricos y numéricos de la potencia de la corriente de marea, aunque solo ofrece una descripción idealizada del rendimiento de la turbina, proporcione una sobrestimación de la potencia. Este modelo no tiene en cuenta la estructura de las palas, por lo que no se puede usar para comparar entre diferentes diseños de palas o diferentes enfoques para la afinación de la turbina (Hau, 2013).

2.6 BLOQUEO

La diferencia principal al modelar turbinas de marea en comparación con las turbinas eólicas es la proximidad de la superficie libre. Mientras que los aerogeneradores interactúan con la capa límite atmosférica de la Tierra, para las turbinas de marea no solo se deben tener en cuenta los efectos de la capa límite del fondo del océano, sino también la superficie libre, que crea un efecto de bloqueo en el flujo a través de la turbina.

Se ha demostrado que estas turbinas funcionan de manera diferente dentro de un canal en comparación con la operación en aguas abiertas, siendo un factor importante la relación de bloqueo:

$$\varepsilon = M \cdot A_T / A_c \quad (5)$$

donde M es el número de turbinas, A_T el área de la turbina y A_c el área de la sección transversal del canal.

Se han realizado varios estudios experimentales para cuantificar los efectos de bloqueo en el rendimiento de la turbina. La mayoría de los primeros trabajos experimentales se realizaron en túneles de viento o canales de agua con el objetivo de validar y verificar modelos simples de dichos flujos basados en la física (A.S. Bahaj et al., 2007) (Medici, Ivanell, Dahlberg, & Alfredsson, 2011) (Chen & Liou, 2011).

Chen y Liou (Chen & Liou, 2011) investigaron experimentalmente los efectos del bloqueo del túnel en el rendimiento de la turbina. El efecto de bloqueo se cuantificó en términos de factor de bloqueo midiendo la velocidad de flujo del túnel con y sin turbina. Se encontró que el factor de bloqueo estaba fuertemente relacionado con el bloqueo sólido, TSR y el ángulo de inclinación del álabe. Se observaron mayores efectos de bloqueo a mayores bloqueos sólidos y mayores valores de TSR.

Nishino et al. (T. Nishino & Willden, 2012) realizaron simulaciones tridimensionales con el modelo de disco actuador que caracteriza un rotor de turbina dentro de un canal rectangular con varias relaciones de aspecto y relaciones de bloqueo aplicadas. El incremento en la relación de bloqueo de 0,03 a 0,5 elevó el coeficiente de potencia máximo de aproximadamente 0,6 a 2,5.

McTavish y col. (McTavish, Feszty, & Nitzsche, 2014) estudió el efecto del bloqueo en la expansión de la estela inicial para rotores de diferentes tamaños en un canal de agua utilizando la técnica de visualización de colorantes. Concluyó con un mayor bloqueo para reducir la expansión de la estela y modificar el vórtice detrás de la turbina. También se han realizado varios estudios para analizar el efecto de superficie libre en las turbinas de corriente marina; sin embargo, la mayoría de estos estudios usaron un disco poroso para simular el rotor de la turbina.

Myers y Bahaj (A. S. Bahaj, Myers, Rawlinson-Smith, & Thomson, 2012) llevaron a cabo experimentos con discos actuadores para estudiar el efecto de la proximidad del disco a la



superficie del lecho marino. Bahaj et al. (A. S. Bahaj et al., 2012) realizaron un estudio analítico y experimental para investigar el efecto de la proximidad de la superficie libre en el rendimiento de la turbina. Birjandi et al. (Birjandi, Bibeau, Chatoorgoon, & Kumar, 2013) concluyeron que el efecto de bloqueo y de superficie libre aumenta el coeficiente de potencia de la turbina hidrocínética vertical. En esta condición, el coeficiente de potencia máxima es más alto que el límite de Betz. La presencia de la turbina en un canal de marea no solo afecta el flujo aguas abajo sino también el flujo aguas arriba de la turbina. Las investigaciones experimentales y computacionales de Medici et al. (Medici et al., 2011) muestran la influencia del bloqueo en el flujo hasta tres diámetros de la turbina aguas arriba del plano del rotor.

Los modelos analíticos para caracterizar el rendimiento de la turbina se basan en la aplicación de la teoría del momento lineal. Garrett y Cummins (Garrett & Cummins, 2007) aplicaron la teoría del momento lineal para el flujo restringido entre dos superficies rígidas y encontraron un aumento en la potencia de la turbina al aumentar la relación de bloqueo. Housby, Draper y Oldeld (2008) presentaron una expansión adicional del modelo de disco actuador de Garrett y Cummins (Garrett & Cummins, 2007), que incluye el cambio de altura de la superficie libre.

Lartiga y Crawford (Lartiga & Crawford, 2010) utilizaron modelos con disco actuador con correcciones de bloqueo para predecir el rendimiento de la turbina de marea en un entorno bloqueado. Los datos del campo de flujo de las mediciones PIV y las simulaciones CFD se utilizaron para explicar el efecto de bloqueo. Las predicciones analíticas coincidieron con una relación de bloqueo más baja, pero mostraron desviaciones significativas con relaciones de bloqueo más altas. El estudio computacional de Sun (X. Sun, Chick, & Bryden, 2008) con discos porosos desveló una aceleración de flujo localizada entre la estela y el fondo del canal. Se observó que la caída de la superficie libre detrás del disco también afecta las características de la estela y el rendimiento de la turbina. Consul et al. (C. A. Consul, Willden, & McIntosh, 2013) investigó el efecto del bloqueo y la deformación de la superficie libre sobre el rendimiento de una turbina de flujo cruzado para diferentes bloqueos y condiciones de límite de la superficie libre utilizando modelado bidimensional de CFD. La condición de canal abierto conduce a una mejora del rendimiento del 6,7% en comparación con la condición de canal cerrado debido al mayor bloqueo efectivo causado por la deformación de la superficie libre. Se concluyó que el número de Froude tuvo un efecto muy pequeño sobre el C_p pero afectó significativamente a la caída de la superficie libre. Bai et al. (Bai, Avital, Munjiza, & Williams, 2014) realizaron simulaciones numéricas para predecir el rendimiento de una turbina de corriente marina en condiciones de flujo de superficie libre y lo validaron con datos experimentales.

Kolekar et al. (Kolekar & Banerjee, 2015a) presentan los resultados del análisis experimental y computacional de los efectos de bloqueo, además de la dependencia del número de Reynolds y los efectos de proximidad de límites en el campo de flujo con sus efectos en el rendimiento de una turbina. Se concluyó que la curva TSR vs C_p era insensible al cambio del número de Reynolds y se analizó el efecto del bloqueo sobre el rendimiento de la turbina variando el tamaño del dominio de fluido para el modelo de prototipo de laboratorio. La relación de bloqueo por debajo del 10% no mostró ningún efecto apreciable en las características de rendimiento de la turbina. El aumento de la relación de bloqueo del 10% al 42% resultó en la ampliación del rango operativo de TSR con una mejora de hasta el 35% en el coeficiente de potencia. Se descubrió que los valores más altos de TSR exhiben mayores efectos de bloqueo debido a una velocidad de rotación más rápida que conduce a una estela más fuerte y un flujo de derivación más rápido. Además, para comprender el efecto de la proximidad de la superficie libre en el rendimiento de la turbina y el campo de flujo, se realizaron experimentos con la turbina a diferentes



profundidades de inmersión. Se observó una mejora en el rendimiento cuando el eje de la turbina se aleja del fondo del canal. Esta tendencia se mantuvo hasta que la turbina se elevó hasta un espacio libre de medio radio debajo de la superficie libre, en donde el rendimiento se redujo. Más allá de esta altura, se observó una caída apreciable de la superficie libre detrás del plano de rotación de la turbina que restringe la expansión de la estela y el proceso de propagación, lo que resulta en un rendimiento reducido. Además, se observó una reducción en el rendimiento cuando la turbina se hizo funcionar cerca del fondo del canal. Esto se puede atribuir a dos hechos: primero, la capa límite y los efectos viscosos asociados en la pared inferior del canal que afectan negativamente el rendimiento de la turbina, y segundo, la ausencia de bloqueo adicional debido a la deformación de la superficie libre que se manifiesta cuando una turbina opera cerca de la superficie libre. Schluntz et al. (Schluntz & Willden, 2015) aplicaron la metodología RANS-BEM para analizar el efecto de bloqueo en el rendimiento de la turbina. El diseño de la turbina estudiado fue optimizado para diferentes relaciones de bloqueo. Para flujos bloqueados, el coeficiente de potencia de la turbina excede la unidad a través del gradiente de presión creado entre el rotor aguas arriba y el rotor aguas abajo. Vennel mostró que agregar turbinas a una fila existente puede tener un impacto significativo en el nivel de extracción de energía, así como en el rango operativo de cada turbina individual (Vennel, 2013). Se supone que este es también el caso de las turbinas dentro de una matriz vertical. El beneficio de un diseño modular juntando turbinas es lograr la relación de bloqueo óptima para una ubicación determinada. En 2019, Patel et al. (Patel, Eldho, & Prabhu, 2019a) llegaron a la conclusión de que existe la posibilidad de mejorar el rendimiento de una turbina hidrocínética tipo Darrieus en un 188% bloqueando una región específica del flujo incidente hacia el rotor de la turbina, con una placa de bloqueo optimizada. De la misma manera aseguran que una colocación inadecuada de la placa puede disminuir el rendimiento de la turbina incluso por debajo de la turbina simple.

2.7. ARTÍCULOS EXPERIMENTALES DE TURBINAS DE MAREA

En 2005, Coiro et al. documentaron el diseño, construcción y prueba de las turbinas hidráulicas de eje vertical para explotar las corrientes de marea (Coiro et al., 2005b). El modelo Double Multiple Streamtube (DMS) y el modelo Vortex se utilizaron para predecir el rendimiento de las turbinas con álabes fijos o con álabes de paso variable de acción automática. El análisis teórico y los rendimientos numéricos predichos se compararon y validaron con resultados de pruebas experimentales en turbinas de escala real y modelo (Fig.53 y Fig. 54). Además, se presentan las actividades recientes en términos de investigaciones numéricas sobre los efectos de la curvatura del flujo.

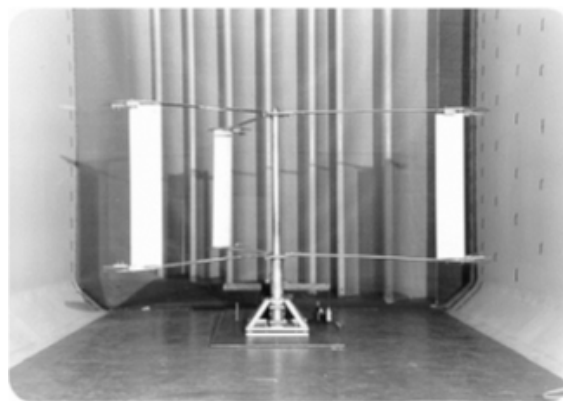


Fig.53 Una de las turbinas empleadas en el experimental (Coiro et al., 2005b)

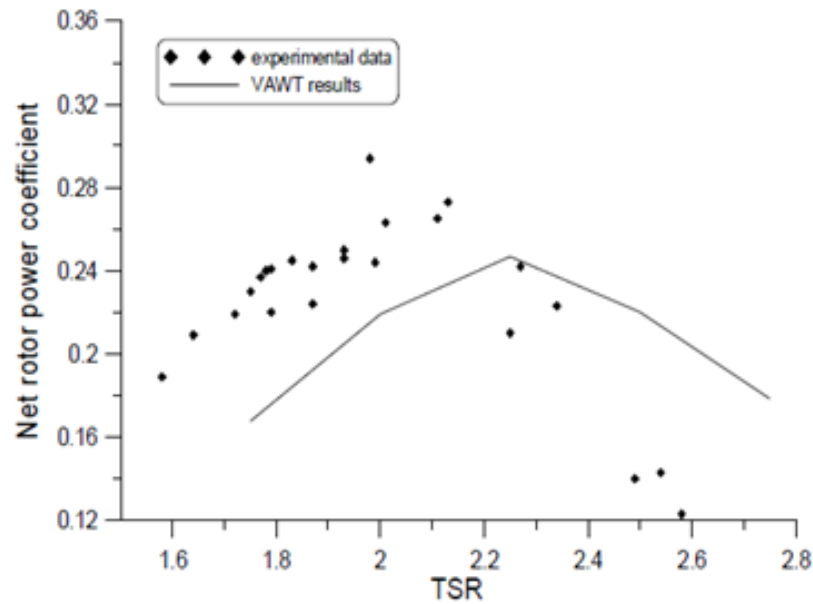


Fig.54 Comparación entre el experimental y el numérico (Coiro et al., 2005b)

En 2007, Bahaj et al. presentaron los resultados experimentales del túnel de cavitación y las pruebas de tanque en un modelo de 800 mm de diámetro de una turbina de corriente marina (A.S. Bahaj et al., 2007). Las pruebas se llevaron a cabo en un túnel de cavitación de 2,4 m x 1,2 m y en un tanque de 60 m (Fig.55). Los valores de los coeficientes de potencia y empuje se obtuvieron para un rango de valores de velocidad en diversas condiciones (Fig. 56).

Los resultados de esta investigación proporcionaron una visión del funcionamiento de una turbina simple en flujo recto, el efecto en el rendimiento de los cambios en la inmersión de la punta del rotor, la interferencia entre los rotores gemelos y las áreas probables de inicio de cavitación. Además, los resultados analizados presentaron información útil para el diseño hidrodinámico de turbinas de corriente de marea y datos detallados para la validación de modelos numéricos.

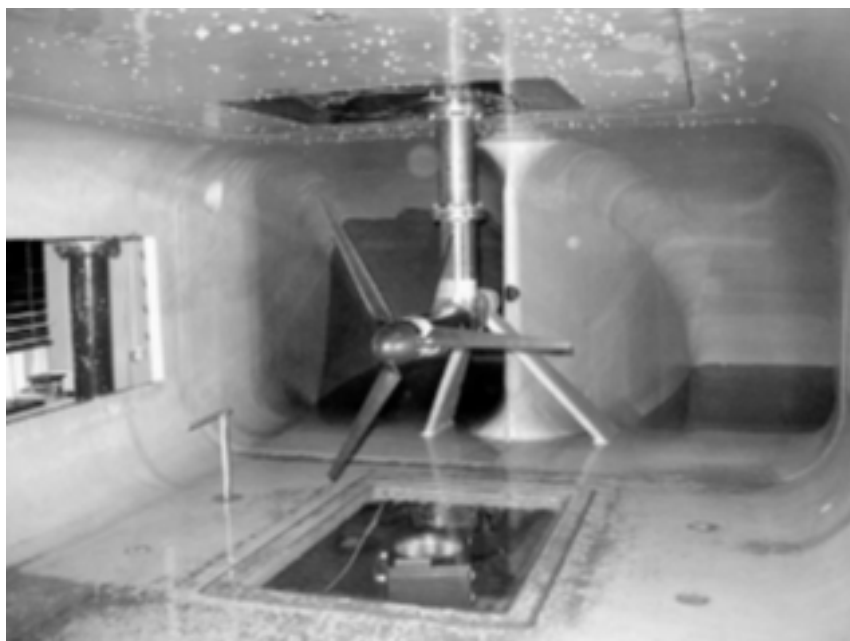


Fig.55 Túnel de cavitación de la Universidad de Southampton (A.S. Bahaj et al., 2007)

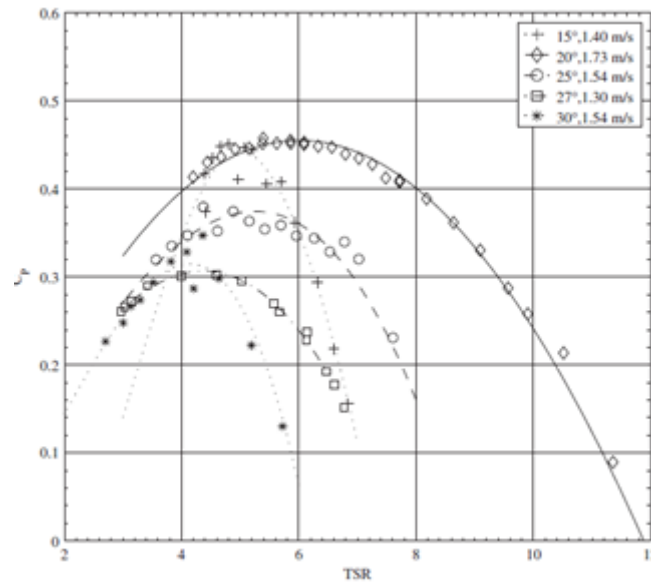


Fig.56 Comparación de medidas a partir de diferentes ángulos de inclinación en el túnel de cavitación (A.S. Bahaj et al., 2007)

En 2010, Myers y Bahaj analizaron el campo de flujo alrededor de las turbinas marinas de eje horizontal (L. E. Myers & Bahaj, 2010), con el objetivo de identificar y proporcionar una comprensión de los principales parámetros que rigen el comportamiento de la estela y su recuperación. Esto permitirá que se instalen grandes conjuntos de dispositivos mientras se maximiza su eficiencia. Para ello estudiaron las características de la estela en simuladores a pequeña escala, en un canal inclinado de 21 m en la Universidad de Southampton (Fig.57).

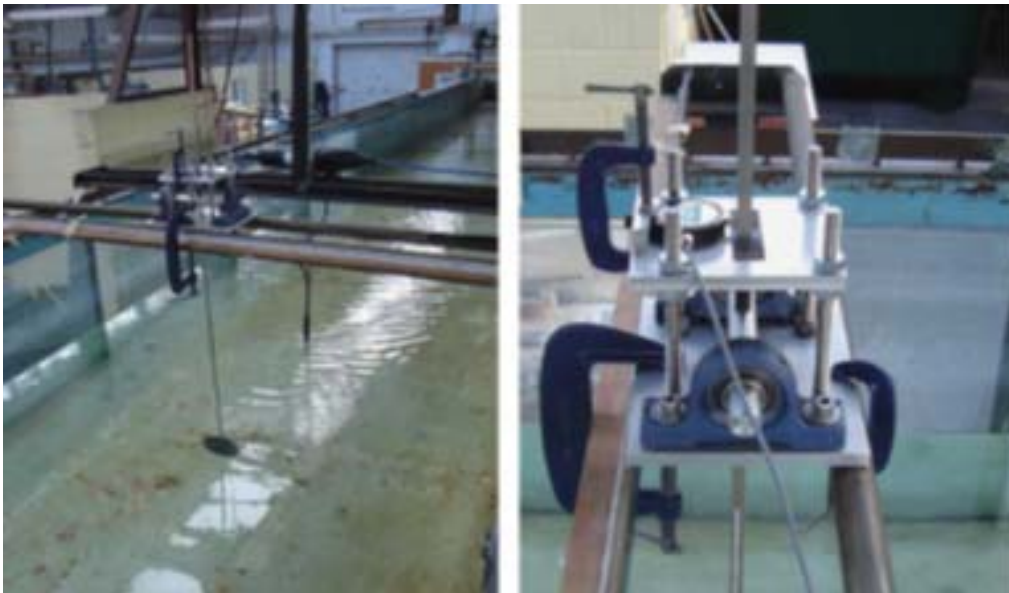


Fig.57 Canal de ensayos en la Universidad de Southampton (L. E. Myers & Bahaj, 2010)

Por otro lado, Ly y Calisal estudiaron los efectos tridimensionales de una turbina de corriente de marea de eje vertical. Analizaron los efectos en la predicción de la potencia de salida y la trayectoria de la estela y realizaron una serie de pruebas en el canal de la Universidad de British Columbia (Fig.58) para estudiar los efectos tridimensionales, así como los efectos de los brazos. Se logran buenas similitudes (Fig.59) entre los resultados obtenidos con los cálculos numéricos y las pruebas en el canal (Li & Calisal, 2010).



Fig.58 Canal de pruebas de la Universidad British Columbia (Li & Calisal, 2010)

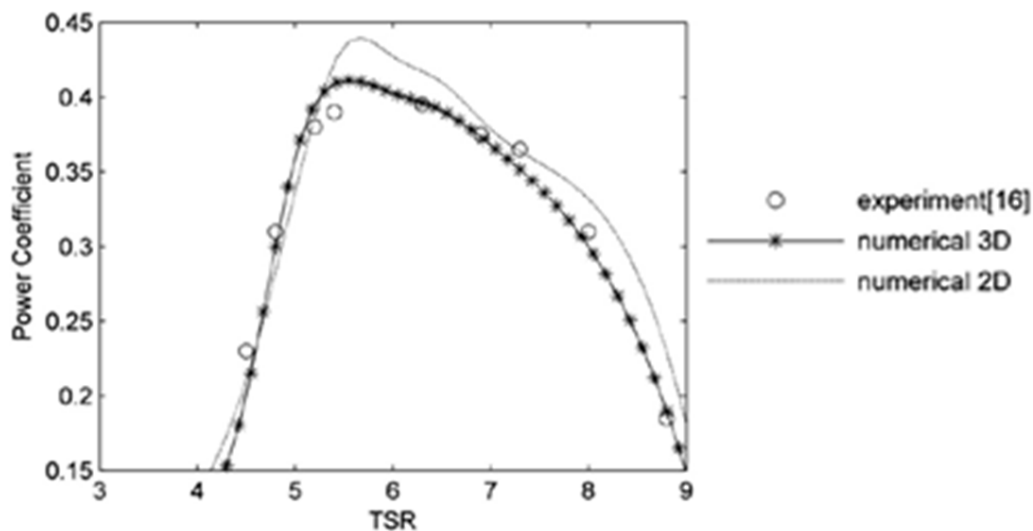


Fig.59 Comparativa entre experimentación y numérico (Li & Calisal, 2010)

También en 2010, tras analizar casos reales en campo de pequeñas turbinas hidrocínicas de flujo axial para generar energía eléctrica para comunidades remotas sin conexión a la red, Anyi y Kirke sugieren mejoras. Se informa que las turbinas montadas en pontones o suspendidas con brazos pivotantes en las orillas de los ríos o en embarcaderos pueden producir aproximadamente 1 kW a 2 kW de energía eléctrica adecuada para hogares remotos (Anyi & Kirke, 2010). Sin embargo, han experimentado problemas importantes con la acumulación de residuos en las turbinas, cuya eliminación ocasiona frecuentes cortes de energía.

En 2012, Myers y Bahaj analizaron el concepto de matrices de turbinas y propusieron una clasificación adecuada y clara. El estudio se respaldó con trabajos experimentales realizados con varias configuraciones de discos actuadores para simular matrices de convertidores de energía de corriente marina en el canal de la Universidad de Southampton (Fig. 60). Se estudió y cuantificó el campo de flujo en torno a una matriz de dos filas, la interacción entre dispositivos, así como la estela lejana donde podrían instalarse otros dispositivos. Los resultados resaltan un espaciado lateral óptimo entre dispositivos donde, bajo ciertas condiciones, el flujo puede

acelerarse entre un par de discos de rotor. Avanzaron que esta región acelerada de flujo poseía un 22% más de energía cinética que el flujo aguas arriba sin ningún efecto negativo medible sobre los 2 discos actuadores. Se avanzó en la idea del efecto sinérgico por el cual una serie de dispositivos puede generar más energía que un número equivalente de máquinas aisladas (L. E. Myers & Bahaj, 2012).

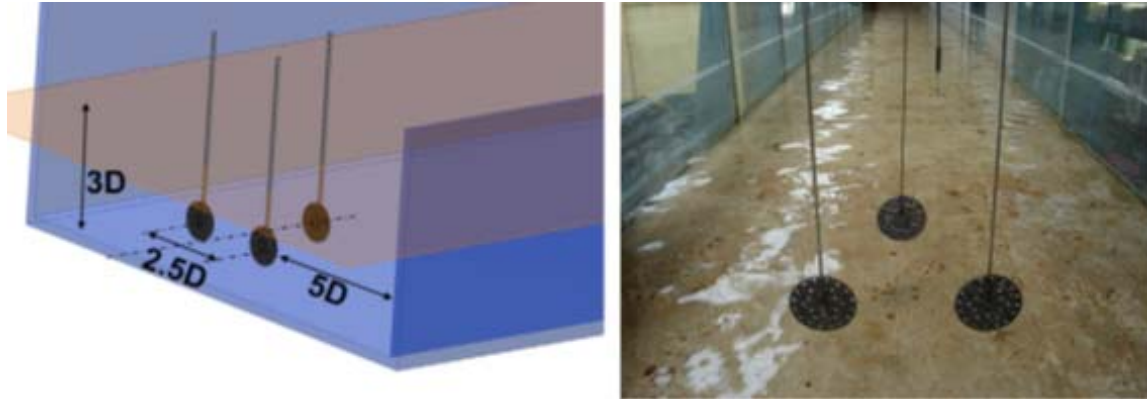


Fig.60 Discos actuadores en el canal de la Universidad de Southampton (L. E. Myers & Bahaj, 2012)

En 2013, Sun y Kyojuka estudiaron el efecto de un difusor en la generación de energía en los sistemas de turbina de corriente de marea. Se llevaron a cabo experimentos de validación en el canal de la Universidad de Nagasaki para la turbina sin entubar y entubadas, cuyos resultados demostraron que el difusor mejoró su rendimiento (H. Sun & Kyojuka, 2013). Se utilizó CFD y BEM para evaluar el rendimiento de las dos disposiciones de la turbina. Para relaciones de velocidad de punta (TSR) de 2,5 a 4,0, los resultados numéricos resultaron similares a los experimentales (Fig.61).

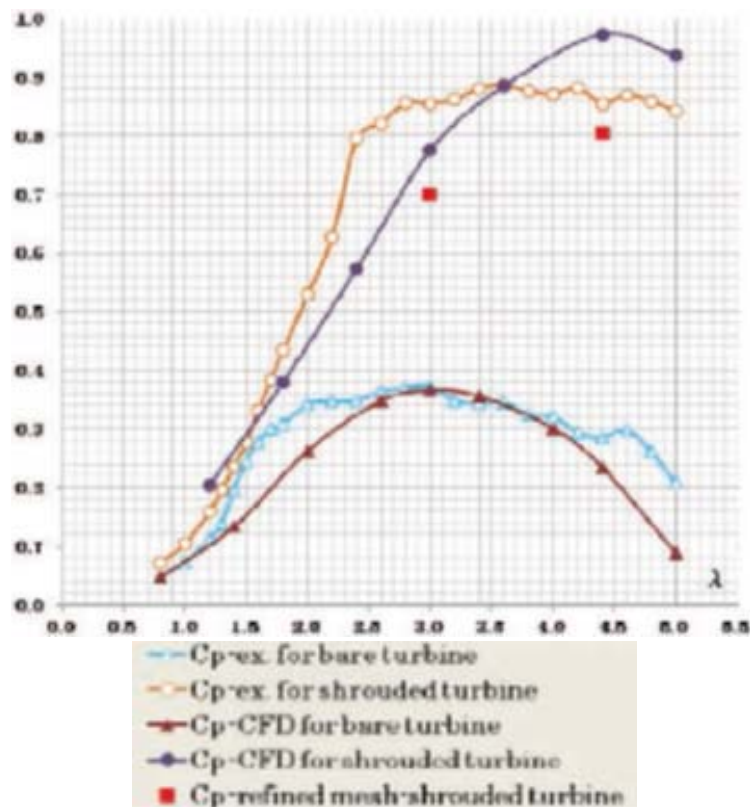


Fig.61 Comparación entre numérico y experimental (H. Sun & Kyojuka, 2013)



Para la turbina entubada, los resultados de CFD no lograron reproducir exactamente los resultados experimentales con el modelo de turbulencia y el tamaño de malla utilizado, pero los resultados de BEM sí se aproximaron con TSR mayores a 3,0.

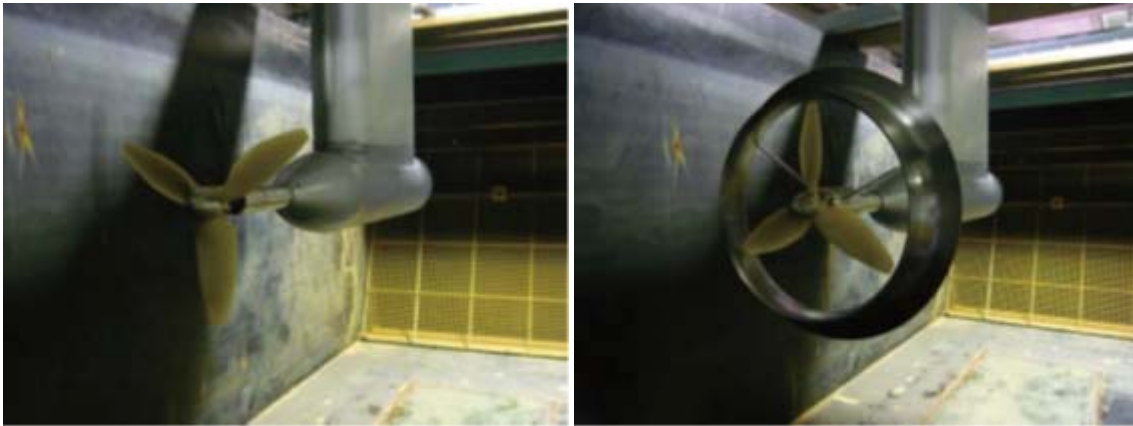


Fig.62 Configuraciones de la turbina en el canal de la Universidad de Nagasaki (H. Sun & Kyozyuka, 2013)

En 2013, Han et al. instalaron turbinas helicoidales de 2,2 y 3,0 m de diámetro en un canal estrecho y rápido en la línea costera coreana (Fig.63), registrando valores de velocidad, par, velocidad de rotación y potencia. Se consiguieron rendimientos en torno al 30% en la turbina de 2,2 m de diámetro para velocidades de corriente de 1,5–1,9 m/s (Fig.64), y de 33% con velocidades de 2,0 a 3,4 m/s en la turbina de 3,0 m de diámetro (Han, Park, Lee, Park, & Yi, 2013).



Fig.63 Vista de la turbina ensayada (Han et al., 2013)

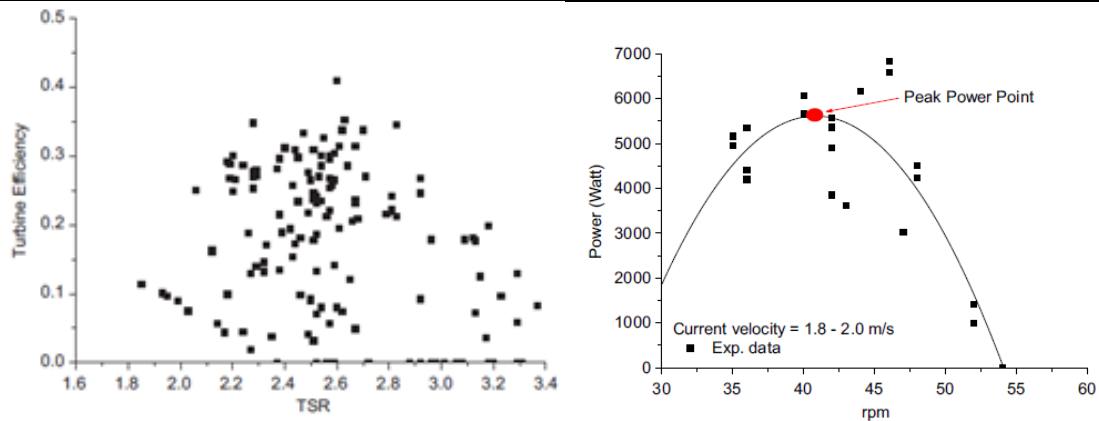


Fig.64 Gráficas de resultados de la turbina de 2,2 m de diámetro (Han et al., 2013)

En 2013, Birjandi et al. analizaron los efectos de bloqueo fijo y superficie libre variable que experimentan las turbinas hidrocinéticas verticales en un conjunto que atraviesa todo el canal o río, como resultado de turbinas adyacentes (Birjandi et al., 2013). El modelo de turbina se prueba en un canal con varios niveles de agua (Fig.65). Los resultados muestran que el coeficiente de potencia de la turbina mejora cuando la turbina está completamente sumergida, disminuyendo significativamente cuando la turbina solo está parcialmente sumergida. Una cámara de alta velocidad visualiza la separación del flujo mientras que un transductor mide el par de la turbina.



Fig.65 Turbina de eje vertical en el canal de la Universidad de Manitoba (Birjandi et al., 2013)

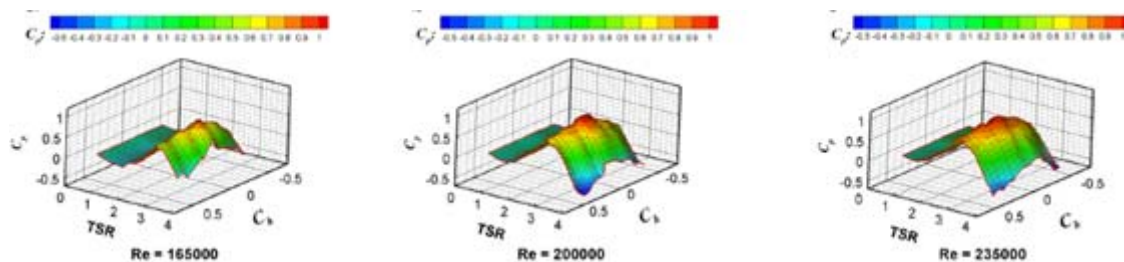
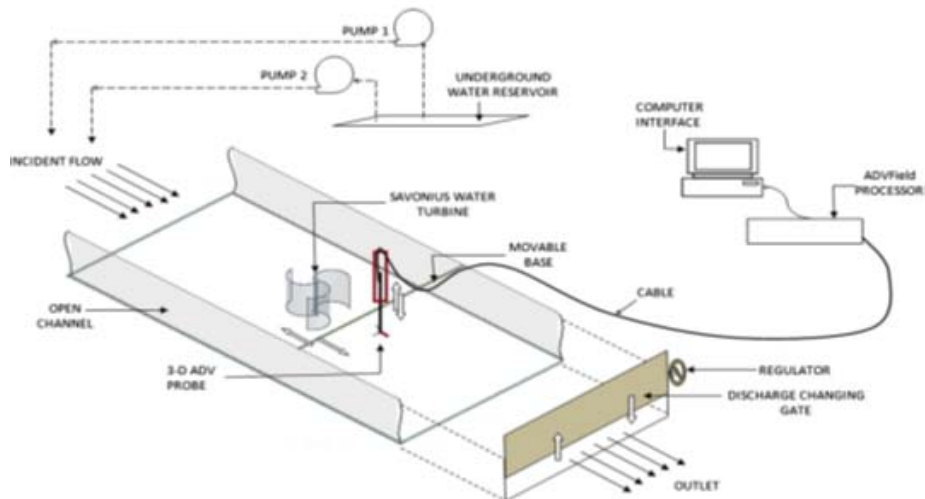


Fig.66 Gráficas TSR vs C_p en función de diferentes números de Reynolds (Birjandi et al., 2013)

En 2014, Sarma et al. estudiaron el funcionamiento de la turbina eólica Savonius convencional con una corriente de agua a baja velocidad, de 0,3 m/s a 0,9 m/s, en un canal abierto. Se realizó una investigación experimental (Fig.67) y numérica para lograr el objetivo del trabajo. Para comprender la importancia del diseño de Savonius en agua, el rendimiento de la turbina hidrocínética se comparó con la turbina eólica para los mismos valores de potencia de entrada, lo que muestra un rendimiento mejorado de la turbina anterior (Fig.68) (Sarma, Biswas, & Misra, 2014).



(a)



(b)

Fig.67 (a) Canal de agua abierto en NIT Silchar, India y (b) esquema del experimental (Sarma et al., 2014)

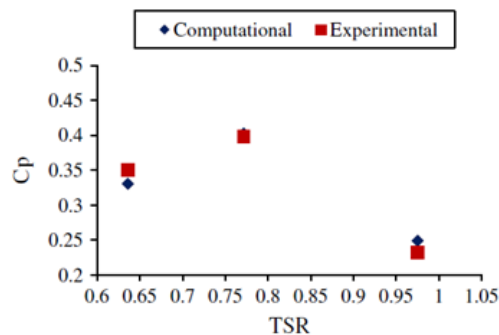


Fig.68 Comparación de resultados experimentales y numéricos (Sarma et al., 2014)

Davila-Vilchis y Mishra evaluaron el rendimiento de un sistema de energía hidrocínética horizontal con álabes de paso variable que utilizan un generador de flujo axial (Davila-Vilchis & Mishra, 2014). La evaluación se basa en la extracción de energía máxima y la eficiencia de

conversión de energía normalizada por el coste del sistema a través de un diseño electromecánico simple (Fig.69). Los resultados experimentales han demostrado que el prototipo propuesto posee una mayor eficiencia con menores pérdidas de energía y costos de fabricación (Fig.70). Representa una energía alternativa de coste competitivo para el suministro de energía para aplicaciones civiles en áreas remotas o una opción para aplicaciones expedicionarias. Esta configuración acelera el par de arranque, reduce la vibración, y requiere menos mantenimiento para aplicaciones a pequeña escala.

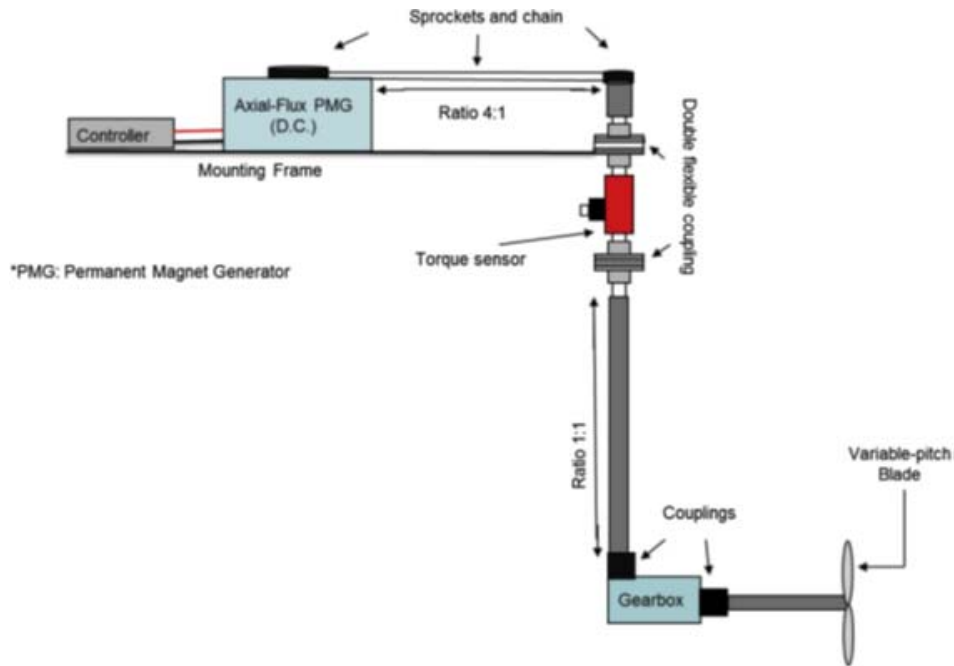


Fig.69 Esquema de los componentes del sistema (Davila-Vilchis & Mishra, 2014)

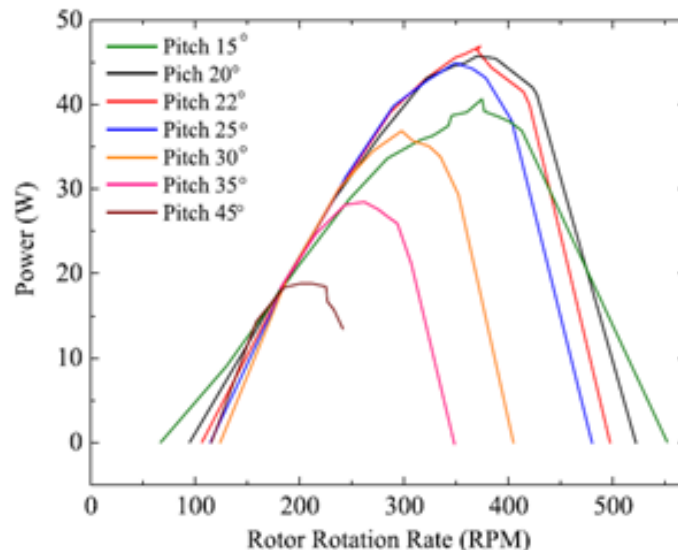


Fig.70 Potencia de salida a paso variable para conjunto de 3 álabes con PMG radial (Davila-Vilchis & Mishra, 2014)

En 2015, Bachant y Wosnik realizaron mediciones de potencia y arrastre (o empuje) en el tanque de la Universidad de New Hampshire para dos dispositivos de conversión de energía hidrocínética marina de flujo cruzado helicoidal: una turbina helicoidal Gorlov (GHT) cilíndrica y una turbina esférica lúcida (LST) (Bachant & Wosnik, 2015). Las turbinas se compararon con



respecto a sus diversos parámetros de diseño, con el GHT en general operando a mayor potencia y coeficientes de arrastre.

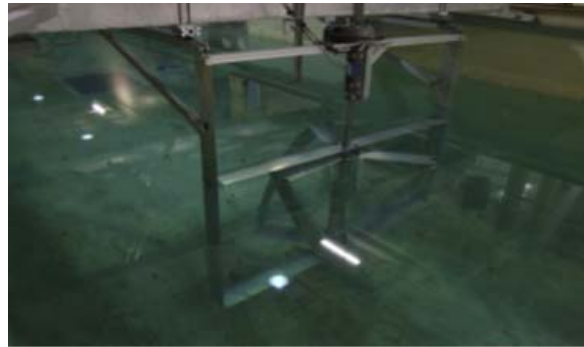


Fig.71 Configuración experimental con GHT instalado.

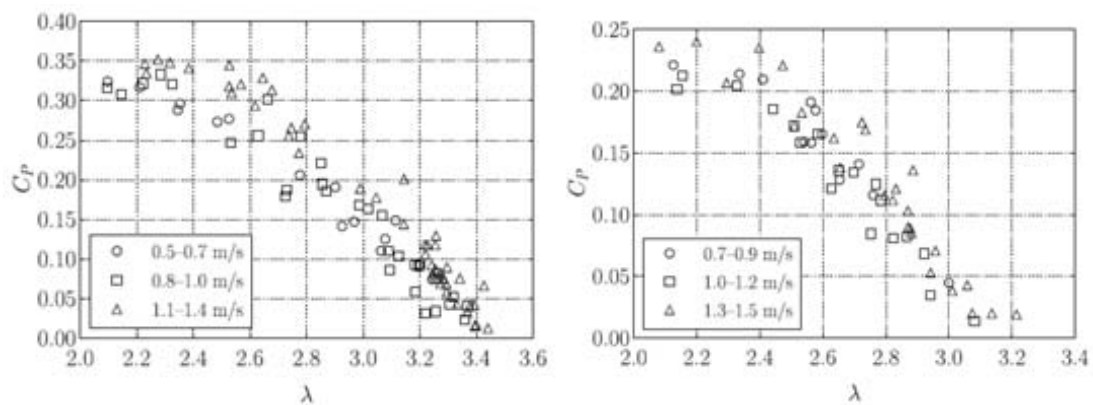


Fig.72 C_p vs TSR de GHT (izquierda) y LST (derecha) (Bachant & Wosnik, 2015)

En 2016, Riglin et al. construyeron un prototipo de turbina hidrocínética de aplicaciones fluviales (Fig.73) para pruebas experimentales en el canal de Carderock Division.



Fig.73 Prototipo montado (Riglin, Carter, et al., 2016)

El prototipo se diseñó basándose en numerosos análisis de optimización y caracterización de álabes mediante simulaciones CFD. La prueba se realizó para velocidades de flujo de canal que van desde 1,0 m/s a 1,7 m/s. A cada velocidad de flujo probada, la carga del generador se ajustó manualmente para producir una curva de rendimiento basada en la salida de potencia de la

unidad prototipo. Se obtuvo un C_p de 0.37 a una relación de velocidad de punta (TSR) de 2,50 durante la carga manual del generador (Fig.74). El error relativo entre las predicciones numéricas y los resultados experimentales fue inferior al 3.0% cuando el generador, la transmisión, la caja de cambios y otras pérdidas de componentes seleccionados se aplicaron a las predicciones numéricas.

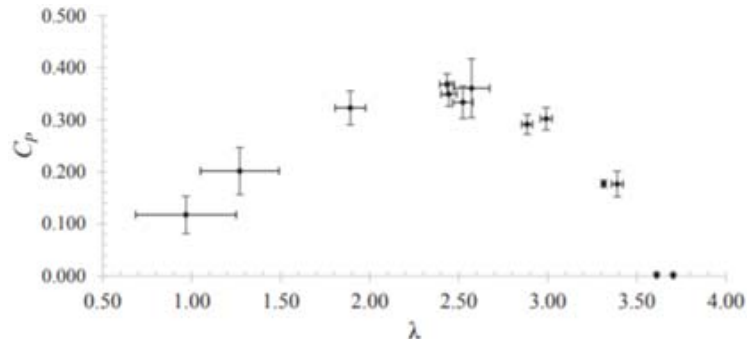


Fig.74 C_p medido en función de la relación de velocidad de punta en un flujo de canal con velocidad de 1,6 m/s (Riglin, Carter, et al., 2016)

Gorle et al. presentaron el rendimiento y la evaluación de flujo para una turbina hidrocínética de baja velocidad del tipo Darrieus, que opera en un canal de flujo confinado (Fig.75), incluyendo cálculos CFD. Se analizó la influencia de la velocidad de la corriente entrante en el rendimiento de la turbina y el patrón de flujo (Gorle, Chatellier, Pons, & Ba, 2016).

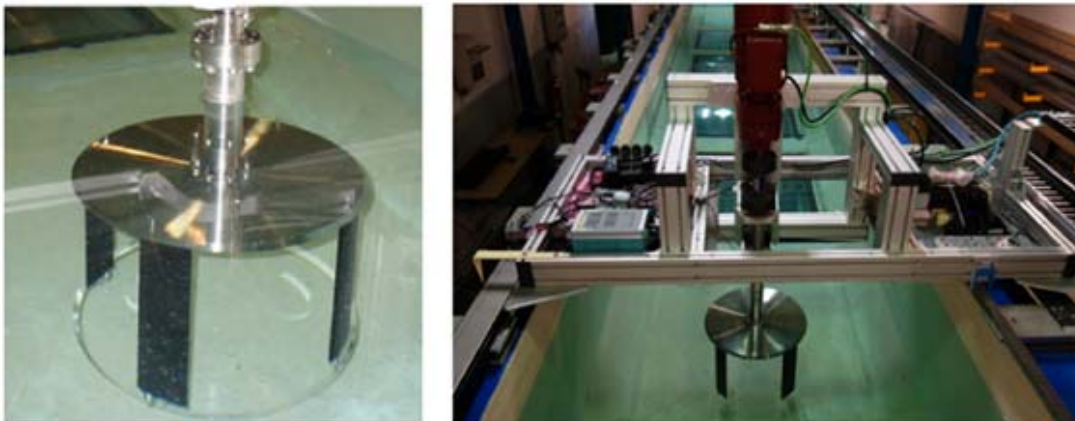


Fig.75 Turbina tipo Darrieus y canal de ensayos (Gorle et al., 2016)

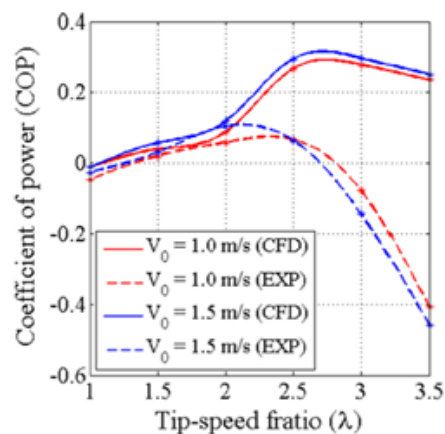


Fig.76 Comparación experimental numérico C_p vs TSR para diferentes velocidades de corriente (Gorle et al., 2016)

En 2017, Prabhu et al. llevaron a cabo investigaciones experimentales para estudiar el rendimiento hidrodinámico de una turbina Darrieus de tres palas con modelos NACA0015, NACA0018 y NACA4415 en diferentes condiciones de solidez. Se investigó también el efecto en el rendimiento de la distancia longitudinal y transversal en una configuración de granja de turbinas (Patel, Eldho, & Prabhu, 2017).



Fig.77 Disposición de las pruebas experimentales (Patel et al., 2017)

En 2018, Tian et al. diseñaron, fabricaron y analizaron experimental y numéricamente una turbina hidrocíntrica de eje horizontal a pequeña escala (Fig.78), con el objetivo de aprovechar la baja velocidad de la corriente del océano y suministrar electricidad a islas remotas. Para mejorar la eficiencia de la turbina a bajas velocidades de flujo, se utilizó un acoplamiento magnético para la transmisión del par motor del rotor (Tian, Mao, & Ding, 2018).

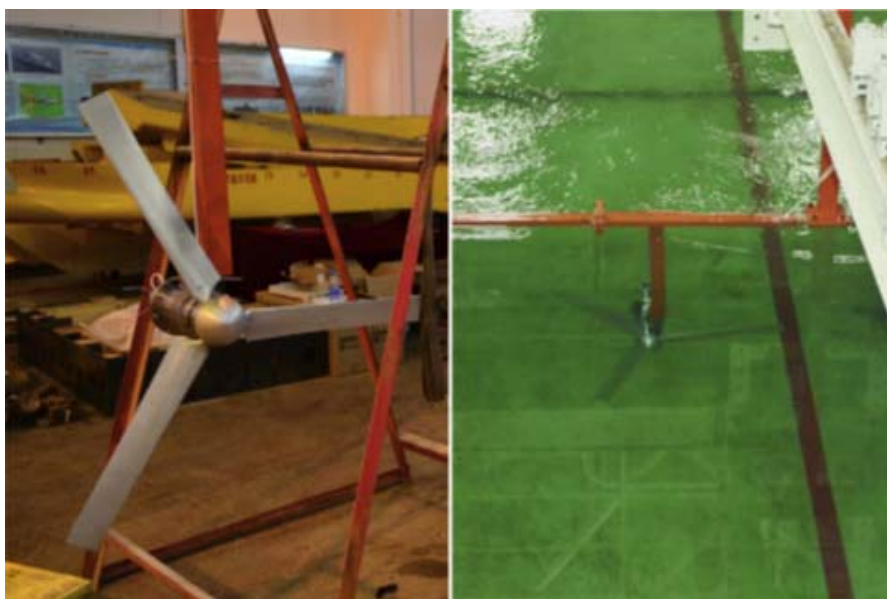


Fig.78 Prototipo y su prueba en canal (Tian et al., 2018)

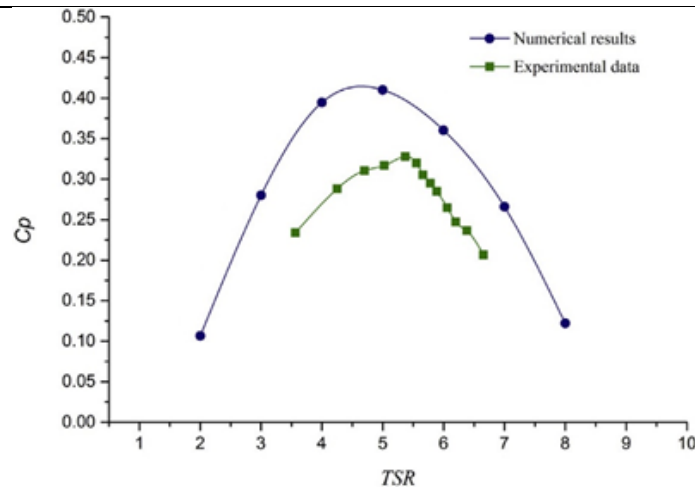


Fig.79 Comparación entre datos numéricos y experimentales (Tian et al., 2018)

Talukdar et al. evaluaron el rendimiento de las turbinas helicoidales NACA 0020 con diferentes ratios de solidez. Los experimentos in situ de las turbinas desarrolladas se han llevado a cabo en un canal abierto (Fig.80) donde la turbina, con una relación de solidez de 0.38, alcanza un C_p máximo de 0,20 a una relación de velocidad de punta (TSR) de 1,02 y una velocidad de entrada de agua de 0,87 m/s (Talukdar, Kulkarni, & Saha, 2018). Para todas las turbinas probadas, se observó que, con la disminución de los niveles de inmersión, los valores del coeficiente de potencia disminuyen junto con los TSR.



Fig.80 Turbina de ensayo e instalada en canal (Talukdar et al., 2018)

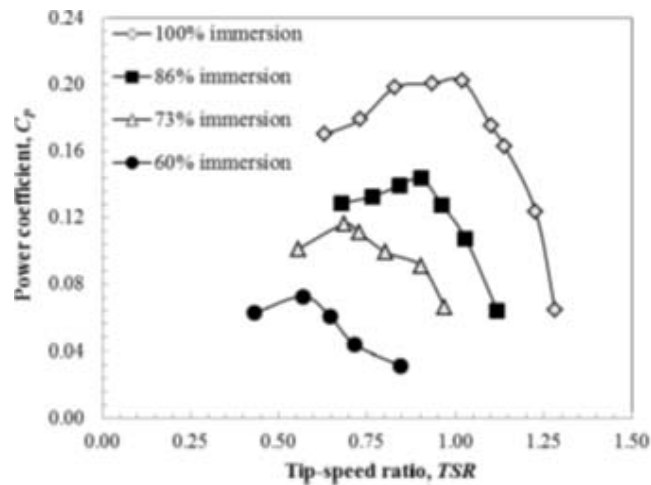


Fig.81 TSR vs C_p para diferentes niveles de inmersión de turbina (Talukdar et al., 2018)

En 2019, Patel et al. mejoraron el rendimiento de una turbina Darrieus utilizando una placa de bloqueo ubicada aguas arriba. Se llevó a cabo una investigación experimental para obtener un ancho específico y la ubicación de la placa de bloqueo que mejoraría el coeficiente de potencia de la turbina (Fig.82). Se investigaron tres placas de bloqueo (75 mm, 100 mm y 170 mm de ancho) en cinco ubicaciones diferentes. El C_p de una turbina sin placa de bloqueo se mejoró de 0,125 a 0,36 mediante el uso de un ancho y ubicación optimizados de la placa de bloqueo (Patel et al., 2019a).

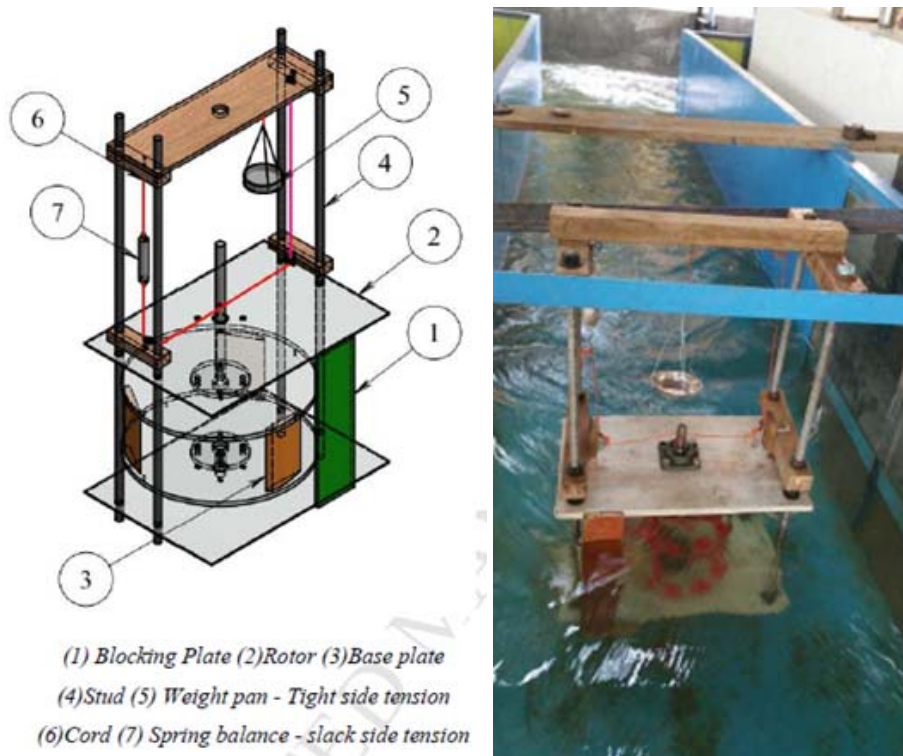


Fig.82 Esquema e imagen del experimento (Patel et al., 2019a)

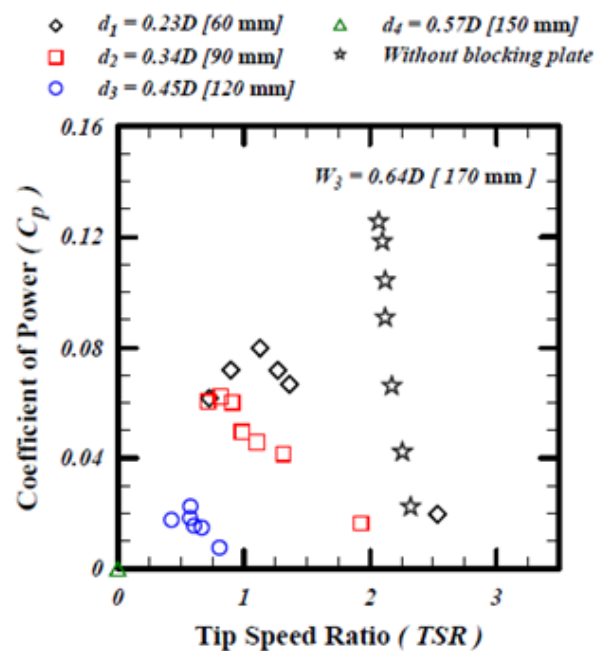


Fig.83 TSR vs C_p para diferentes posiciones del bloqueo (Patel et al., 2019a)

En el mismo año, Patel et al. estudiaron la influencia de los parámetros geométricos del canal (Fig.84) en el rendimiento de la turbina hidrocínética de tipo Savonius y presentaron una metodología de corrección de velocidad para determinar el rendimiento real de la turbina (Fig.85) (Patel, Eldho, & Prabhu, 2019b).

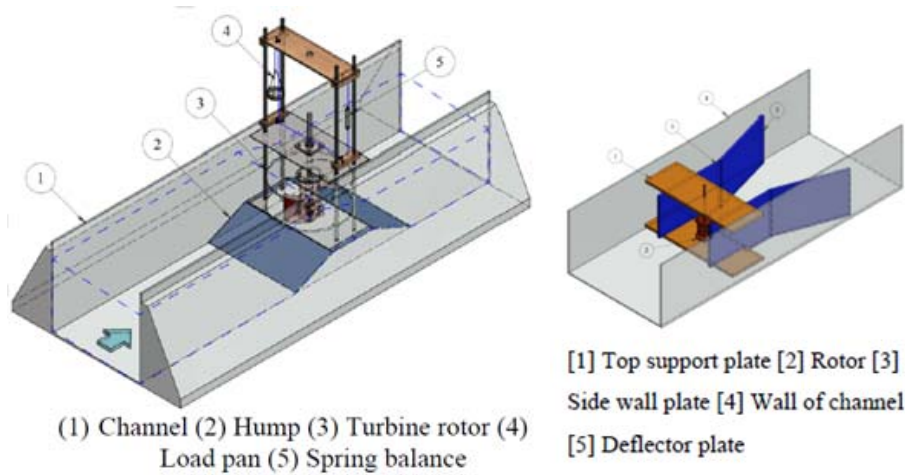


Fig.84 Esquemas de modificaciones en el canal (Patel et al., 2019b)

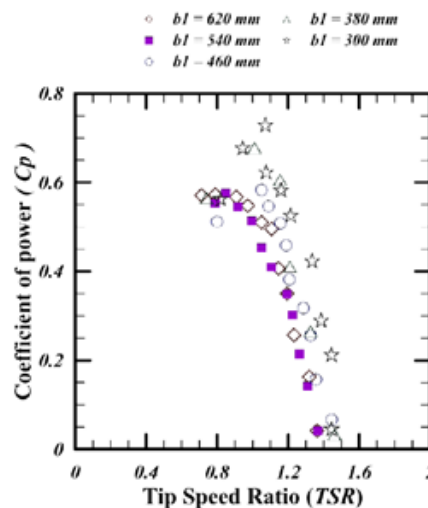


Fig.85 TSR vs Cp en función de la geometría del canal (Patel et al., 2019b)

2.8 ARTÍCULOS NUMÉRICOS DE TURBINAS DE MAREA

Existen varios enfoques posibles sobre cómo simular el efecto de las turbinas en el flujo de mareas. Los enfoques principales incluyen el uso de modelos de disco actuador y modelos BEM. Sørensen (Sørensen, 2012) realizó una revisión de estos modelos para turbinas de viento. La selección del enfoque más apropiado depende del objetivo de cada estudio. Por ejemplo, un modelo BEM es adecuado para el diseño y optimización de álabes de turbina, mientras que las virtudes de los modelos del disco actuador son su generalidad y simplicidad y comparación con LMADT (Teoría del momento lineal del disco actuador).

Se han realizado análisis teóricos para aplicaciones de energía mareomotriz (Garrett y Cummins, 2007; Houlsby et al., 2008; Whelan et al., 2009), donde la restricción o bloqueo del paso del flujo debido a la proximidad de la superficie del mar y el fondo marino tiene una gran influencia en el



límite de extracción de energía. Estas teorías extendidas pueden usarse para estimar la potencia extraíble máxima de un flujo restringido dado. De particular interés para la comunidad de energía de las mareas son los efectos del bloqueo del paso del flujo.

Se pueden encontrar varios estudios de CFD que utilizan un modelo del disco actuador sobre la generación de energía de las mareas. Sun et al. (X. Sun et al., 2008) investigaron el efecto de una superficie libre cercana en el perfil de estela de un disco actuador colocado en un canal abierto (Fig.86).

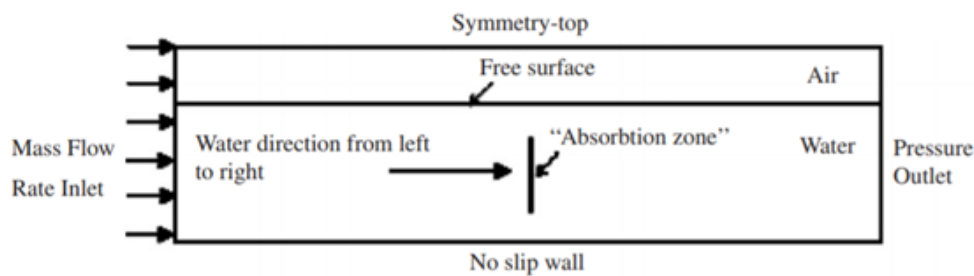


Fig.86 El dominio computacional y las condiciones de contorno en la simulación 2D (X. Sun et al., 2008)

Gant y Stallard (Gant & Stallard, 2008) realizaron simulaciones inestables con diversas condiciones de turbulencia especificadas en la entrada de su canal. Harrison et al. (Harrison, Batten, Myers, & Bahaj, 2010) analizaron los resultados de CFD donde definieron discos de diferente porosidad para cambiar el nivel de empuje. Belloni y Willden (C. S. K. Belloni & Willden, 2011) realizaron simulaciones de turbinas simples, canalizadas y de centro abierto para comparar su rendimiento.

Existen pocos estudios sobre la predicción del rendimiento de una turbina en condiciones de bloqueo dados los datos de rendimiento de flujo libre. Myers y Bahaj (L. E. Myers & Bahaj, 2012) realizaron estudios experimentales utilizando discos actuadores para estudiar el efecto del espaciado del equipamiento en el rendimiento de la turbina, mientras que Edmunds et al. (Edmunds, Malki, Williams, Masters, & Croft, 2014) y Olczak et al. (Olczak, Stallard, Feng, & Stansby, 2016) estudiaron los efectos del bloqueo en el rendimiento de la turbina utilizando un modelo de CFD-BEM. Garrett y Cummins (Garrett & Cummins, 2007) utilizaron la teoría de Lanchester-Betz para desarrollar un modelo para predecir el empuje y la potencia producidos por una turbina en un flujo parcialmente bloqueado. Esto fue ampliado por Nishino y Willden (Takafumi Nishino & Willden, 2012) (Takafumi Nishino & Willden, 2013) para desarrollar un modelo para una matriz que bloquea parcialmente el canal. También es teóricamente posible utilizar las correcciones utilizadas por Bahaj et al. (A.S. Bahaj et al., 2007) y Whelan (Whelan et al., 2009) a la inversa, para predecir el rendimiento de una turbina en flujo bloqueado dado su rendimiento de flujo libre. Una característica común entre los diferentes modelos de corrección es que la relación de bloqueo del canal es la única variable que se utiliza para determinar el rendimiento de una turbina, mientras que otros han investigado determinados factores que afectan el rendimiento de la turbina.

Nishino y Willden (T. Nishino & Willden, 2012) realizaron experimentos de CFD utilizando el modelo de disco actuador para estudiar el efecto del área del canal y la relación de aspecto en la recuperación de empuje y estela de la turbina. Kolekar y Banerjee (Kolekar & Banerjee, 2015b) también realizaron experimentos con CFD para estudiar el efecto del área del canal, así como la posición de la turbina en la columna de agua sobre su rendimiento.



Maganga et al. (Maganga, Germain, King, Pinon, & Rivoalen, 2010) realizaron experimentos con rotor para estudiar el efecto de la intensidad de la turbulencia del flujo aguas arriba en el rendimiento de la turbina, mientras que Blackmore et al. (Blackmore, Myers, & Bahaj, 2016) estudiaron el efecto de varias cantidades de turbulencia en el rendimiento de una turbina. Mycek et al. (Mycek, Gaurier, Germain, Pinon, & Rivoalen, 2014) también estudiaron el efecto de la velocidad aguas arriba además de la intensidad de la turbulencia. Otros estudiaron el efecto de varias cantidades de flujo y relaciones geométricas en el rendimiento de una sola turbina por CFD usando el concepto de disco actuador (Koh & Ng, 2017).

Se han realizado estudios numéricos para determinar el efecto de bloqueo en el rendimiento de la turbina modelando la geometría de la turbina basada en la teoría del disco actuador (T. Nishino & Willden, 2012) (Divett, Vennell, & Stevens, 2016), o la teoría BEM (Schluntz & Willden, 2015) donde se aplicó la metodología RANS-BEM para analizar el efecto de bloqueo en el rendimiento de la turbina (Fig.87). El diseño de la turbina estudiado fue optimizado para relaciones de bloqueo separadas. Para flujos bloqueados, el coeficiente de potencia de la turbina excede la unidad a través del gradiente de presión creado entre el rotor aguas arriba y el rotor aguas abajo.

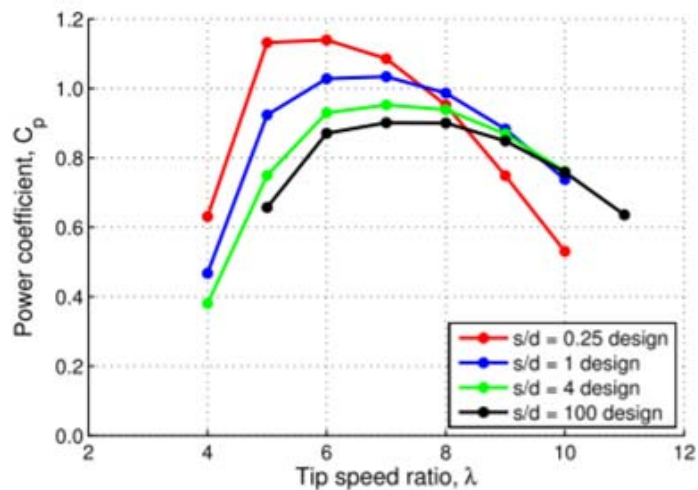


Fig.87 TSR vs C_p para cada uno de los 4 diseños de rotor (Schluntz & Willden, 2015)

Nishino et al. (T. Nishino & Willden, 2012) llevaron a cabo simulaciones tridimensionales para el disco actuador caracterizando un rotor de turbina dentro de un canal rectangular con varias proporciones y relaciones de bloqueo aplicadas. El incremento en la relación de bloqueo de 0,03 a 0,5 elevó el coeficiente de potencia máxima de aproximadamente 0,6 a 2,5.

Consul et al. (C. A. Consul et al., 2013) estudió el efecto de bloqueo en una turbina de flujo cruzado de tres palas para varias relaciones de bloqueo. El análisis consistió en simulaciones monofásicas y multifásicas para varias relaciones de velocidad punta en diferentes relaciones de bloqueo. Se observó una velocidad de flujo más alta a través de la turbina para valores más altos de la relación de bloqueo. Además, el coeficiente de potencia asume el máximo a valores más altos de la relación de velocidad de punta a medida que aumenta la relación de bloqueo.

McTavish et al. (McTavish et al., 2014) realizaron experimentos y simulaciones numéricas de aerogeneradores a escala con diferentes tamaños en el mismo canal de agua para investigar el efecto de bloqueo en la expansión de la estela en la turbina aguas abajo. Se concluyó que la



estela detrás de la turbina se reduce un 50% más por el incremento en la relación de bloqueo del 10% al 25%.

Daskiran et al. (Daskiran, Riglin, & Oztekin, 2017) analizaron el rendimiento de la turbina hidrocínética y se caracterizó para diferentes relaciones de bloqueo: 0,49, 0,70 y 0,98 en un conducto circular para varias velocidades de flujo libre de 2 m/s, 2,25 m/s y 2,5 m/s (Fig.88). El efecto de bloqueo en el rendimiento de la turbina se investigó dentro de los valores altos de las relaciones de bloqueo. Los estudios previos para el diseño de la turbina considerados se realizaron con condiciones que replican las aplicaciones típicas de la corriente marina (W. C. Schleicher, Riglin, & Oztekin, 2015)(W Chris Schleicher, Riglin, Kraybill, & Gardner, 2013) (Riglin, Carter, et al., 2016) (Riglin, Schleicher, & Oztekin, 2016) (Riglin, Schleicher, & Oztekin, 2015)(Riglin, Chris Schleicher, Liu, & Oztekin, 2015).

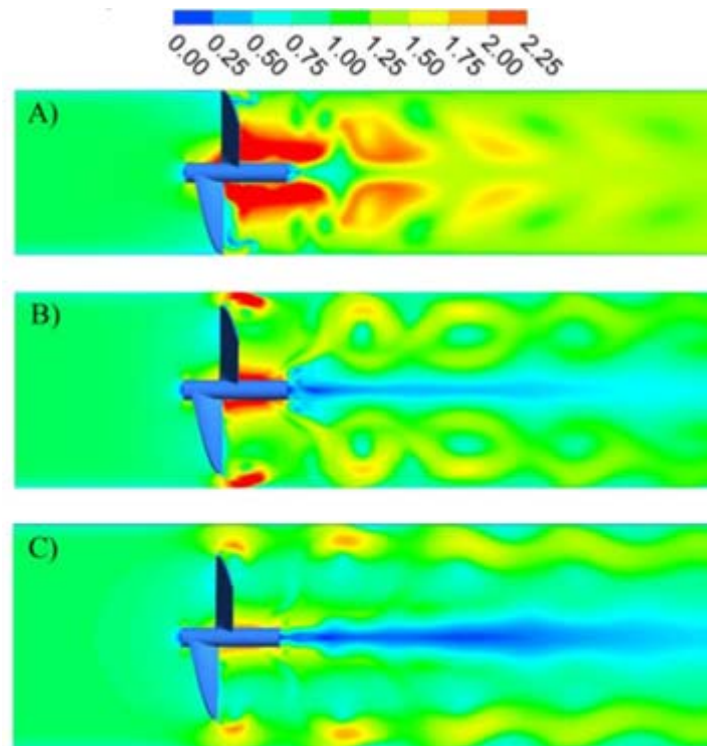


Fig.88 Contornos de velocidad en el plano vertical para diferentes relaciones de bloqueo (Daskiran et al., 2017)



3. MEDIDAS EXPERIMENTALES



3.1 METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

3.1.1. INTRODUCCIÓN

Este capítulo desarrolla el procedimiento bajo el cual se ha llevado a cabo la realización de las pruebas experimentales, así como todo el equipamiento necesario. La totalidad de los ensayos se han llevado a cabo en el túnel hidrodinámico del laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la Escuela Politécnica de Mieres. Este banco de ensayos hidráulico está compuesto por los elementos que se citan a continuación y que más adelante se exponen con más profundidad:

- Tanque de aspiración.
- Tanque de tranquilización.
- Compuerta de control.
- Canal de ensayos.
- Acople de turbinas.
- Sistema de bombeo.
- Variadores de potencia.
- Elementos auxiliares.

En la Fig.89 se muestra un esquema del túnel hidrodinámico sobre fotografía de la estructura.



Fig.89 Esquema del túnel hidrodinámico

3.1.2. BANCO DE ENSAYOS HIDRÁULICO

3.1.2.1. ELEMENTOS DEL BANCO

TANQUE DE ASPIRACIÓN

El tanque de aspiración almacena el agua que requiere el túnel hidrodinámico para realizar los ensayos. Está fabricado en acero inoxidable AISI 304 de modo que es resistente a la corrosión.



La capacidad total del tanque de aspiración es de 4,88 m³ teniendo las siguientes dimensiones: 2,5 m de largo, 1,5 m de ancho y 1,3 m de altura. En uno de los laterales, aproximadamente a 0,1 m de la solera, se tienen dos orificios metálicos de 110 mm de diámetro por donde las bombas aspirarán el agua y la enviarán al tanque de tranquilización superior. El espesor de las paredes de acero es de 3 mm.

Para mejorar la distribución del peso del tanque sobre la solera se ha dispuesto de un entramado metálico formado por perfiles cuadrangulares de acero de 4 mm de lado, soldados entre sí y al tanque de aspiración.

En las Fig.90, Fig.91 y Fig.92 se muestran infografías del tanque diseñado, el detalle del entramado metálico instalado y una fotografía del tanque en el laboratorio respectivamente.

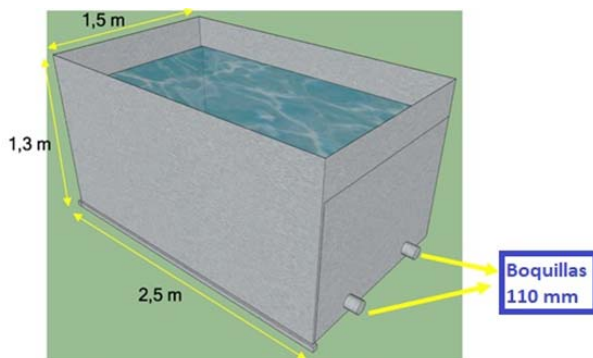


Fig.90 Infografía con dimensiones del tanque de aspiración



Fig.91 Detalle de perfiles cuadrangulares en solera



Fig.92 Fotografía del tanque de aspiración

TANQUE DE TRANQUILIZACIÓN

El tanque de tranquilización se encuentra situado a un metro de altura, apoyándose sobre la estructura metálica y el equipo de bombeo. Su función es la de suministrar agua y caudal al canal de pruebas. Además, gracias a la instalación de una serie de deflectores metálicos dispuestos en el interior se va rompiendo el flujo de agua de modo que su entrada al canal se realiza con las menores turbulencias posibles (ver Fig.93). La entrada de agua se realiza por dos entradas de 110 mm de diámetro situados en la parte inferior del tanque.

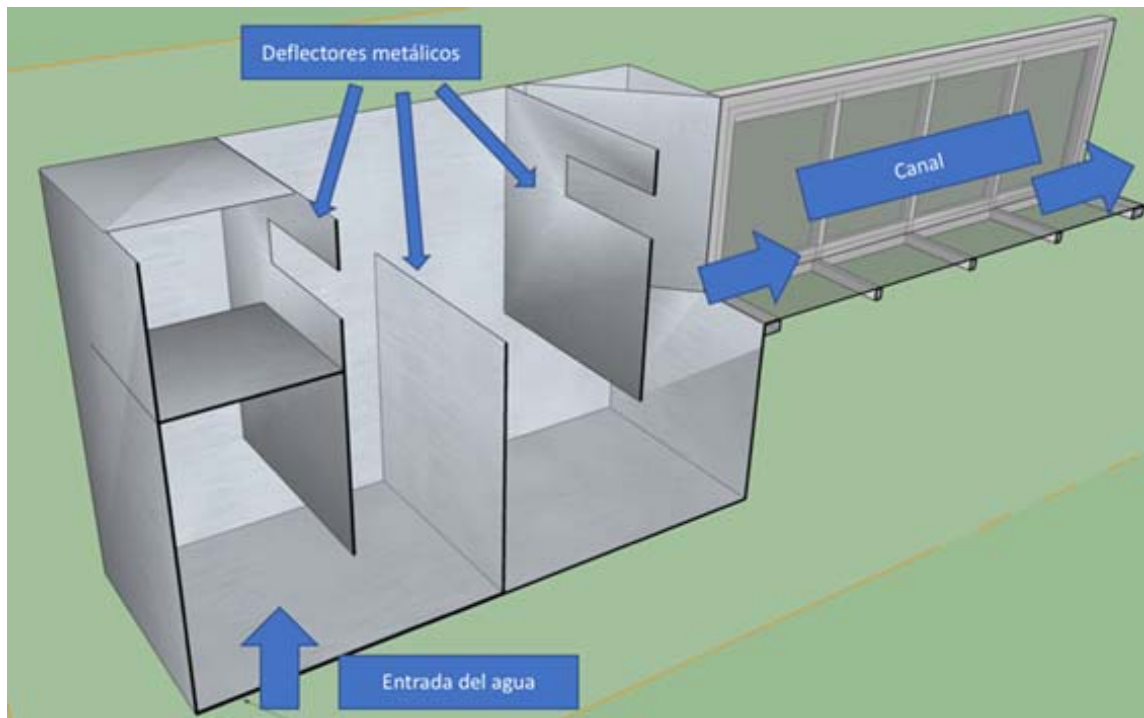


Fig.93 Infografía con el detalle interior del tanque de tranquilización

Tiene un volumen total de 1,5 m³ con dimensiones de 1,5 m de largo, 1 m de ancho y 1 m de alto. El espesor de las paredes de acero inoxidable AISI 304 es de 3 mm. En la salida del tanque se han dispuesto de dos deflectores metálicos que permiten un mejor tránsito del fluido hacia el canal, reduciendo la generación de burbujas y turbulencias. Las Fig.94 y Fig.95 muestran una infografía y fotografía del tanque respectivamente.

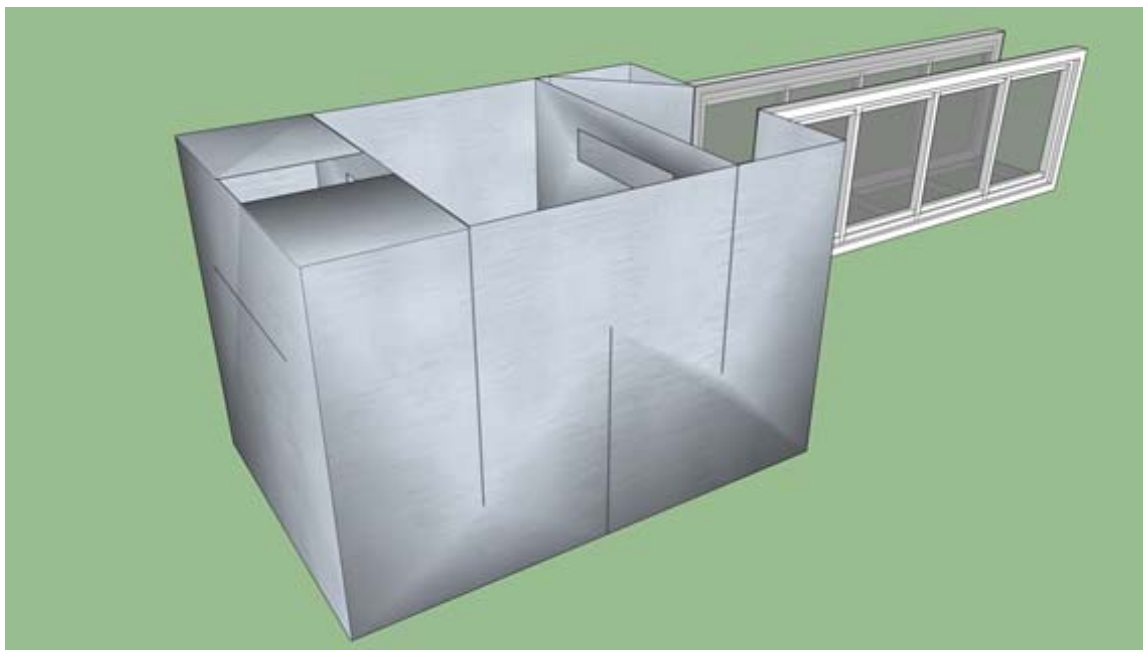


Fig.94 Infografía del tanque de tranquilización



Fig.95 Fotografía del tanque de tranquilización

COMPUERTA DE CONTROL

La compuerta de control de caudal está situada a la salida del canal y se acciona mediante un mecanismo de tajadera y el accionamiento de una serie de pernos excéntricos. Gracias a una serie de juntas de material plástico, el cierre puede ser hermético.

La chapa de acero inoxidable AISI 304 tiene un espesor de 3 mm y las dimensiones se ajustan a las del canal (0,5 m de alto por 0,3 m de ancho). En la Fig.96 se muestra una fotografía de la compuerta utilizada.



Fig.96 Fotografía de la compuerta tajadera de control

CANAL DE ENSAYOS

El canal de ensayos es uno de los elementos más importantes del túnel hidrodinámico ya que en él se desarrollarán los ensayos a realizar con las microturbinas hidrocinéticas. Las paredes y solera están fabricadas en cristal laminado de 5+5 mm de espesor de modo que se minimiza el rozamiento, permitiendo la posibilidad de filmar las pruebas. Todos los cristales que conforman el canal están acoplados a la estructura metálica en celosía mediante la utilización de resina Epoxi de alta adherencia.

La longitud total del canal es de 1,5 m, con un ancho de 0,3 m y una altura de la pared de 0,5 m; permitiendo una altura de lámina de agua máxima de 0,45 m. En la Fig.97 se muestra un esquema del canal de agua.

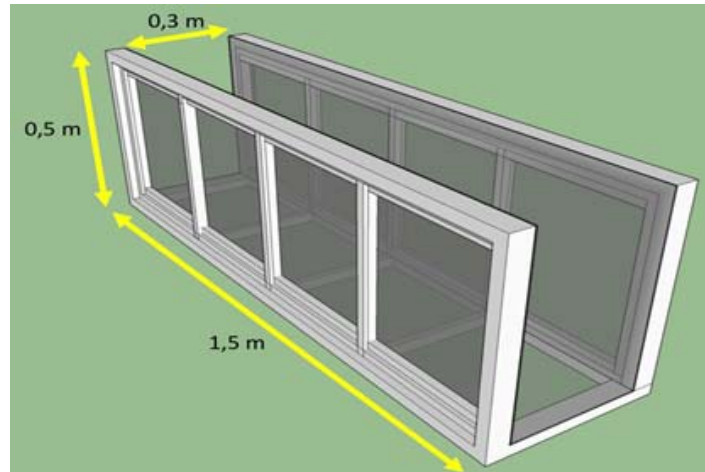


Fig.97 Infografía con las dimensiones del canal

Gracias a la incorporación de un sistema de rótula con tornillo (ver Fig.98) se puede regular la inclinación del canal. Los ángulos de inclinación que permite al canal van desde su posición totalmente horizontal (pendiente 0%) hasta una pendiente del 10%. Además, para asegurar un perfecto apoyo se dispone de otra pieza provista de polímero (ver Fig.99) que permite que el túnel hidrodinámico se apoye sobre uno de los hastiales del tanque de aspiración. Esto minimiza las vibraciones durante los ensayos y asegura la inclinación deseada.



Fig.98 Sistema de variación de pendiente con tornillo y rótula



Fig.99 Pieza de apoyo entre canal hidrodinámico y tanque de aspiración

ACOPLE DE TURBINAS

Los diferentes rotores de turbina se acoplan a un eje de rotación metálico sustentado por unos perfiles que descansan sobre el canal del túnel hidrodinámico. En la Fig.100 se muestra una fotografía de cómo la estructura está apoyada sobre el canal.



Fig.100 Estructura de soporte de las microturbinas

Gracias a que éste puede situarse superiormente al canal, el rotor de la turbina puede ser testeado en cualquier posición a lo largo de los 1,5 metros de canal de modo que se pueden cambiar las características hidráulicas de la lámina de agua. Adicionalmente se ha dispuesto de un limnómetro electrónico que permite la obtención de las alturas de lámina de agua (ver Fig.101).



Fig.101 Disposición del limnómetro digital en el canal



MEDIDAS EXPERIMENTALES

Este eje está fabricado en acero de alta resistencia, con un alto límite de elasticidad (1.100 MPa) y que permite la soldabilidad y el doblado del material. Esta selección se ha realizado debido a los fuertes esfuerzos a los que va a estar sometido el eje metálico. Por la parte exterior se le ha aplicado una pintura hidrófuga para evitar la corrosión por atmósfera húmeda.

ELEMENTOS AUXILIARES

Todo el conjunto está dispuesto por diferentes elementos auxiliares que permiten ensamblar las diferentes piezas que lo componen. Estos elementos auxiliares se indican en Tabla 4.

Tabla 4. Elementos auxiliares

Elemento	Características
Tubería	Tubos PVC-U de 110 mm de diámetro.
Acoples/Bridas	Bridas de PVC-U para conexión de tubos a bomba de 110 mm de diámetr.
Llaves/válvulas	Dos válvulas mariposa de ½" que están conectadas a un grifo de salida para evacuar los tanques.
Manguitos anti-vibración	Colocación de dos manguitos anti-vibración en la impulsión de la bomba para minimizar vibraciones.

3.1.2.2. SISTEMA DE BOMBEO Y VARIADOR DE CAUDAL

SISTEMA DE BOMBEO

El movimiento del agua es producido por dos bombas hidráulicas situadas bajo el tanque de tranquilización. El circuito de bombeo extrae el agua del tanque de aspiración y la impulsa superiormente hacia el canal, por donde circulará un determinado canal a seleccionar. Tras recorrer el canal el agua cae por gravedad al tanque de aspiración, repitiéndose de nuevo el ciclo de bombeo. En la Fig.102 se muestra un esquema con las dimensiones del equipo de bombeo, mientras que en la Fig.103 se muestra una fotografía de las bombas instaladas.

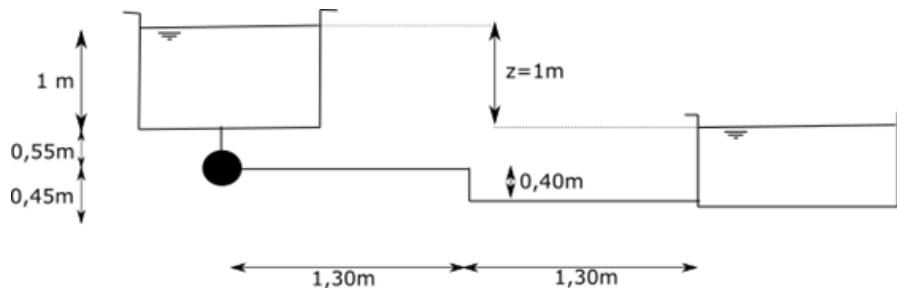


Fig.102 Esquema del equipo de bombeo



Fig.103 Fotografía de la bomba instalada



Las bombas están dispuestas en paralelo y tienen un caudal máximo cada una de 300 m³/h, por lo que todo el conjunto hidráulico tiene una capacidad total de bombeo de 600 m³/h. Las bombas son de tipo electrobomba centrífuga marca Pedrollo F100-160C (Utilisation, 2012).

Tienen una potencia de 15 kW cada una, alimentadas por corriente trifásica de 400 V con variador de frecuencia para seleccionar el caudal de funcionamiento. Además, se trata de una bomba que permite bombear grandes caudales pero que no requiere de grandes alturas. En la Fig.104 se muestra una sección de la bomba ofrecida por el fabricante.

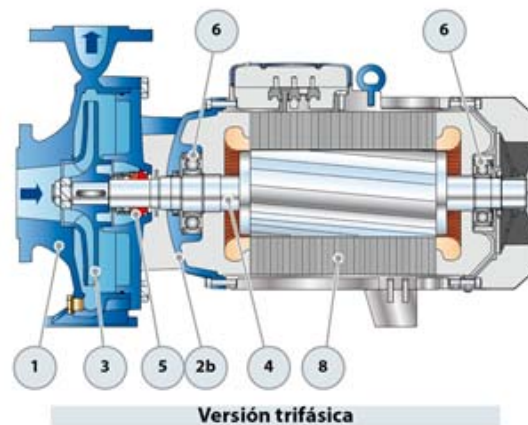


Fig.104 Sección en alzado de la bomba hidráulica

VARIADOR DE CAUDAL

Variando la frecuencia eléctrica del variador se varía la velocidad de rotación de la bomba hidráulica por lo que los caudales de trabajo también van a variar. Ambas bombas están conectadas a un variador tipo OMRON 3G3RX-E que es un secuenciador especializado en bombas hidráulicas. Entre sus características más reseñables destacan:

- Control por pantalla y por software de los parámetros.
- Control de caudales según variación de frecuencia eléctrica.
- Indicación de la potencia absorbida por parte del sistema, ideal para la obtención del caudal según curva del fabricante.

En la Fig.105 se muestra una fotografía de la colocación de los variadores de potencia en el laboratorio de Ingeniería Hidráulica.



Fig.105 Fotografía de los variadores instalados en el laboratorio



CAUDALES DE BOMBEO Y LÁMINA DE AGUA

El caudal de circulación por el canal hidrodinámico se ha obtenido en función de la frecuencia eléctrica que indica el variador de potencia. Así, para cada frecuencia eléctrica se obtiene un determinado caudal de paso. En la Tabla 5 se muestra los caudales de circulación en función de la frecuencia eléctrica indicada en el variador. Por otra parte, en la Fig.106 se muestra cómo varían los caudales de manera gráfica.

Tabla 5. Valores de caudales según frecuencia eléctrica

Frecuencia Eléctrica (Hz)	Caudal (m ³ /s)
10	0,022
15	0,036
20	0,047
25	0,055
30	0,064
35	0,071
40	0,076
45	0,081
50	0,085

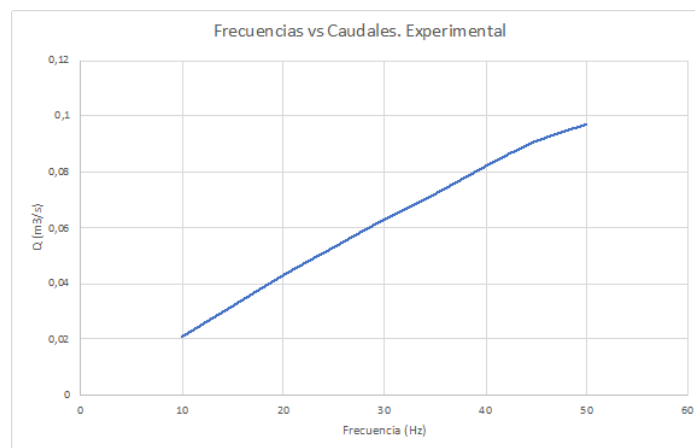


Fig.106 Variación del caudal con la frecuencia eléctrica

Por otro lado, se ha estudiado cómo varía la altura de lámina de agua (al inicio y final del canal) según vaya variando el caudal. En la Tabla 6 se muestra cómo varía a medida que se aumenta la frecuencia eléctrica en el variador.

Tabla 6. Variación de las alturas de la lámina de agua con la frecuencia eléctrica del variador

Frecuencia Eléctrica (Hz)	Altura inicial "h _i " (m)	Altura final "h _f " (m)
10	0,065	0,075
15	0,105	0,115
20	0,130	0,140
25	0,150	0,160
30	0,175	0,185
35	0,200	0,190
40	0,220	0,210
45	0,230	0,215
50	0,230	0,215

3.1.3. TURBINA PROTOTIPO

ROTOR

Para la realización de las diferentes tareas de modelización y experimentación en el túnel hidrodinámico sito en el laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la Escuela Politécnica de Mieres se ha empleado un rotor de rigidez. Es un modelo de comprobación de la robustez del sistema de experimentación. Se pretende que este rotor sirva para observar las características más relevantes del funcionamiento del túnel hidrodinámico como son las revoluciones de giro, pérdidas de carga y la resistencia del acople ante la fuerza del agua. En la Fig.107 se muestra un renderizado del rotor que se ha construido para ser empleado en el túnel hidrodinámico.



Fig.107 Rotor de ensayo

El rotor está formado por doce álabes semicirculares cuyas características se indican en Tabla 7.

Tabla 7. Características geométricas del rotor

Características	Dimensión
Altura	300 mm
Radio	115 mm
Área de paso	0,069 m ²
Radio del álabe semicircular	21 mm
Número de álabes	12

En la Fig.108 se muestra una fotografía del rotor construido. El rotor está fabricado en acero inoxidable AISI 304 de modo que resiste frente a la corrosión en ambientes húmedos. La unión entre los álabes y las tapas inferior y superior se realizó mediante soldadura manual con electrodo revestido (SMAW) que permite un buen acabado y adherencia con bajo precio (ver Fig.109).



Fig.108 Fotografía del rotor construido



Fig.109 Detalle de la soldadura SMAW

Por otra parte, los álabes de sección semicircular tienen una terminación achaflanada de modo que se mejora su perfil aerodinámico. De este modo se reducen las pérdidas de carga por impacto de la corriente de agua con el álabe (Fig.110 y Fig.111).

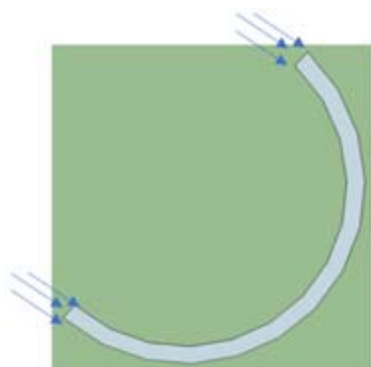


Fig.110 Perfil tubular sin achaflanar

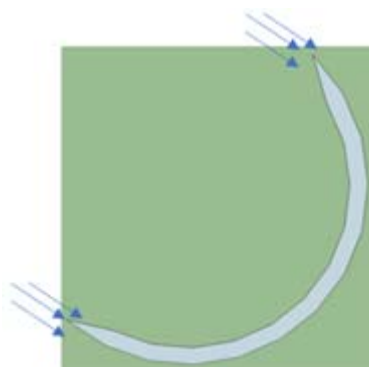


Fig.111 Perfil tubular achaflanado

Las bases del rotor están también fabricadas en acero inoxidable AISI304, conteniendo en su centro un hueco para facilitar su acople al eje de rotación. La tapa superior tiene un hueco de 30 mm por donde pasa el vástago de metal del eje de rotación, mientras que la inferior tiene un hueco de 13 mm. Es en la base inferior donde se aprieta el rotor mediante tuerca y tornillo de modo que el eje gira solidario al rotor.

TRANSMISIÓN

La microturbina se encuentra sometida a velocidades de corriente de entre 0,5 y 1 m/s, lo que provoca rotaciones de entre 45 – 60 rpm. Con estas velocidades de rotación resulta dificultoso el giro y obtención de energía eléctrica mediante el PMG por lo que es necesario aumentar esa



velocidad angular. Para ello, se ha dispuesto de un sistema multiplicador de velocidad angular formado por correas y poleas. Los elementos de los que está formado este sistema son:

- Brazo metálico de soporte del sistema multiplicador.
- Poleas de multiplicación.
- Correas de multiplicación.

A continuación, se describirán cada uno de los elementos que conforman el sistema multiplicador.

a) Brazo metálico de soporte del sistema multiplicador

Las poleas y correas de multiplicación de velocidad angular se sitúan a la misma altura que el vástago de giro. Para ello, ha sido necesario el diseño de un brazo metálico móvil y ajustable que permita albergar todo el conjunto multiplicador. En la Fig.112 se muestra una infografía del diseño del brazo.

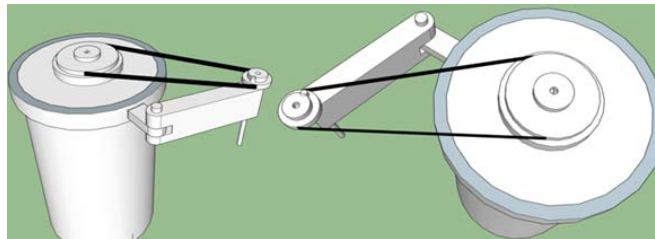


Fig.112 Infografía del sistema multiplicador

El principio de funcionamiento se basa en un acople a la carcasa metálica del vástago de giro mediante la utilización de unas bridas metálicas y apriete por tornillo roscado. Posteriormente, una rótula permite acercar o alejar la polea de multiplicación (con distancia libre), de modo que la correa quede tirante en su posición exacta. En las Fig.113 y Fig.114 se muestra el diseño final realizado con polea y correa instalada.



Fig.113 Sistema de poleas y correas (I)



Fig.114 Sistema de poleas y correas (II)



b) Poleas de multiplicación

Para realizar la multiplicación de velocidades de rotación de la turbina se han seleccionado tres poleas con diferente diámetro y número de dientes:

- Polea A – 120 dientes.
- Polea B – 60 dientes.
- Polea C – 15 dientes.

En las Fig.115, Fig.116 y Fig.117 se muestran las poleas anteriormente indicadas.



Fig.115 Polea A, 120 dientes



Fig.116 Polea B, 60 dientes



Fig.117 Polea C, 15 dientes

Todas las poleas están fabricadas en aleación de aluminio que permite una alta robustez con un peso ligero. El apriete se realiza mediante la utilización de tornillos de apriete radial contra el eje de sujeción. En la Tabla 8 se muestran las principales características mecánicas de las poleas seleccionadas.

Tabla 8. Características de las poleas seleccionadas

Modelo	Nº dientes	Paso	Ancho cinta	Diámetro Exterior	Diámetro Interior
Polea A	120	3 mm	11 mm	113,83 mm	8 mm
Polea B	60			96,51 mm	12 mm
Polea C	15			15,66 mm	8 mm

Dependiendo de la configuración que se realice entre ellas, se han obtenido las siguientes relaciones:

- Relación 1 – 1:1 dentada
- Relación 1a – Se realiza con dos poleas tipo A.
- Relación 1c – Se realiza con dos poleas tipo C.
- Relación 2 – 2:1 dentada
- Relación 3 – 4:1 dentada
- Relación 4 – 8:1 dentada

Cabe destacar que la relación 1:1 se realizará siempre utilizando dos poleas tipo A (máximo diámetro y robustez) o dos poleas tipo C (mínimo diámetro, configuración crítica). Se ha desechado la utilización de dos poleas tipo B por ser un caso intermedio sin interés técnico.



En la Tabla 9 se muestran las principales relaciones fundamentales implementadas, suponiéndose una velocidad de giro de la polea dominante de 55 rpm. Esta velocidad ha sido obtenida experimentalmente en el túnel hidrodinámico del laboratorio de Ingeniería Hidráulica con la turbina de ensayo.

Tabla 9. Características de las diferentes relaciones de poleas

Relación	Polea dominante	Polea dominada	Velocidad de rotación	Velocidad de rotación aumentada
Relación 1a	Polea A	Polea A	55 rpm	55 rpm
Relación 1b	Polea C	Polea C		55 rpm
Relación 2	Polea A	Polea B		110 rpm
Relación 3	Polea B	Polea C		220 rpm
Relación 4	Polea C	Polea A		440 rpm

En la Fig.118 se muestran las relaciones implementadas.

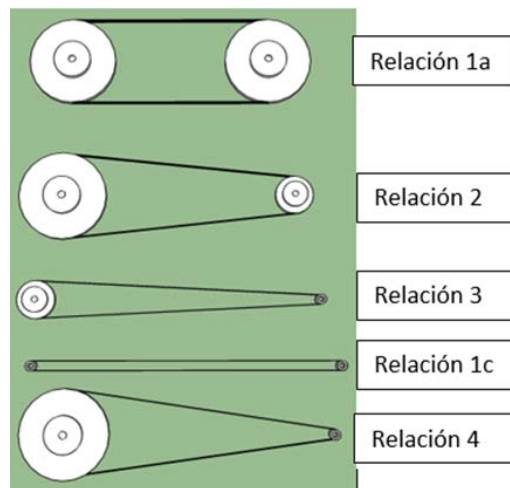


Fig.118 Diferentes configuraciones según poleas seleccionadas

c) Correas de multiplicación

La transmisión del movimiento dentro del sistema multiplicador se realiza mediante la utilización de una correa dentada de goma negra (butadieno acrilonitrilo estireno o ABS), que es un material muy resistente al desgaste y de gran utilización en la automoción.

Este material tiene las características físico-mecánicas que se indican en Tabla 10.

Tabla 10. Características físico-mecánicas del ABS (Propierties, n.d.)

Propiedad física-mecánica	Valor
Alargamiento de rotura (%)	45
Coefficiente de fricción	0,5
Módulo de Tracción (GPa)	2,1 – 2,4
Resistencia a Tracción (MPa)	41 – 45
Resistencia al impacto (J/m)	200 – 400
Absorción de agua en 24 h (%)	0,3 – 0,7
Densidad (g/cm ³)	1,05
Resistencia a la radiación	Aceptable
Resistencia a los UV	Mala



MEDIDAS EXPERIMENTALES

Este elemento está formado por una serie de dientes que permiten una mejor adherencia entre la correa y la polea, evitándose el deslizamiento de ésta. Para su completa compatibilidad se ha seleccionado correas con un paso y ancho idéntico al de las poleas: 3 y 11 mm.

Por otro lado, y con el objetivo de variar las distancias entre las poleas, se han seleccionado dos longitudes de correa:

- Correa 1 – Longitud de 1.005 mm.
- Correa 2 – Longitud de 1.265 mm.

Así, dependiendo de las relaciones indicadas en la tabla anterior se obtienen las siguientes características (ver Tabla 11).

Tabla 11. Características de las correas

Correa	Longitud de la correa	Nº de dientes	Relación	Distancia entre ejes de poleas
Correa 1	1005 mm	335	Relación 1ª	180 mm
			Relación 1c	340 mm
			Relación 2	220 mm
			Relación 3	250 mm
			Relación 4	240 mm
Correa 2	1263 mm	421	Relación 1ª	330 mm
			Relación 1c	500 mm
			Relación 2	380 mm
			Relación 3	430 mm
			Relación 4	390 mm

La distancia entre ejes es la que se indica en la Fig.119, siendo ésta importante y limitante en su configuración del sistema tensor de la correa. El resultado es una adherencia perfecta, que permite un giro continuo y gradual de ambas poleas según va variando la velocidad de rotación de la polea dominante sobre la dominada. De esta forma, se multiplica la velocidad permitiendo un mejor funcionamiento del PMG.

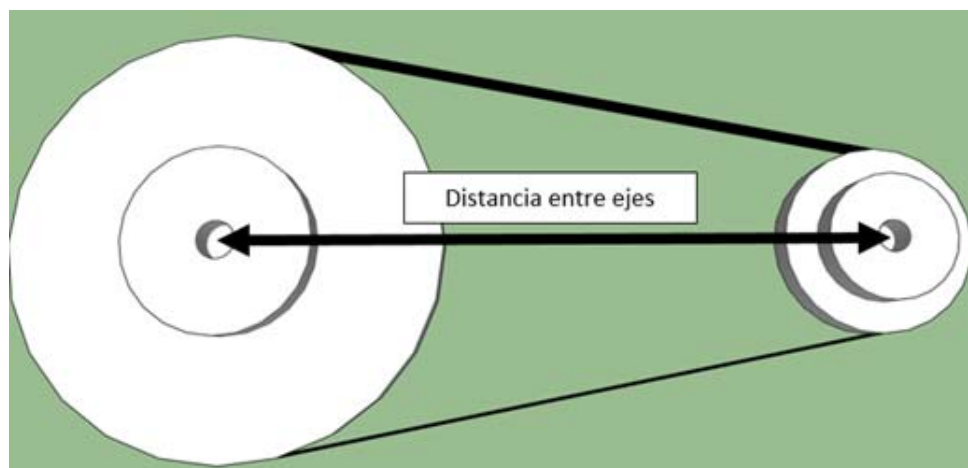


Fig.119 Infografía indicando la distancia entre ejes

El resultado es una adherencia perfecta, permitiendo un giro continuo y gradual de ambas poleas según va variando la velocidad de rotación de la polea.



GENERADOR

El generador de imanes permanentes (PMG) utilizado en las pruebas ha sido el modelo Gimbal Motor GM8112H. Este modelo tiene 42 imanes y 36 slots.

En la Tabla 12 se muestran las características eléctricas del mismo las cuales han sido obtenidas experimentalmente por el grupo Ce3i2 de la Escuela Politécnica de Gijón.

Tabla 12. Características eléctricas del motor

Característica	Valor
K_v	12 rpm/ V_{fsrpm}
Inductancia de fase	3 mH
Resistencia de fase	7 Ω

Se trata de un motor de 3 ejes sin escobillas, mejorando su rendimiento y durabilidad. Además, la carcasa exterior se encuentra sellada herméticamente de modo que se protege el interior de la intrusión de polvo o la afección por atmósfera húmeda. En la Tabla 13 se muestran las principales características técnicas del motor utilizado.

Tabla 13. Especificaciones técnicas del generador

Especificación	Unidad
Peso	391 g
Dimensiones	Diámetro 90 mm, anchura 27 mm
Diámetro del eje	12,7 mm
Vueltas	100 T
Resistencia teórica	7,8 Ω
Máximo voltaje nominal	28 V

En las Fig.120 y Fig.121 se muestran una fotografía y una infografía de cómo es el PMG utilizado e instalado. Obsérvese que el PMG está provisto de un conector universal que simplifica las tareas de conexión por cable.

Para aumentar la velocidad de rotación de este generador, éste será conectado mediante un sistema multiplicador de correas y poleas de diferentes diámetros. En la infografía se indica la métrica de los tornillos a utilizar y su posición.



Fig.120 Fotografía del PMG utilizado y tipología de cable

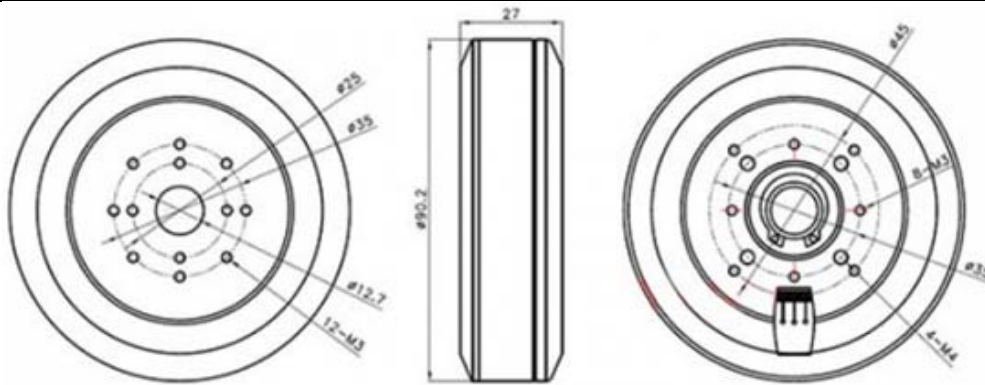


Fig.121 Infografía del PMG utilizado

3.1.4. SISTEMAS DE MEDIDA INSTRUMENTACIÓN

Para la realización de las diferentes pruebas se ha empleado la siguiente instrumentación:

- Osciloscopio.
- Multímetro.
- Fuente de alimentación.

A continuación, se describirán de manera pormenorizada los diferentes instrumentos utilizados.

Se ha utilizado un osciloscopio modelo DL1620 Yokogawa de modo que se puede observar gráficamente la variación de la señal eléctrica a medida que se van realizando los ensayos. De esta forma se representa por pantalla, según ejes X e Y, como fluctúa la señal pudiendo cuantificarse ese gradiente. En Fig.122 se muestra una fotografía del osciloscopio utilizado.

Las medidas de voltaje e intensidad requeridas se han realizado utilizando un multímetro de alta precisión. El modelo utilizado ha sido el 60C Hibok que permite ajustar las medidas según resolución y escala. En la Fig.123 se muestra una fotografía del multímetro utilizado.



Fig.122 Osciloscopio modelo DL1620 Yokogawa



Fig. 123 Fotografía de multímetro utilizado

Para suplir la energía eléctrica a la instrumentación durante la realización de las diferentes pruebas se ha requerido de la utilización de una fuente de alimentación. El modelo utilizado ha sido 636B que es una fuente doble, regulable, estabilizada y protegida contra sobretensiones, sobrecargas y cortocircuitos. En la Fig.124 se muestra una fotografía de la fuente de alimentación utilizada.



Fig. 124 Fotografía de la fuente de alimentación

MEDIDA DE ALTURA DE LÁMINA DE AGUA Y VELOCIDAD EN CANAL

Para obtener correctamente la altura de lámina de agua se ha optado por emplear sensores de ultrasonidos. Estos sensores son dispositivos de medición de distancias basados en las propiedades magnetostrictivas de determinados materiales. Una lámina de material magnetostrictivo tiene la propiedad deformarse mecánicamente y generar ultrasonidos al ser excitada por una corriente eléctrica. Tienen una distancia máxima de detección que depende en gran medida de la frecuencia de la onda ultrasónica, de la “sensibilidad” de la electrónica, de la membrana y del medio de transmisión (se degrada más rápido en aire que en agua). Además, debe tenerse en cuenta que los sensores pueden verse afectados por el fenómeno “cross-talking” donde la onda que emite un emisor es recibida por otro situado en las inmediaciones o recibir un disparo emitido por el mismo sensor, pero en un tiempo inmediatamente anterior. Por ello, es imprescindible la secuenciación de los disparos de medida.

El sensor de medida de nivel será el HC-SR04 (ver Fig.125) debido a su alta resistencia en condiciones de humedad y a su buena precisión en las distancias en las que va a trabajar. El rango de medición del sensor es desde los 0,02 m hasta los 4,00 m, teniendo una resolución de 1/3 de centímetro. Sin embargo, previa instalación se realizaron una serie de medidas experimentales obteniendo que el rango es de 0,05 m hasta los 2,00 metros.



Fig. 125 Sensor de ultrasonidos HC-SR04

La puesta en funcionamiento del sensor se basa en la generación de un pulso de diez microsegundos en el pin Trigger. De este modo, cuando el pulso de ultrasonidos rebote en la superficie y regrese al sensor, el pin Echo cambiará su estado. La obtención de la distancia entre el sensor y la superficie del líquido se realizará mediante el cálculo del tiempo transcurrido desde que se envía el pulso por el pin Trigger hasta que este regresa modificando el estado del pin Echo. En la Fig.126 se muestra este proceso.

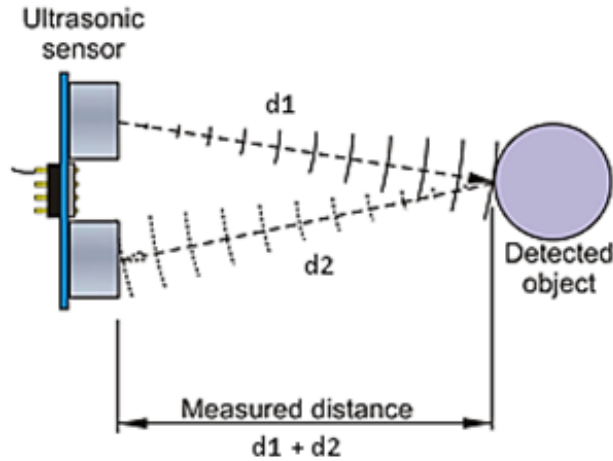


Fig.126 Proceso de medición

Así, la distancia que recorre el pulso desde que sale del sensor hasta que regresa es el doble de la distancia existente entre el sensor y la superficie (ver Ecuación __).

$$D_{sensor} = \frac{[(v)_{sonido} \cdot t]}{2} \quad \text{Ecuación __}$$

Además, cabe destacar que la velocidad del sonido también depende de la temperatura y del medio por donde viaja la onda. Para tener en cuenta la temperatura se ha instalado un sensor TC-74. Este tipo de sensor tiene un rango de medidas de -40°C hasta los 125°C y transmite en palabra digital de 8 bit. En la Fig.127 se muestra un esquema de este sensor.

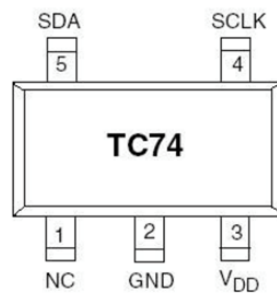


Fig.127 Esquema de sensor TC-74

Para el control de todo el proceso de medición se empleará un microcontrolador de la familia PIC16F1823 que adapta los requisitos planteados dado que gestiona de manera independiente la comunicación serie síncrona y asíncrona. Además, dispone de un número de pines adecuado para llevar a cabo la conexión de todos los dispositivos que se requieren. En la Fig.128 se muestra un esquema del microcontrolador instalado.

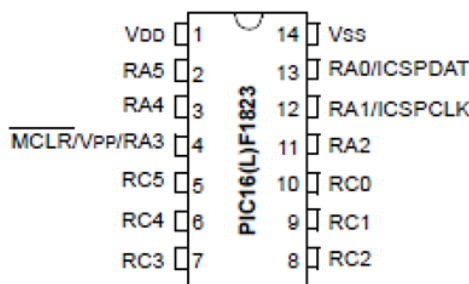


Fig.128 Microcontrolador PIC16F1823



Es importante destacar que los dispositivos mencionados hasta ahora deben alimentarse a una tensión fija de +5V por lo que es necesario incorporar un regulador de tensión que permita garantizar su correcto funcionamiento. En este caso se ha escogido un regulador LM317 el cual es capaz de entregar más de 1,5 A para un rango de tensión de salida de 1,25 V a 37V. Para la tarea de regulación requiere de dos resistencias externas con el fin de fijar el voltaje de salida al valor deseado (ver Fig.129).

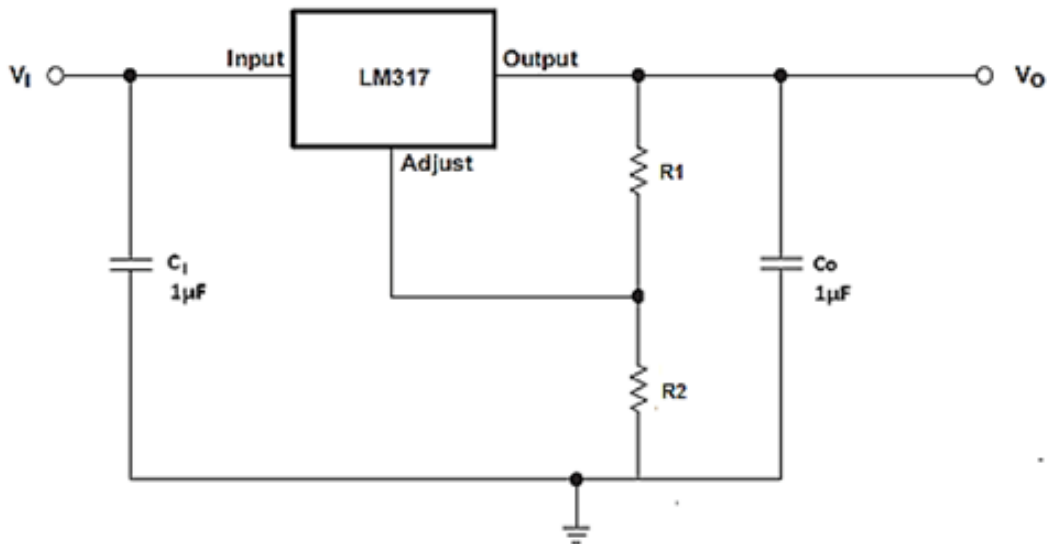


Fig.129 Esquema eléctrico del regulador LM317.

Una vez se han seleccionado todos los componentes electrónicos necesarios, se procede a la realización de la placa de circuito impreso que permite llevar todo el diseño a la práctica.

En las Fig.130 y Fig.131 se muestra una fotografía del sensor de nivel montado.

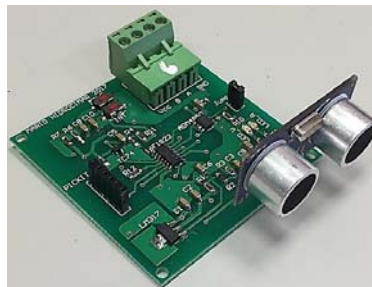


Fig.130 Elemento de medición diseñado



Fig.131 Fotografía del limnómetro construido.



MEDIDA DE VELOCIDAD DE GIRO DEL ROTOR Y POTENCIA

El proceso de automatización del túnel hidrodinámico ha sido llevado a cabo por el grupo CE3I2 de la Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón (EPI Gijón) y tiene como objetivo principal la monitorización y el control del banco de pruebas para microturbinas.

Este sistema debe posibilitar la recogida y el procesamiento de los diferentes parámetros de interés a la hora de proceder a la caracterización de las microturbinas y a la gestión de los diferentes ensayos.

Monitorización y control

El túnel hidrodinámico ha sido dotado de un sistema de monitorización y control denominado Sistema TURTLE (TURbine Test Laboratory Equipment). El sistema permite ajustar la velocidad de flujo requerido y mantener una determinada cota de agua gracias al control del variador de potencia que gobierna las bombas hidráulicas que impulsan el agua por el interior del canal.

Asimismo, el sistema realiza el control de los equipos electrónicos encargados de la producción de energía eléctrica de las turbinas ensayadas. Permite, por tanto, implementar y evaluar distintas estrategias de control y caracterizar el comportamiento de la turbina ante distintas condiciones de flujo.

De este modo se puede analizar la eficiencia de las turbinas mediante la obtención de la curva del coeficiente de potencia (TSR vs Potencia Eléctrica).

Medida de velocidad de giro del rotor

La medida de las revoluciones de la turbina se obtiene a partir de la frecuencia eléctrica medida en la placa, mediante la fórmula:

$$w = \frac{2 \cdot \pi \cdot Fe}{pp} \quad (6)$$

En donde,

W son las revoluciones de la turbina,

Fe la frecuencia eléctrica medida en la placa, y

pp el número de pares de polos del generador.

Como estamos trabajando con multiplicadores para aumentar las velocidades de rotación efectivas, la ecuación que se usará para conocer las revoluciones reales del rotor es:

$$w = \frac{2 \cdot \pi \cdot Fe \cdot n^{\circ} \text{ dientes polea pequeña}}{pp \cdot n^{\circ} \text{ dientes polea grande}} \quad (7)$$

MEDIDA DE POTENCIA

Medida de la tensión de salida del rectificador trifásico

El diseño de la etapa de electrónica de potencia comenzará con la realización de un circuito eléctrico capaz de obtener la tensión de salida procedente del rectificador trifásico, la cual nos servirá para calcular potencia eléctrica extraída de la turbina.

Con el objetivo de eliminar impurezas en la tensión continua se ha diseñado un filtro LC, cuyo esquema se puede observar en la Fig.132, formado por una turbina y un condensador en paralelo.

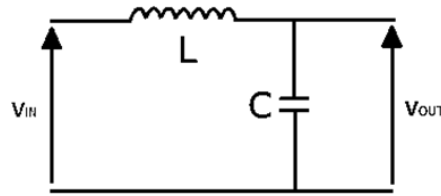


Fig.132 Esquema de filtro LC

En la Tabla 14 se muestran las características de la bobina empleada, estimándose las pérdidas en el cobre de 0,3W.

Tabla 14. Características de la bobina empleada

Característica	Valor
g	1,1 mm
N	86 espiras
D _{hilo}	< 1,1 mm
L	380 μH
R _L	0,27 Ω

Por otro lado, el condensador elegido para este fin es de 220 μF y 63V debido a las condiciones en las que va a trabajar. Además, se ha realizado un dimensionamiento para un rango de tensiones determinado (ver Tabla 15).

Tabla 15. Rango de tensiones dimensionado

Divisor de tensiones	Rango de tensiones	Relación V_{OUT} y V_{IN}
Bajas tensiones	0V – 20V	$V_{out} = V_{in} \left(\frac{39 k\Omega}{39 k\Omega + 4 \cdot 30 k\Omega} \right)$
Medias tensiones	20V – 100V	$V_{out} = V_{in} \left(\frac{5k6\Omega}{5k6\Omega + 4 \cdot 27 k\Omega} \right)$
Altas tensiones	100V – 500V	$V_{out} = V_{in} \left(\frac{2k2\Omega}{2k2\Omega + 4 \cdot 56 k\Omega} \right)$

Además, debido a que las tensiones de entrada a los pines del microcontrolador han de estar comprendidas en el rango de [0,5], es muy importante incorporar un circuito limitador que permita trabajar siempre en esos márgenes de tensión.

Mientras la tensión de entrada se mantenga dentro de los límites establecidos, ninguno de los diodos conduce. Sin embargo, si la tensión supera los 5V o cae por debajo de los 0V, el diodo correspondiente queda polarizado y empieza a conducir, evitando que la tensión a la salida abandone el rango fijado (ver Fig.133)

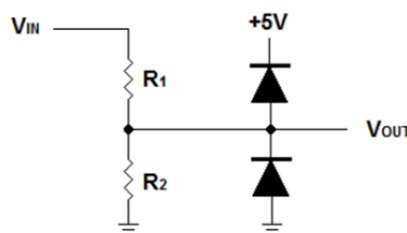


Fig.133 Divisor de tensión con salida acotada entre 0 y 5 V



Medida de la frecuencia eléctrica

El siguiente paso en el diseño de la etapa de potencia consistirá en la realización de un circuito eléctrico capaz de extraer la frecuencia eléctrica de cada una de las fases que proporciona el generador de imanes permanentes (PMG).

Puesto que a la entrada del comparador se tienen señales diferenciales, es preciso realizar algún circuito de sincronismo que nos permita referenciar la salida a la masa del sistema. En la Fig.134 se muestra el circuito eléctrico diseñado para la detección de cruces por cero.

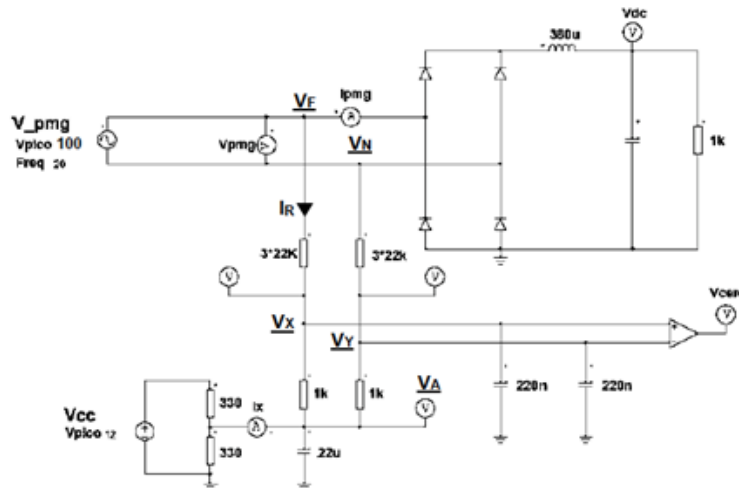


Fig.134 Circuito eléctrico para la detección de cruces por cero

El objetivo es hacer que la corriente I_x sea mínima, por lo que para calcular el valor de la intensidad que circula por cada una de las ramas se utilizará la siguiente ecuación:

$$I_R = \frac{V_F - V_N}{2 \cdot (R_1 + R_2)} \tag{8}$$

De este modo, la diferencia de tensión entre los puntos X e Y se puede obtener a partir de la siguiente expresión (ver Ecuación 9).

$$\left. \begin{aligned} V_X &= V_A + \frac{R_1 \cdot (V_F - V_N)}{2 \cdot (R_1 + R_2)} \\ V_Y &= V_A - \frac{R_1 \cdot (V_F - V_N)}{2 \cdot (R_1 + R_2)} \end{aligned} \right\} V_X - V_Y = \frac{R_1}{R_1 + R_2} \cdot (V_F - V_N) \tag{9}$$

El circuito ha sido simulado utilizando como resistencias $R_1=1 \text{ k}\Omega$ y $R_2=22 \text{ k}\Omega$ obteniéndose la siguiente gráfica tiempo vs tensión donde se aprecia que los resultados son los obtenidos (ver Fig.135).

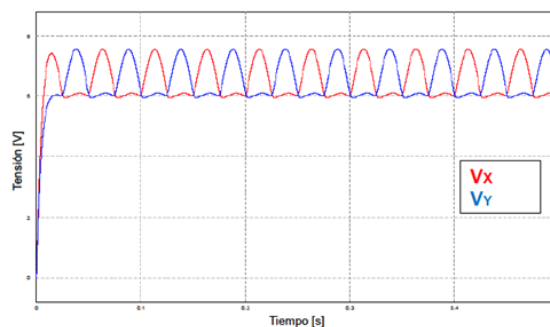


Fig.135 Tensiones en los puntos X e Y



Una vez se ha verificado que el circuito cumple con los objetivos previstos, se pasa a escoger el comparador de tensión que mejor se adapte a los requisitos del diseño. En este caso se ha elegido el modelo LM393, debido a sus características de voltaje offset (2,0 mV) y su excelente tiempo de respuesta. En la Fig.136 se puede observar un esquema del comparador.

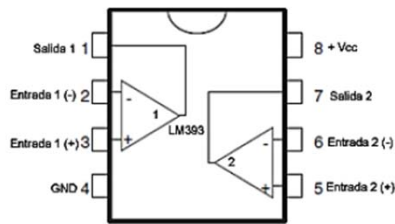


Fig.136 Comparador de tensión LM393

Gestión de la rama de transistores MOSFET

La conmutación de la rama de transistores MOSFET y el valor de la resistencia variable permitirán fijar la potencia eléctrica extraída de la turbina en el nivel deseado durante los ensayos. La entrada y salida de conducción de los transistores se realiza mediante una señal PWM de 20 kHz y su complementaria, incorporando los tiempos muertos necesarios para evitar que entren simultáneamente en conducción ambos transistores. El ciclo de trabajo se fijará desde el ordenador. Es muy importante tener en consideración que el microcontrolador y los transistores trabajan con niveles de tensión diferentes, por lo que se instalará un driver que permita la correcta conmutación de los MOSFET. En esta línea, el driver escogido es el IR2101 (ver Fig.137).

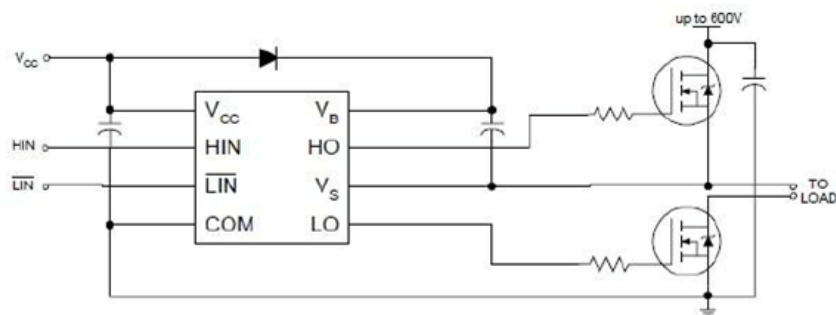


Fig.137 Esquema eléctrico del driver IR2101

Diseño físico de la etapa de potencia del sistema TURTLE

Una vez seleccionados todos los componentes necesarios para llevar a la práctica el diseño, se realizará la placa de circuito impreso que permitirá recoger los datos eléctricos durante los ensayos y modificar la potencia eléctrica extraída en la turbina. En la Fig.138 se muestra una fotografía del circuito impreso de la etapa de potencia.

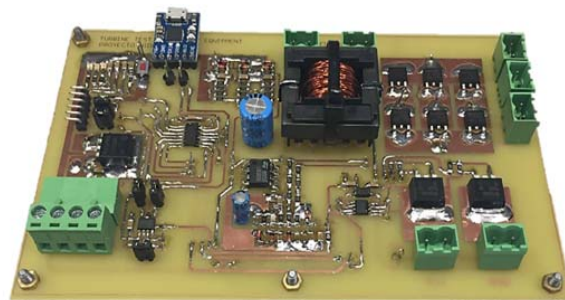


Fig.138 PCB de la etapa de potencia

Bus de comunicaciones RS-485

La comunicación entre el microcontrolador y el ordenador se realizará a través de un bus RS-485 de dos hilos. Este dispositivo permite la conexión de hasta 32 emisores con 32 receptores lo que garantiza la transmisión de datos a largas distancias. Cabe destacar que no se recomienda enviar medidas simultáneas con más de un sensor ya que es probable que el mensaje se superponga y se envíen datos incorrectos. En la Fig.139 se muestra un esquema de los dispositivos que están conectados al bus de comunicaciones.

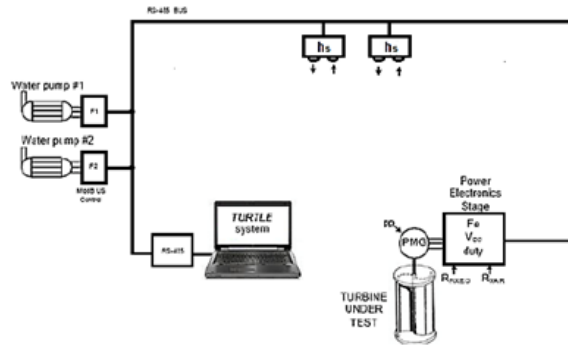


Fig.139 Esquema del sistema TURTLE conectados al bus RS-485

Se ha procurado que todos los dispositivos conectados al bus compartan una masa común para evitar que se lean niveles de tensión diferentes que puedan afectar a las medidas finales. Además, puesto que los sistemas de monitorización han sido elaborados utilizando el programa MatLab® es preciso incorporar un dispositivo electrónico que permita convertir directamente la comunicación RS-485 en USB. Para ello se ha instalado el dispositivo FT232RL de Arduino® (ver Fig.140).



Fig.140 Dispositivo FT232RL

A la hora de enviar o recibir información se seguirá el protocolo MODBUS que permite simplificar la compresión de los mensajes. El formato de la trama del protocolo se observa en la Tabla 16.

Tabla 16. Protocolo de comunicación MODBUS

Nombre	Longitud (bits)	Descripción
Inicio	28	Inicio del mensaje
Dirección	8	Dirección del sensor
Función	8	Código de la función que permite el acceso a un determinado tipo de dato
Datos	N·8 (depende del dato)	Datos a enviar
CRC	16	Verificación de redundancia cíclica
Fin	28	Fin del mensaje



Por último, en las Tablas 17 y 18 se muestran las funciones que se han contemplado para los sensores de medición y para la etapa de potencia del sistema TURTLE respectivamente.

Tabla 17. Funciones implementadas en los sensores de medición del nivel de agua

Sensores de medición del nivel de agua	
Función	Descripción
01	Tiempo transcurrido desde que el pulso de ultrasonidos sale del sensor hasta que regresa
02	Envío de la temperatura ambiente

Tabla 18. Funciones implementadas en la etapa de potencia del sistema TURTLE

Etapa de potencia del sistema TURTLE	
Función	Descripción
01	Tensión de salida del filtro LC
02	Frecuencia eléctrica del PMG
03	Fijar el ciclo de trabajo desde el ordenador
04	Indicar el fin del ensayo

APLICACIÓN INFORMÁTICA PARA LA GESTIÓN DE ENSAYOS

El sistema de control de la turbina se conecta a una computadora mediante la conexión de puerto COM. Posteriormente, el software desarrollado por el grupo CE312 de la Escuela Politécnica de Gijón y denominado “Hidrocimar Monitoring System” permite la monitorización y captura de datos de las diferentes pruebas experimentales.

Gracias al algoritmo desarrollado y a la metodología de almacenamiento de los datos, todas las variables y resultados obtenidos son grabados y almacenados en el ordenador para su posterior análisis. Este software permite obtener la curva TSR vs Potencia que caracteriza al rotor testeado. En la Fig.141 se muestra una captura de pantalla del software descrito.



Fig.141 Aplicación informática para la gestión de ensayos



El programa obtiene las medidas de los diferentes sensores de nivel dispuestos, indicando nivel de agua y temperatura. Además, para poder inicializar las pruebas experimentales el programa necesita de una serie de condiciones iniciales (parámetros), los cuáles se indican a continuación:

- Área de la turbina
- Radio de la turbina
- Velocidad de la corriente de agua.
- Número de dientes de la polea multiplicadora grande.
- Número de dientes de la polea multiplicadora pequeña.
- Valores de resistencias eléctricas.
- Densidad del fluido.
- Número de pares de polos del generador PMG.

El programa permite la variación del duty de manera manual para la realización de las diferentes pruebas, obteniéndose así la potencia (ver Ecuación 10):

$$Pot_{elec} = \left(\frac{V^2}{R_{fix}} \right) + \left(\frac{V^2}{R_{var}} \right) \cdot duty \quad (10)$$

Tal y como anteriormente se ha indicado, el programa crea una base de datos en formato .CSV por lo que posteriormente se puede trabajar con esos datos. Las variables que se exportan son las siguientes:

- Fecha y hora del ensayo.
- Valor del duty escogido manualmente.
- Tensión de salida (Vout).
- Frecuencia eléctrica (Fe).
- Velocidad del fluido.
- Altura de lámina de agua.
- Potencia extraída.

Posteriormente se pueden dibujar las gráficas TSR vs Potencia Eléctrica que caracterizan el funcionamiento del rotor testado.

3.1.5. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

En este apartado se indica el procedimiento experimental a seguir para la caracterización de diferentes rotores y la obtención de su curva TSR vs Potencia Eléctrica mediante la utilización del túnel hidrodinámico y el sistema de potencia TURTLE.

Para ello, se pretende obtener una curva por cada velocidad de corriente que circula por el interior del canal. El término TSR se define como el cociente entre la velocidad tangencial en un instante de tiempo del álabe y la velocidad de corriente en la punta del álabe. La Ecuación 11 muestra la expresión matemática para su obtención:



$$TSR = \left(\frac{\omega R}{v} \right) \quad (11)$$

Donde:

- TSR es el Tip Speed Ratio.
- ω es la velocidad de rotación en [rpm].
- R es el radio de la turbina [m].
- v es la velocidad de la corriente en la punta del álabe [m/s].

Este término permite mostrar la eficiencia de transformación de la energía de la corriente de agua que circula a través de ella.

Para la elaboración de las diferentes pruebas experimentales se ha seguido el siguiente procedimiento:

i) El rotor a ensayar es acoplado al túnel hidrodinámico junto con todo el sistema multiplicador. También se acopla el generador PMG al brazo metálico y a la correa. Por último, se conecta por cable a la placa base y computadora.

ii) Los caudales de circulación del túnel hidrodinámico están caracterizados de modo que sabiendo la frecuencia eléctrica del variador se conoce el caudal de circulación por el canal. De este modo se puede ajustar la velocidad a la que queremos ensayar el rotor (un ensayo por velocidad de corriente).

iii) Se realiza una primera medida, denominada “en vacío”. En esta medida no se obtendrá potencia eléctrica puesto que el rotor está en vacío y no se introduce ningún par por parte del generador PMG al eje. Para su realización basta con introducir el valor de 0 en el apartado de duty del software de control. Con este punto lo que se obtiene es el máximo valor de TSR en la curva de caracterización. Esta curva será recorrida en sentido decreciente de las X en lo sucesivo hasta obtenerla completamente.

iv) Se va variando el par resistente que se introduce al generador. Para eso se van variando los valores de duty en el software de control de manera progresiva. De este modo, por cada duty se obtiene un punto de TSR y Potencia eléctrica y se puede ir dibujando la curva. Otros datos obtenidos son las revoluciones de giro de la turbina y la frecuencia eléctrica.

Este procedimiento se realiza por cada velocidad de corriente que se testea con la microturbina. Es recomendable realizar estas medidas para puntos “extremos” como por ejemplo la velocidad mínima de corriente a partir de la cual el rotor empieza a girar (velocidad cut-in) y velocidad máxima de funcionamiento (cut-out) o la máxima que se registre en el canal. Se define el duty como el ciclo de trabajo para la relación existente entre el tiempo en que una señal en estado activo con el periodo de dicha señal. La Ecuación 12 define el duty:

$$Duty = 100 \cdot \frac{T_h}{T_w} \quad (12)$$

Donde:

- D es el duty.
- T_h es el tiempo en estado activo.
- T_w es el tiempo en periodo de la señal.

De este modo se tiene que:



- Duty 0: la señal se encuentra en estado alto lo que significa que la señal no entrega potencia.
- Duty 0,5: la mitad del periodo de la señal se encuentra en estado alto lo que estaríamos utilizando la mitad de la potencia.
- Duty 1: estamos entregando la totalidad de la potencia posible, por lo que la señal nunca se encuentra en estado bajo.

Variando el valor del duty vamos a poder ir obteniendo la curva de caracterización con diferentes puntos. En la Fig.142 se muestra el esquema de funcionamiento:

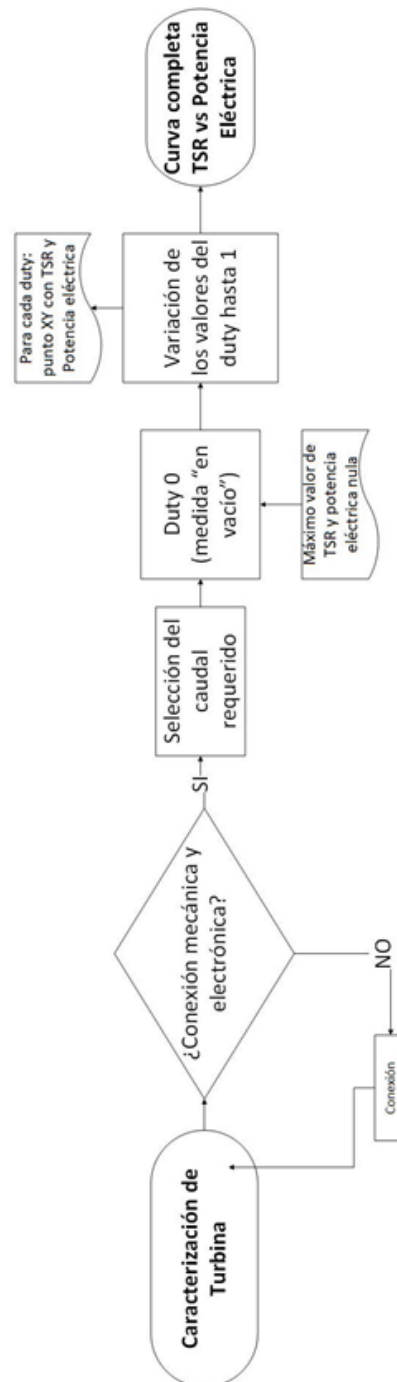


Fig.142 Esquema del procedimiento experimental



3.2. RESULTADOS EXPERIMENTALES

3.2.1. CARACTERÍSTICAS INICIALES DEL EXPERIMENTO

Para llevar a cabo el experimental de esta Tesis se ha utilizado el Túnel de Agua del Laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la Escuela Politécnica de Mieres, de la Universidad de Oviedo, descrito en apartados anteriores.

Las condiciones iniciales del experimento están condicionadas en función de las características del banco disponible y la singularidad de cada uno de sus elementos.

A continuación, se especifican las principales características iniciales del experimento que se mantendrán constantes a lo largo de todo el proceso, así como los caudales que se emplearán durante la prueba.

Tabla 19. Características de la microturbina

Características de la microturbina	
Radio (m)	0,115
Altura (m)	0,3
Área de paso (m ²)	0,069
Nº álabes	12

Tabla 20. Características del canal

Características del canal	
Ancho canal (m)	0,3
Largo canal (m)	1,5

Tabla 21. Características del generador

Características generador PMG	
Nombre modelo	Gimbal Motor GM8112H
Nº imanes	42
Slot	36
KV (rpm/Vfn_rms)	12
Lfase (mH)	3
Rfase (ohm)	7

Tabla 22. Características de multiplicador

Datos multiplicador	
Dientes Polea Grande	120
Dientes Polea Pequeña	15
Rfix	100000
Rsw	87,5



Tabla 23. Caudal vs Frecuencia

Tabla Caudal vs Frecuencia		
Frecuencia (Hz)	Caudal (m ³ /s)	Calado Crítico antes de descarga (m)
20	0,047	0,1358
25	0,055	0,1508
30	0,064	0,1668
35	0,071	0,1787
40	0,076	0,187
45	0,081	0,1951
50	0,085	0,2015

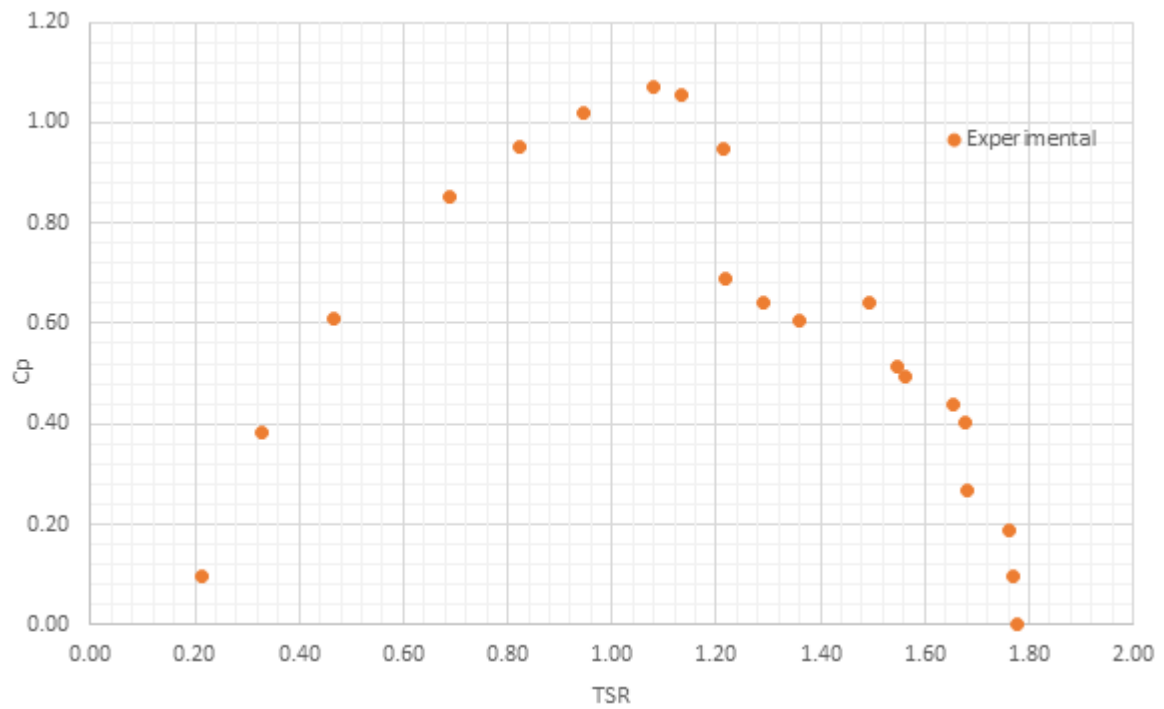
3.2.2. PRUEBAS EXPERIMENTALES

El procedimiento en el que se ha basado cada prueba experimental ha consistido en seleccionar el caudal de agua que entra al canal en función de la frecuencia de las bombas e ir recogiendo los datos de potencia en el software TURTLE a partir de las variaciones de las resistencias por medio del duty, a la vez que se registran valores del resto de factores.

En la Tabla 24 se observa un ejemplo de los valores obtenidos en la prueba experimental correspondiente a $Q_1=0,047 \text{ m}^3/\text{s}$, donde se ha realizado el testeo de la curva completa variando el duty desde 10.040 Ohm hasta 10 Ohm. La turbina utilizada ha sido la de 12 álabes de 0,069 m² de área. En la Fig.143 se representa el TSR vs Cp obtenido en el experimental, eligiendo este tipo de representación por las garantías de adimensionalidad que nos proporciona.

Tabla 24. Valores obtenidos en el experimental para Q_1

RPM	Pot medida (W)	TSR	Pot referencia (W)	Cp
79,46	0,00	1,78	5,36	0,00
79,42	0,52	1,77	5,45	0,10
78,32	1,00	1,76	5,27	0,19
76,22	1,49	1,68	5,61	0,27
74,82	2,14	1,68	5,33	0,40
74,60	2,41	1,65	5,51	0,44
69,94	2,67	1,56	5,39	0,50
70,21	2,90	1,55	5,64	0,51
66,29	3,39	1,49	5,27	0,64
60,18	3,16	1,36	5,21	0,61
58,10	3,55	1,29	5,51	0,64
55,63	3,96	1,22	5,73	0,69
53,51	4,88	1,21	5,16	0,95
50,98	5,75	1,13	5,45	1,05
48,15	5,75	1,08	5,36	1,07
41,83	5,31	0,95	5,21	1,02
37,14	5,25	0,82	5,51	0,95
30,82	4,59	0,69	5,39	0,85
21,09	3,39	0,47	5,54	0,61
14,87	2,13	0,33	5,54	0,38
9,76	0,55	0,21	5,73	0,10

Fig.143 TSR vs Cp para Q_1

Así pues, se repite el experimento para cada uno de los caudales de estudio y se obtiene la curva TSR vs Cp de cada caudal, ver Fig.144.

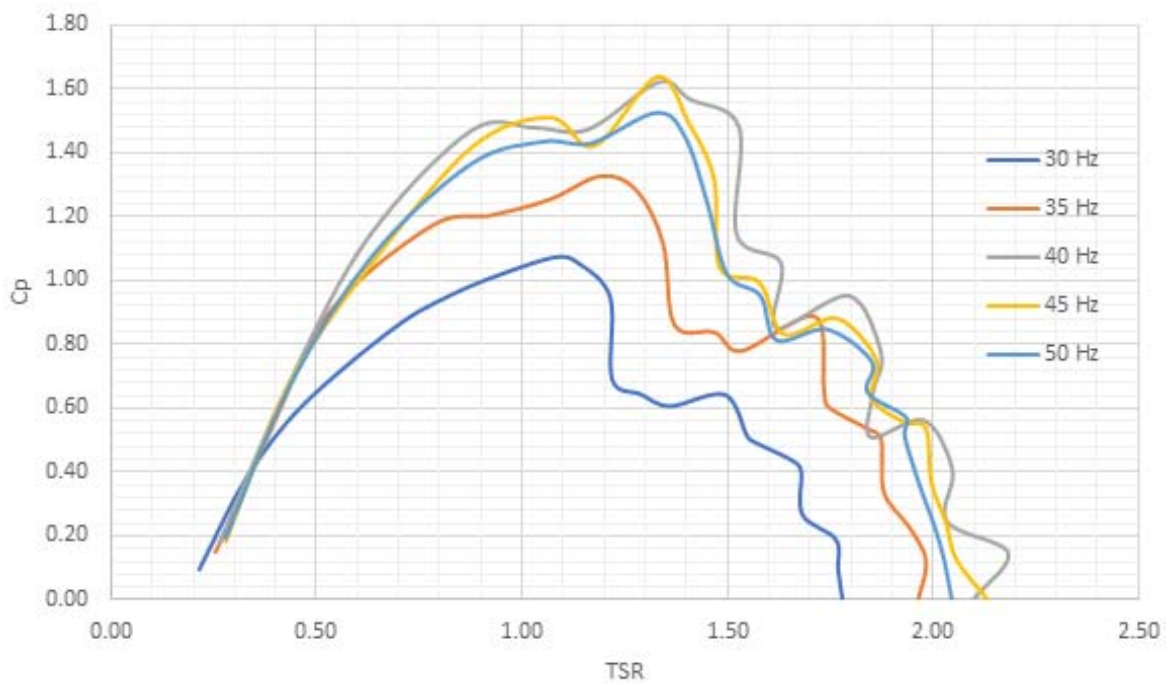


Fig.144 TSR vs Cp del experimental.



4. MODELO NUMÉRICO





4.1. METODOLOGÍA NUMÉRICA

4.1.1. INTRODUCCIÓN

Para llevar a cabo la simulación de los casos experimentales se ha empleado el software CFD Ansys Fluent. La Dinámica de Fluidos Computacional o Computational Fluid Dynamics (CFD) es la técnica que utilizan los ordenadores para la simulación del movimiento de los fluidos y de otros fenómenos asociados, como la transferencia de calor, las reacciones químicas, el arrastre de sólidos, etc. En los resultados de estas técnicas, junto con el movimiento y la presión, pueden obtenerse las variaciones de las propiedades, las fuerzas que se ejercen sobre los sólidos adyacentes, los intercambios de energía, etc.

Las ecuaciones que definen en cualquier punto del espacio la velocidad y presión de un fluido fueron descubiertas hace más de siglo y medio por el ingeniero francés Claude Navier y el matemático irlandés George Stokes. Estas ecuaciones se derivan directamente de las leyes del movimiento de Newton, y son ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Las ecuaciones son las mismas para cualquier situación de flujo de fluidos. La particularización a los casos concretos viene definida por las condiciones de contorno y los valores iniciales. Por ejemplo, los cuerpos sólidos sumergidos en una corriente o actuando como contornos exteriores van a definir, por exclusión, la zona del espacio en la que hay que resolver las ecuaciones, y van a definir en dichos contornos el valor de la variable velocidad (velocidad nula en las paredes). Estas ecuaciones son lo suficientemente complicadas como para que su solución analítica sólo sea posible en casos muy elementales. La utilización del ordenador para su resolución numérica es lo que ha dado origen a la dinámica de fluidos computacional o CFD.

Junto con las ecuaciones, hay que utilizar las condiciones iniciales y de contorno de las variables y superficie sólida. Las condiciones de las variables vienen definidas por la velocidad del agua y la presión (igual a la atmosférica en los puntos suficientemente alejados). Las condiciones de las superficies sólidas vienen definidas por la forma, expresada matemáticamente en las coordenadas adecuadas.

Para resolver las ecuaciones, el programa transformará las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas y las resolverá en un número finito de puntos del espacio. Por eso, lo primero que hay que hacer es representar la pila o, más bien, su entorno mediante una malla de cálculo. Cuanto mayor sea el número de puntos de esta malla, mayor será la precisión y realismo de la simulación, y más difícil de generar y resolver. En casos con geometría complicada, esta fase puede ocupar días e incluso semanas.

4.1.2. CFD A GRANDES RASGOS

En los programas de CFD, el usuario debe especificar las condiciones del problema, así como introducir ciertos parámetros de resolución para que el programa consiga encontrar una correcta solución del problema. Los pasos en los que esta información se introduce en el ordenador son los siguientes:

1. Especificación de la geometría, introduciendo los contornos del dominio del problema. Este proceso es relativamente sencillo cuando el modelo es bidimensional, porque se trata de definir unas líneas que limitan la zona del problema. Estas líneas pueden ser muy sencillas, como es el caso de rectas o circunferencias o de otro tipo, en cuyo caso se introducirán mediante puntos. Cuando el modelo es tridimensional, la especificación de la geometría requiere introducir las superficies de contorno.



2. Creación del mallado o volúmenes en los que van a ser calculadas todas las variables. El mallado puede ser estructurado o no estructurado. El mallado estructurado está formado por rectángulos o paralelepípedos, que pueden deformarse para adaptarse a las superficies curvas de la geometría. El mallado no estructurado está formado por triángulos o tetraedros, contruidos a partir de la división de los contornos de la geometría. Este último tipo de mallado es mucho más sencillo de crear que el anterior.
3. Imposición de las condiciones de contorno, que fijan los valores de ciertas variables en los límites del dominio. Estas variables son la presión estática, la presión total, la velocidad, o el gradiente de dichas variables. También hay que imponer condiciones para las variables de turbulencia que haya, según el modelo de turbulencia que se esté utilizando.
4. Introducción de las condiciones iniciales. En el caso de un problema no estacionario hace falta definir unos valores de las variables para todos los puntos del dominio desde los cuales empezará el programa a calcular las soluciones de los sucesivos pasos temporales. En el caso de un problema estacionario es preciso introducir en el programa unos valores iniciales de las variables, desde los cuales partirá el proceso iterativo.
5. Especificación de las propiedades del fluido, tales como la viscosidad y la densidad, con la posibilidad de que puedan variar con la temperatura, la presión, etc. En ese caso habría que introducirle al programa el modelo matemático de variación, con los parámetros correspondientes. También pueden considerarse varios tipos de problema, según se tenga en cuenta o no la transferencia de calor. En ese caso, habría que introducirle al programa las propiedades térmicas del fluido de que se trate.
6. Control de los parámetros que afectan a la resolución numérica del problema. Se puede actuar sobre el proceso iterativo variando los factores de relajación, y fijando los criterios de finalización de las iteraciones.

4.1.2.1. ALGUNAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Los fluidos en movimiento se pueden describir de muchas maneras, pero necesitamos encontrar alguna forma de describir completamente el estado de un fluido. Una forma obvia es tener una descripción de la velocidad del fluido en todos los puntos en el espacio y el tiempo. La velocidad es una cantidad vectorial y, por lo tanto, describe tanto un tamaño como una dirección.

Una forma de especificar un vector de velocidad es dar los componentes del vector en las tres direcciones de coordenadas cartesianas. Sin embargo, esta descripción del campo de velocidad no contiene suficiente información para definir el estado del fluido en su totalidad, ya que otras propiedades del fluido deben conocerse junto con la velocidad.

Los fluidos pueden ejercer fuerzas sobre los objetos. Las fuerzas aplicadas por los fluidos también son utilizadas por una variedad de medios de transporte. Los barcos flotan en el agua, ya que el agua proporciona una fuerza de elevación y los aviones vuelan, ya que el aire que se mueve sobre las alas también proporciona una fuerza de elevación. El mecanismo que crea estas fuerzas es que un fluido ejerce una presión sobre la superficie de un objeto, y esta presión actúa de tal manera que cuando la suma de la presión en cada pequeña sección de la superficie del objeto se calcula, se obtiene una fuerza neta. Esta presión es la fuerza por unidad de área (o tensión) normal a una superficie y puede ocurrir si un fluido está parado o en movimiento. Además de esta presión, existe un estrés derivado de la acción de un fluido que puede actuar tangencialmente a una superficie sólida. Esta tensión es causada por el hecho de que la mayor parte del fluido y el objeto se mueven entre sí y, por lo tanto, el fluido se corta. Los fluidos resisten este corte, de manera que una tensión tangencial actúa en una dirección paralela a la



dirección del movimiento del fluido. Esto proporciona una fuente de arrastre en una superficie que es proporcional a la viscosidad o pegajosidad del fluido. Si la viscosidad del fluido es tan pequeña que se puede ignorar, se dice que el flujo es no viscoso. Esto nunca sucede en la práctica, pero puede ser una aproximación útil para realizar al realizar cálculos.

La otra propiedad importante de un fluido es su densidad, que es la masa de una unidad de volumen de fluido. Para la mayoría de las situaciones que consideraremos, asumiremos que la densidad del fluido no cambia, lo cual es cierto para flujos de baja velocidad donde no hay efectos de calentamiento. Cuando la densidad permanece constante, se dice que el flujo es incompresible, pero si la velocidad del flujo aumenta a un valor cercano al de la velocidad del sonido en el fluido, los efectos de la compresibilidad se hacen evidentes.

Además, otras propiedades importantes que se pueden usar para describir las situaciones de flujo de fluido que se quiere modelar, junto con la velocidad del fluido, son:

- Tensión de corte normal o presión
- Viscosidad, que nos permite encontrar la tensión de corte tangencial (la tensión de corte viscosa)
- Densidad.

4.1.2.2. ECUACIONES QUE DESCRIBEN EL FLUJO

Cada software CFD tiene que producir una predicción de la forma en que fluirá un fluido para una situación dada. Para hacer esto, el paquete debe calcular soluciones numéricas a las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos. Por lo tanto, es importante tener un entendimiento de las características básicas del flujo que pueden ocurrir y las ecuaciones que gobiernan el flujo del fluido. Estas ecuaciones se pueden encontrar a partir del conocimiento de que la masa de fluido debe conservarse, al igual que el impulso del fluido. Una vez que se conocen estas ecuaciones, debería ser un proceso sencillo producir predicciones numéricas de todos los flujos.

Sin embargo, este no es el caso, ya que surgen varios problemas al traducir las matemáticas en una solución numérica. Un problema se refiere a la física del flujo y cómo modelar la turbulencia, ya que esto complica las cosas al tener un efecto aparentemente aleatorio en cada punto del flujo. Por lo tanto, es fundamental comprender las formas en que la turbulencia afecta a un flujo y cómo esta turbulencia puede modelarse.

Se analizarán a continuación las principales ecuaciones que constituyen la base para las predicciones numéricas.

ECUACIONES DE NAVIER-STOKES

En el caso de flujo incompresible, la densidad del fluido permanece independiente de las variaciones de presión y sólo es función de la temperatura, y las ecuaciones se simplifican:

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (13)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div} (u\vec{v}) \right] = - \frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{ grad } u) + S_{Mx} \quad (14)$$

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div} (v\vec{v}) \right] = - \frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{ grad } v) + S_{My} \quad (15)$$



$$\rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w\vec{v}) \right] = - \frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (16)$$

$$c_v \rho \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(T\vec{v}) \right] = \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi_v + S_i \quad (17)$$

Si se supone que la viscosidad no depende de la temperatura, en la ecuación de cantidad de movimiento ésta pasa a ser constante e independiente del resto de los parámetros físicos del sistema. Se dice entonces que las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento se desacoplan de la ecuación de la energía. El sistema de ecuaciones resultante adquiere un carácter completamente distinto del obtenido para flujo compresible y el campo de flujo puede ser resuelto considerando únicamente las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento.

Si el problema incluye transferencia de calor, la ecuación de la energía se puede resolver a continuación, una vez determinado el campo de velocidades. El segundo término de la parte izquierda de la ecuación de la energía representa el flujo convectivo de calor debido a la velocidad del fluido.

ECUACIONES DE CONSERVACIÓN GENERAL

Las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden expresar por medio de una ecuación común denominada ecuación de conservación general. Para que todas las ecuaciones de gobierno del flujo tengan características comunes se ha englobado, en el término denominado fuente, todas aquellas expresiones que no son compartidas por todas las ecuaciones.

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t}}_{(I)} + \underbrace{\text{div}(\rho\varphi\vec{v})}_{(II)} = \underbrace{\text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi)}_{(III)} + \underbrace{S_\varphi}_{(IV)} \quad (18)$$

donde φ es una propiedad fluida cualquiera, Γ_φ es el coeficiente de difusión de dicha propiedad y S_φ es el denominado término fuente.

Los procesos físicos que intervienen en la variación de una propiedad fluida son: transitorio (I), convectivo (II), difusivo (III), generación o disipación (IV).

Sustituyendo la propiedad φ por los valores 1 , u , v , w y T y seleccionando valores apropiados para el coeficiente de difusión Γ_φ y el término fuente S_φ , se obtendría cada una de las ecuaciones de gobierno del flujo.

Forma integral de la ecuación general de la conservación

El paso más importante del proceso de resolución de la ecuación general de conservación mediante métodos numéricos es su integración sobre un volumen de control tridimensional:

$$\int_V \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} dV + \int_V \text{div}(\rho\varphi\vec{v}) dV = \int_V \text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi) dV + \int_V S_\varphi dV \quad (19)$$

La integral de volumen de los términos convectivo y difusivo se transforma en una integral superficial aplicando el teorema de la divergencia de Gauss:



$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V \rho \varphi dV \right) + \int_S (\rho \varphi \vec{v}) \cdot \hat{n} dS = \int_S (\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi) \cdot \hat{n} dS + \int_V S_\varphi dV \quad (20)$$

Se ha cambiado el orden de integración y diferenciación del primer término del miembro izquierdo para interpretar mejor su significado físico. Este término representa la velocidad de cambio de la cantidad total de la propiedad φ en el volumen de control. El producto $(\rho \varphi \vec{v}) \cdot \hat{n}$ representa la componente de flujo de la propiedad φ que atraviesa la superficie dS . Un gradiente negativo en una dirección implica un flujo difusivo positivo en esa misma dirección. Entonces, el producto $(\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi) \cdot \hat{n}$ es la componente del flujo difusivo en la dirección del vector normal a la superficie, hacia afuera del elemento fluido. De manera semejante, $(-\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi) \cdot (-\hat{n})$ se puede interpretar como un flujo difusivo positivo en la dirección de entrada, hacia el interior del elemento fluido. La integración de la ecuación en derivadas parciales da lugar a una expresión que representa la conservación de la propiedad fluida para un volumen de control finito.

En problemas estacionarios la ecuación se simplifica, anulándose los términos de variación temporal. En problemas no estacionarios es necesario integrar también con respecto al tiempo, lo que conduce a la forma integral más general de la ecuación de conservación:

$$\begin{aligned} \int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V \rho \varphi dV \right) dt + \int_{\Delta t} \int_S (\rho \varphi \vec{v}) \cdot \hat{n} dS dt \\ = \int_{\Delta t} \int_S (\Gamma_\varphi \text{grad } \varphi) \cdot \hat{n} dS dt + \int_{\Delta t} \int_V S_\varphi dV dt \end{aligned} \quad (21)$$

4.1.2.3. GEOMETRÍA Y MALLADO

El desarrollo del método de volúmenes finitos implica una discretización espacial. Es decir, las ecuaciones de flujo se resuelven en una serie de puntos definidos por la malla del dominio, que está constituida por celdas, denominadas superficies en el dominio bidimensional y volúmenes en el dominio tridimensional. Cada celda está limitada por caras que están sujetas a nodos o vértices.

Para adaptar el mallado a la geometría se recurre a dos tipos de soluciones, dependiendo de la forma en que se unan los puntos que discretizan el dominio, mallado estructurado y no estructurado.

- Mallado estructurado:

Está formado por cuadrados o rectángulos, en geometrías bidimensionales, y por paralelepípedos ortogonales o curvilíneos en las tridimensionales, aplicándose a geometrías exentas de complejidades. A su vez el mallado ortogonal se puede clasificar como:

- o Mallado cartesiano uniforme, se realiza en geometrías sencillas.
- o Mallado cartesiano no uniforme, aunque la malla es ortogonal sin embargo no es regular en todas las direcciones.

- Mallado no estructurado:

Toma como referencia geométrica triángulos y cuadriláteros para generar las celdas. Se realiza sobre dominios cuya configuración es compleja y por tanto se requiere una adaptación al mismo.



4.1.2.4. DISCRETIZACIÓN DE LAS ECUACIONES

Para llevar a cabo la resolución del problema, es necesario realizar una discretización de las ecuaciones diferenciales y su transformación en ecuaciones algebraicas, con el objeto de resolverlas en el mallado.

Debido a la complejidad de las ecuaciones, se procede a su linealización y a la utilización de un método iterativo. Se parte de un valor que se aproxime a la solución de forma que, en cada paso o iteración, una vez fijado el criterio de convergencia, el proceso se acerque a la solución real.

La solución dependerá de:

- Condiciones iniciales, o lo que es lo mismo, estado de las variables para el tiempo inicial, $t=0$.
- Condiciones de contorno, valores que toman las variables velocidad y presión en las fronteras del modelo: paredes, entradas y salidas de flujo, etc.

4.1.2.5. MODELO DE TURBULENCIA

Los flujos turbulentos son extremadamente complejos. Esto se refleja en el aumento de la complejidad de las ecuaciones de flujo turbulento, donde aparecen los términos adicionales. Al modelar estos términos, se pretende producir relaciones simples de modo que la forma final de las ecuaciones que se resuelven utilizando métodos numéricos sea una simplificación de las ecuaciones completas. Esto significa que las simplificaciones que se realizan pueden ser tan grandes que se afecta a la precisión de los modelos matemáticos que proporcionan una descripción del flujo. Una forma de simplificar las ecuaciones es tratar los términos adicionales como tensiones viscosas adicionales producidas por la turbulencia en el flujo. Para hacer esto, se supone que las tensiones de Reynolds tienen una forma similar a las tensiones viscosas en las ecuaciones de impulso, de ahí el nombre de tensión de Reynolds.

El problema que plantea la aparición de turbulencia en las ecuaciones de Navier-Stokes es el de una pérdida de determinismo físico a escala macroscópica debido a que:

- Es imposible conocer las condiciones iniciales y de contorno con el grado de precisión requerido.
- El flujo es sensible a detalles incontrolables de estas mismas condiciones.

Se puede considerar que la turbulencia aumenta el número de grados de libertad del flujo, con lo que hay una pérdida de determinismo, debido a la imposibilidad de especificar las suficientes condiciones iniciales y de contorno para la totalidad de grados de libertad del sistema. La consecuencia inmediata es la pérdida de influencia de las condiciones iniciales sobre la evolución posterior del sistema. La idea de un gran número de grados de libertad para los torbellinos conduce a la existencia de un gran número de interacciones entre ellos, con lo que, al cabo de cierto tiempo, los torbellinos, por interacción mutua, habrán pasado por todos los estados posibles, perdiendo la memoria de sus condiciones iniciales y de contorno.

Un modelo turbulento es un procedimiento numérico que permite cerrar el sistema de ecuaciones de Reynolds para que se pueda resolver. Debido a que las fluctuaciones de velocidad pueden ser de pequeña escala y alta frecuencia, la simulación directa es casi imposible ya que requiere un gran esfuerzo computacional. Las ecuaciones de Reynolds se pueden promediar en el tiempo, en conjunto o utilizar cualquier otra técnica para eliminar las fluctuaciones de pequeña escala. El resultado es un conjunto de ecuaciones que se pueden resolver de manera más asequible.



Una manera de resolución es mediante el uso de parámetros estadísticos de las funciones del campo del flujo, cuya determinación se puede realizar de dos maneras:

- Estadística después de la resolución: es la denominada Simulación Numérica Directa (Direct Numerical Simulation, DNS).
- Estadística antes de la resolución: se trata de una aproximación estadística convencional donde las funciones del campo del flujo se consideran aleatorias. Suponiendo conocidas sus leyes de probabilidad en un tiempo dado, se trata de determinar estas mismas leyes en un tiempo posterior. Todos los desarrollos realizados se pueden agrupar en dos tipos:
 - Modelización a estadística global: se considera que los movimientos turbulentos, en su integridad, tienen un comportamiento aleatorio. Se les conoce como modelos de Navier-Stokes con Reynolds promediados (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS).
 - Modelización a estadística parcial: se determina de manera directa la evolución ciertos torbellinos, tratando estadísticamente el resto. Este método se conoce con el nombre de Simulación con Resolución de Escala (Scale-Resolving Simulation, SRS).

Desafortunadamente, no existe un modelo de turbulencia que sea superior a los demás y que sirva para toda clase de flujos. La elección del modelo dependerá de las condiciones del flujo, el nivel de seguridad necesitado, ordenadores disponibles y duración de la simulación. Un modelo de turbulencia será útil, dentro de un programa CFD de propósito general, si es exacto, sencillo y económico.

Una clasificación de los modelos de turbulencia podría ser:

- Direct Numerical Simulation (DNS), Simulación Numérica Directa: resuelve las ecuaciones de transporte para los valores medios y turbulencia (remolinos), sin emplear aproximaciones.
- Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), Navier-Stokes con Reynolds Promediados: resuelve las ecuaciones de transporte para los valores medios, modelando la turbulencia.
 - o Eddy Viscosity Models (EVM), Modelos de viscosidad de turbulencia o remolino, utilizan la hipótesis de Boussinesq:
 - Modelo de cero ecuaciones: longitud de mezcla. La viscosidad de turbulencia μ_t se expresa en función de una longitud.
 - Modelo de una ecuación: Spalart-Allmaras. Determina la viscosidad de turbulencia μ_t por medio de una ecuación de transporte y usa relaciones algebraicas para la longitud característica l .
 - Modelo de dos ecuaciones: $k-\varepsilon$ (Standard, *RNG*, Realizable), $k-\omega$ (Standard, Shear-Stress Transport, SST). Para resolver el empirismo de la longitud característica de los modelos de una ecuación, se resuelve una ecuación de transporte adicional a partir de la longitud y tiempo característicos, o cualquier combinación entre ellas.
 - o Modelos de transporte de las tensiones de Reynolds: los términos de difusión, presión y disipación, cuyos efectos no pueden ser medidos, se resuelven junto con la ecuación de transporte de la velocidad de disipación de la energía cinética turbulenta ε .
 - Reynolds Stress Model (RSM) Modelo de tensiones de Reynolds
 - Modelo de tensiones algebraicas.
- Scale-Resolving Simulation (SRS), Simulación con Resolución de Escala: modelos híbridos que resuelven las ecuaciones para los valores medios y los remolinos grandes, mientras que se modela el efecto de los remolinos pequeños.
 - o Large Eddy Simulation (LES): resuelve las ecuaciones para los valores medios y remolinos



grandes, modelando el resto de remolinos.

- Detached Eddy Simulation (DES): es una mezcla RANS y LES, tratando de aprovechar los puntos fuertes de ambos modelos. Los modelos RANS son muy eficientes cerca de los contornos pero no se comportan tan bien en las regiones alejadas de ellos, mientras que los modelos LES se comportan bien en regiones alejadas pero su comportamiento no es tan bueno en las regiones próximas a los contornos. La modificación a los modelos RANS es sencilla, simplemente se sustituye la escala de longitud, distancia a la pared más cercana, por una nueva escala l , que es el valor mínimo de la longitud anterior y el tamaño de malla multiplicado por una constante.
- Scale-Adaptive Simulation (SAS)
- Shielded Detached Eddy Simulation (SDES)
- Stress-Blended Eddy Simulation (SBES)
- Wall-Modelled LES (WMLES): aplica modelos RANS en la parte más interna de la capa límite y luego cambia a un modelo LES para el resto.

Modelo $k-\omega$

De aplicación directa en esta Tesis, guarda muchas similitudes con el $k-\varepsilon$ pero usa como segunda variable la frecuencia de la turbulencia $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$, siendo, entonces, la longitud característica $l = \frac{1}{\omega} k^2$ y la viscosidad de turbulencia $\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$.

Las tensiones de Reynolds se computan como en el modelo $k-\varepsilon$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \\ \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] - \beta^* \rho k \omega + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega \vec{U}) = \\ \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \text{grad } \omega \right] - \beta_1 \rho \omega^2 + \gamma_1 \left(2\rho E_{ij} \cdot E_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \end{aligned} \quad (23)$$

siendo $\sigma_k = \sigma_\omega = 0$, $\beta^* = 0,090$, $\beta_1 = 0.075$ y $\gamma_1 = 0,553$.

Modelo SST

El modelo SST (Shear Stress Transport, transporte de esfuerzo cortante) fue diseñado con características combinadas de los modelos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ para diferentes partes del flujo. En la capa límite interna se desarrolla mediante $k-\omega$ mientras que en la región exterior se maneja como $k-\varepsilon$. Es considerado como un modelo de tres ecuaciones, transporte de energía cinética turbulenta, energía cinética laminar y velocidad de disipación de la turbulencia. Su ventaja es que puede predecir correctamente los fenómenos de transición entre flujo laminar y turbulento.



4.1.2.6. MODELIZACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE

Los flujos multifase ocurren cuando dos o más estados diferentes de material fluyen juntos. Un sólido puede fluir junto con un gas o un líquido, o un gas puede fluir con un líquido. El modelado de estos sistemas utiliza nuevamente los conceptos de conservación del momento, continuidad y, si es necesario, conservación de la energía u otras leyes físicas. En particular, se supone que cada fase del material tiene sus propios componentes de velocidad y una fracción de volumen. Esta última cantidad es la cantidad de material de una fase, por volumen, en relación con la cantidad total de material.

La existencia de dos o más fluidos considerados inmiscibles, multifase, implica una complejidad añadida para la definición del modelo numérico, ya que conlleva la existencia de una interfase que debe ser caracterizada por medio de condiciones de contorno que requieren definir su posición, movimiento e influencia sobre el flujo, para cada fase. Por ello se deben realizar tres consideraciones para obtener una simulación adecuada:

- Definir ecuaciones que describan la posición y forma de las interfases.
- Crear un algoritmo que defina la posición de la superficie libre ó lámina de agua en el tiempo.
- Aplicar las condiciones de contorno sobre las interfases definidas.

El desarrollo de modelos para resolver situaciones en las que existen interfases comenzó a mediados de los años sesenta. Se plantearon puntos de vista lagrangianos y eulerianos, en el primer caso el mallado se mueve con el fluido, mientras en el segundo el mallado permanece fijo. Por otra parte, los esquemas lagrangianos no logran resolver situaciones en los que la superficie libre se rompe o las fases intersectan entre sí.

Para los esquemas eulerianos, en función del tipo de problema objeto de estudio, se han construido modelos que se ajustan a los mismos. Por ejemplo, el método de superficie en altura ("Surface Height Method"), es apropiado para flujos en canales o estudio de olas, en los que la superficie libre no se desvía en exceso de la horizontal. Posteriormente la técnica evoluciona, año 1965, con el método MAC ("Marker-and-Cell"), que identifica la posición del fluido por medio de partículas que viajan en el mismo, este método adolecía de un gasto computacional excesivo. Más adelante, año 1975, las partículas se "adjudicaban" a las superficies de los fluidos ("Surface Marker Method"). Este método no resultó satisfactorio en dominios 3D, al no poder seguir superficies alabeadas.

A principios de los 80 se desarrolló el modelo VOF (Volume Of Fluid) (Hirt & Nichols, 1981), que resultó el más adecuado para resolver la mayoría de los casos. Se fundamenta en un campo de presiones y velocidades único (es un modelo sin temperaturas, no se plantea la resolución de la ecuación de la energía), que permite diferenciar en que zonas del dominio están las fases. Las nuevas variables indicarán cuantas fases y en qué cantidad estará ocupada cada celda, por ello se puede conocer la posición de las superficies libres en el tiempo. Además, podemos determinar la curvatura y pendiente de la superficie en base a la información que suministran las celdas vecinas. No obstante, presenta una serie de problemas en la resolución y precisión, como cuando hay una gran diferencia de densidad entre las fases, generalmente líquidos frente a gases, la sensibilidad frente al campo de presiones en las fases menos densas es mayor que en las zonas líquidas por lo que dificulta la convergencia en los casos de campos de presión y velocidad acoplados.



Sin embargo, el modelo VOF es la alternativa más fiable para representar los flujos multifásicos, por la simplicidad, robustez y versatilidad, siendo una de las opciones que presenta Ansys Fluent y en la que se basa esta tesis.

Modelo VOF

El modelo VOF aplicado a N fases asocia a cada celda del dominio un valor α_q de fracción de volumen, que indica por cuantas fases y en que proporción de las mismas está ocupada cada celda. Las N variables α_q son, cada una de ellas, magnitudes extensivas a las que se les puede aplicar el teorema de arrastre de Reynolds:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + u \frac{\partial \alpha_q}{\partial x} + v \frac{\partial \alpha_q}{\partial y} + w \frac{\partial \alpha_q}{\partial z} = 0 \quad (24)$$

con $q=1,2,\dots,N$; siendo ésta la expresión en un sistema de referencia cartesiano de 3 dimensiones, con un vector genérico de velocidad de componentes $\vec{v} = (u, v, w)$ y siendo a su vez el campo de velocidades único compartido por todas las fases.

No hace falta evaluar las N ecuaciones, tantas como las fases, de continuidad planteadas, basta hacerlo (N-1) veces pues en toda celda se cumple que $\sum_{q=1}^N \alpha_q = 1$, esta condición impone que en el dominio no pueden existir celdas vacías. De esta forma, no hace falta analizar la ecuación de continuidad para la primera fase pues para toda celda, el modelo impone que:

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_N.$$

Si consideramos las fases intervinientes incompresibles y viscosas su comportamiento viene dado por la ecuación de Navier-Stokes. Se resolverá una única ecuación de momento para todo el dominio (de ahí que el campo de velocidades, como se dijo antes, vaya a ser compartido por todas las fases). La ecuación de momento depende de cada una de las fases a través de la viscosidad y de la densidad en cada celda, que son función directa de las fracciones de volumen de cada fase. Es decir:

$$\rho = \sum_{q=1}^N \alpha_q \rho_q = \alpha_N \rho_N + \alpha_{N-1} \rho_{N-1} + \dots + \alpha_2 \rho_2 + (1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_N) \rho_1 \quad (25)$$

$$\mu = \sum_{q=1}^N \alpha_q \mu_q = \alpha_N \mu_N + \alpha_{N-1} \mu_{N-1} + \dots + \alpha_2 \mu_2 + (1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_N) \mu_1 \quad (26)$$

Donde μ_q y ρ_q son las viscosidades y densidades de cada una de las fases, respectivamente. Particularizando para el caso bifásico las dos variables α_i con $i=1, 2$ (aire y agua), $\vec{v} = (u, w)$, para toda celda el modelo impone que $\alpha_{aire} = 1 - \alpha_{agua}$. Además,

$$\rho = \alpha_{aire} \rho_{aire} + \alpha_{agua} \rho_{agua} \quad (27)$$

$$\mu = \alpha_{aire} \mu_{aire} + \alpha_{agua} \mu_{agua} \quad (28)$$

Siendo ρ_{aire} , ρ_{agua} , μ_{aire} , μ_{agua} , las densidades y viscosidades dinámicas de las dos fases.

El algoritmo de resolución tiene que mantener la discontinuidad que presentan cada una de las funciones α_q (esto es una premisa fundamental en problemas multifásicos, donde es deseable mantener una interfase muy definida, es decir una línea de separación clara). La mayoría de algoritmos, debido a que calculan los flujos algebraicamente, tienden a extender la discontinuidad como consecuencia de los términos convectivos que manejan en los cálculos. Aún cuando se puede minimizar este efecto con el objetivo de restringir la interfase a 2 o 3



celdas, esto no encaja con el método VOF que mantiene la interfase como una discontinuidad que aparece en una única celda.

Con el objeto de lograr una interfase “controlada” se han desarrollado dos algoritmos básicos, que calculan la variación de la fracción de volumen de cada fase reconstruyendo la interfase a partir de los datos que proporciona el algoritmo VOF y calculan los flujos de fracción de volumen geoméricamente. Estos dos algoritmos son los SLIC (Simple Line Interface Method), y PLIC (Piecewise Linear Interface Calculation) que permite una reconstrucción por pendientes.

El programa Fluent implementa en su código el algoritmo PLIC como el modelo “VOF-Georeconstruct” y es el más adecuado para conseguir una buena representación de la geometría adoptada por las interfases.

El esquema por “reconstrucción geométrica” representa la interfaz entre los fluidos utilizando una interpolación lineal entre los valores de las caras de celdas adyacentes. Se puede aplicar a esquemas no estructurados y se acepta que la interfase entre dos fluidos tiene una pendiente plana dentro de cada celda tridimensional (pendiente lineal en celdas bidimensionales), utilizándose esta hipótesis para calcular los términos convectivos del flujo a través de las caras de las celdas.

El primer paso en este modelo de reconstrucción es calcular la posición de la interfase plana ó lineal con relación al centro de cada celda que está parcialmente llena de fluido, utilizando para ello la fracción de volumen de la fase considerada y sus derivadas en dicha celda. El segundo paso es calcular la cantidad de flujo de convección que atraviesa cada cara de la celda, usando la posición de la interfase calculada y la información sobre las velocidades tangenciales y normales en las caras. El tercer paso es calcular la fracción de volumen en cada celda mediante el balance de flujos entrantes y salientes a la celda calculados en el paso anterior.

4.1.3. CASO PARTICULAR

4.1.3.1. GEOMETRÍA Y MALLADO

Para llevar a cabo el diseño geométrico y del mallado se ha utilizado el software Gambit, versión v.2.4.6. Este programa es un módulo de pre-proceso que trabaja en un entorno tipo CAD en el que se pueden crear diversos objetos gráficos: puntos, líneas, superficies y volúmenes, así como realizar las operaciones booleanas entre ellos (Athron et al., 2017).

Asimismo, se definen las condiciones de contorno utilizadas posteriormente por el módulo de simulación.

En la Tabla 25 se exponen las características principales del mallado, para el que se ha dotado de más densidad aquellas zonas que requieran más precisión en el cálculo.

Tabla 25. Características del mallado

CELIDAS	CARAS	NODOS	PARTICIONES
501.571	1.071.358	104.272	8

En la Fig.145 y Fig.146, se representa el modelo geométrico del túnel hidrodinámico que respeta las dimensiones reales del instalado en el laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la EPM en Mieres.

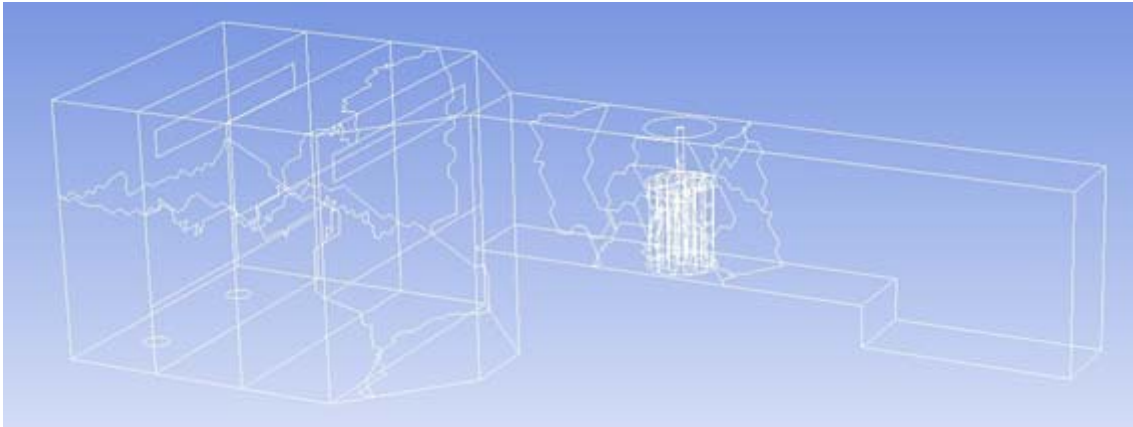


Fig.145 Geometría del túnel hidrodinámico



Fig.146 Detalle de la geometría de la turbina

En la Fig.147 se observa el mallado utilizado en el modelo tridimensional y se aprecian los diferentes tipos de malla según sea la zona y la relevancia que tenga para el cálculo. En la Fig.148 se aprecia el detalle del mallado en la zona de mayor relevancia de cálculo.

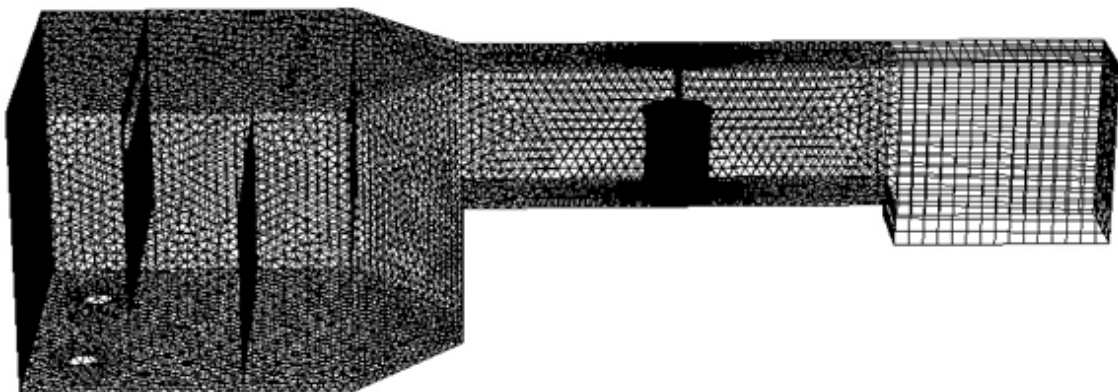


Fig.147 Mallado del modelo tridimensional del túnel hidrodinámico de la Escuela Politécnica de Mieres

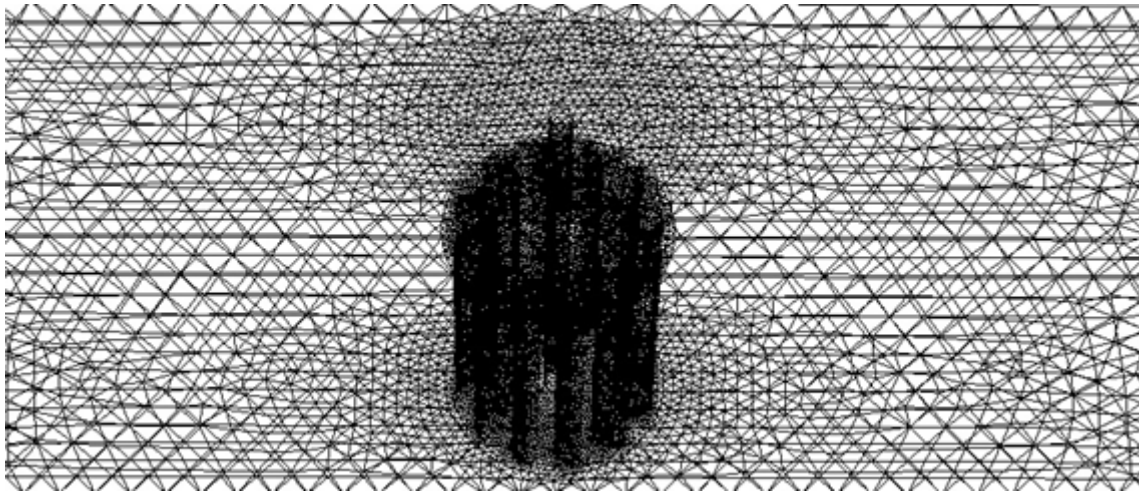


Fig.148 Detalle del mallado en la zona de la turbina

En resumen, el procedimiento que se ha seguido ha sido el siguiente:

- Definición de los puntos o vértices que definen, a tamaño real, el contorno de la geometría del dominio físico del túnel hidrodinámico.
- Definición de las líneas o caras que generan las aristas mediante la unión de los vértices.
- Definición de las superficies que contienen inicialmente la fase agua y aire.
- Diseño del mallado en celdas y espaciado entre las mismas.
- Comprobación de la idoneidad del mallado.
- Asignación del fluido a cada superficie.
- Especificación de las condiciones de contorno en cada una de las caras exteriores del dominio.
- Exportación del mallado y condiciones de contorno al programa de simulación Ansys Fluent.

4.1.3.2. CONDICIONES DE CONTORNO Y PARÁMETROS DE RESOLUCIÓN

Para realizar la simulación mediante métodos numéricos es necesario definir las condiciones de contorno asignadas al mallado objeto de estudio, así como los parámetros de resolución. En la Tabla 26 se especifican los principales parámetros definidos en el caso.

Tabla 26. Parámetros de resolución de la simulación numérica

Setup			
Solver			
Type	Pressure-Based	Velocity Formulation	Absolute
Gravity	on		
Models			
Multiphase	Volume of Fluid	Volume Fraction Parametres	Implicit
		Interface Modeling	Sharp
		Body Force Formulation	Implicit Body Force
Viscous Model	k-omega	k-omega Model	SST



Materials		
Fluid	Water-liquid Air	
Mesh Interfaces		
Interface Canal	Interface Turbina	
Solution		
Solution Methods		
Scheme	SIMPLE	
Spatial Discretization	Pressure	PRESTO!
	Momentum	Second Order Upwind
	Volume Fraction	Compressive
	Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
	Specific Dissipation Rate	First Order Upwind
Transient Formulation	First Order Implicit	
Run Calculation		
Time Stepping Method	Fixed	
Time Step Size (s)	0.0175	
Number of Time Steps	120	

La característica principal de este modelo es la configuración de la turbina girando en el interior del canal. La principal complejidad reside en lograr que el mallado gire para lo que es necesario el empleo de la herramienta Interface. Se define la interface entre el canal y la turbina habilitando el movimiento interno de la malla. Además, escogemos el modelo multifase VOF que nos proporcionará el cálculo de la superficie libre.

En cuanto a las condiciones de contorno, se asigna la condición "Wall" a las paredes laterales y fondo. La parte superior del canal se deja abierta con la condición de contorno presión atmosférica ("Pressure Outlet"). Se ha fijado un valor de presión estable, presión atmosférica estándar (101.325 Pa). La entrada de agua por el fondo se define como "Mass flow Inlet", y reproduce el caudal que proporcionan las bombas.

En relación a los parámetros físicos, en el modelo bifásico, aire y agua se consideran fluidos con densidades y viscosidades constantes. Los valores utilizados fueron densidad de $1,225 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad dinámica de $1,789 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ para el aire, mientras que para el agua se tomó una densidad de $998,2 \text{ kg/m}^3$ y una viscosidad dinámica de $1,003 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$.

Dado que el flujo se ha considerado incompresible y la ecuación de la energía no se utiliza, se emplea el algoritmo SIMPLE, que utiliza una relación entre las correcciones de velocidad y presión para imponer la conservación de la masa y obtener el campo de presión.

Para la discretización espacial se emplea la metodología upwind con el esquema de opción de la presión decalada, PRESTO, en lugar del estándar, porque es más adecuado para la gradientes de presión pronunciados de los flujos turbulentos (Andersson et al., 2011).

4.1.3.3. PROCEDIMIENTO DE SIMULACIÓN

Para dar solución al problema planteado en la presente tesis es necesario abordar en el proceso de simulación una serie de pasos, con el objeto de obtener los resultados deseados.

- En primer lugar se diseña la geometría idéntica al modelo físico, cuestión que se aborda mediante el programa Gambit, generando el modelo tridimensional.



- Se diseña el mallado específico para la geometría objeto de estudio, optimizando aquellas zonas donde el cálculo será más exhaustivo.

- Se asignan los valores a las propiedades de los fluidos, viscosidad y densidad.

- Posteriormente se introducen las condiciones de contorno: caudal de entrada, velocidad de giro de la turbina y presión de salida. A su vez se deben introducir los parámetros de turbulencia.

Se evalúan diferentes velocidades de giro de la turbina, desde 1 a 10 rad/s, para cada caudal de entrada con el objetivo de ensayar cada etapa de la extracción de potencia. De la misma manera, y para optimizar coste temporal, no se simula el giro completo de la turbina, sino que únicamente se simula la parte de circunferencia en la que cada álabe actúa de manera singular, 30°.

- Introducir las condiciones iniciales, donde se definen los valores de partida con los que el programa evoluciona, y procede al cálculo en los pasos temporales marcados.

- Elección de los parámetros que definen la resolución numérica iterativa, paso temporal, factores de relajación y criterios de convergencia.

- Ejecución de la simulación del movimiento de la turbina al paso del fluido, realizados con el programa informático comercial "ANSYS FLUENT V16.0".

- Resultados.

- Tratamiento numérico y gráfico.

- Análisis.

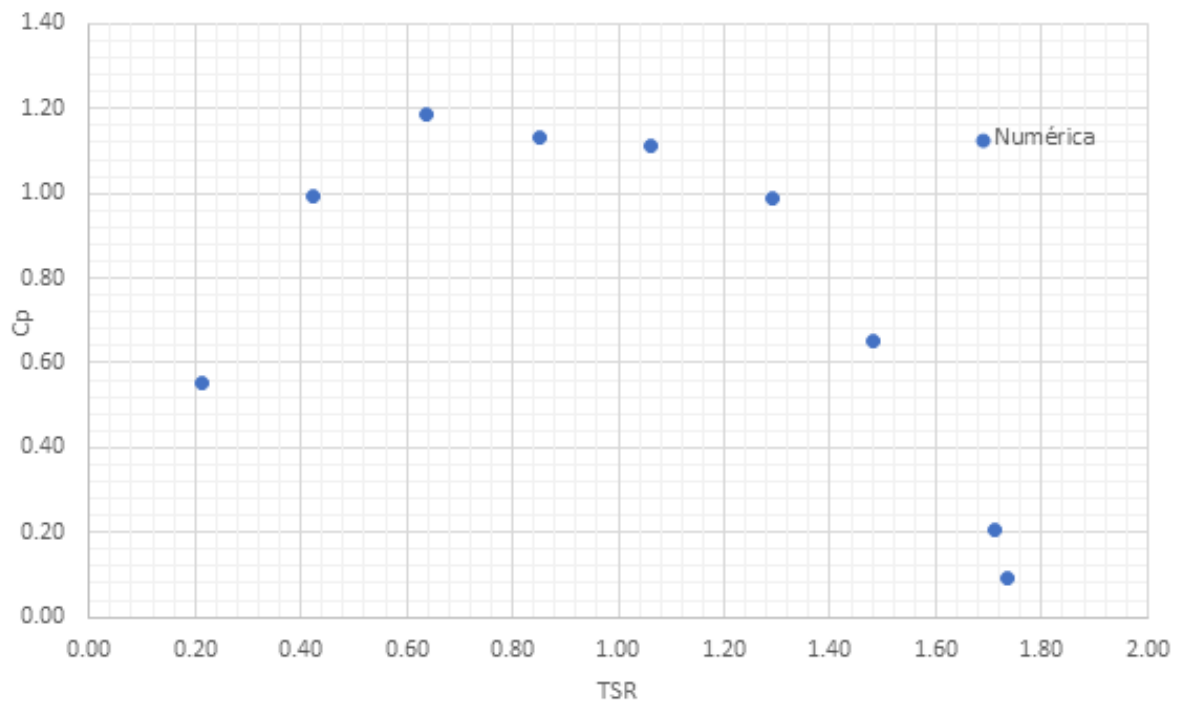
4.2. RESULTADOS NUMÉRICOS

A la hora de plantear la simulación, y para optimizar el tiempo de cálculo debido al alto coste computacional, se simulará a partir del caudal número 3, donde la obtención de potencia comienza a registrar valores más relevantes. Por lo tanto, se trabajará con Q_3 , Q_4 , Q_5 , Q_6 y Q_7 .

Un ejemplo de los valores obtenidos en la prueba experimental correspondiente a $Q_3=0,047$ m³/s, se puede observar en la Tabla 27, donde se han recopilado los datos obtenidos de simular el giro de la turbina desde 1 a 10 rad/s. En la Fig.149 se representa el TSR vs el Cp obtenido en el cálculo numérico.

Tabla 27. Valores obtenidos en el numérico para Q_3

RPM	Pot medida (W)	TSR	Pot referencia (W)	Cp
9,55	3,06	0,21	5,54	0,55
19,10	5,46	0,42	5,48	1,00
28,65	6,47	0,64	5,45	1,19
38,20	6,13	0,85	5,42	1,13
47,75	6,06	1,06	5,45	1,11
57,30	5,20	1,29	5,27	0,99
66,85	3,59	1,48	5,51	0,65
76,39	1,11	1,71	5,36	0,21
78,00	0,50	1,74	5,45	0,09
79,00	0,00	1,77	5,36	0,00

Fig.149 TSR vs Cp obtenido en el numérico para Q_3

Así pues, en la Fig.150 se plasman los resultados obtenidos en la simulación siguiendo la metodología expuesta en el capítulo 4.

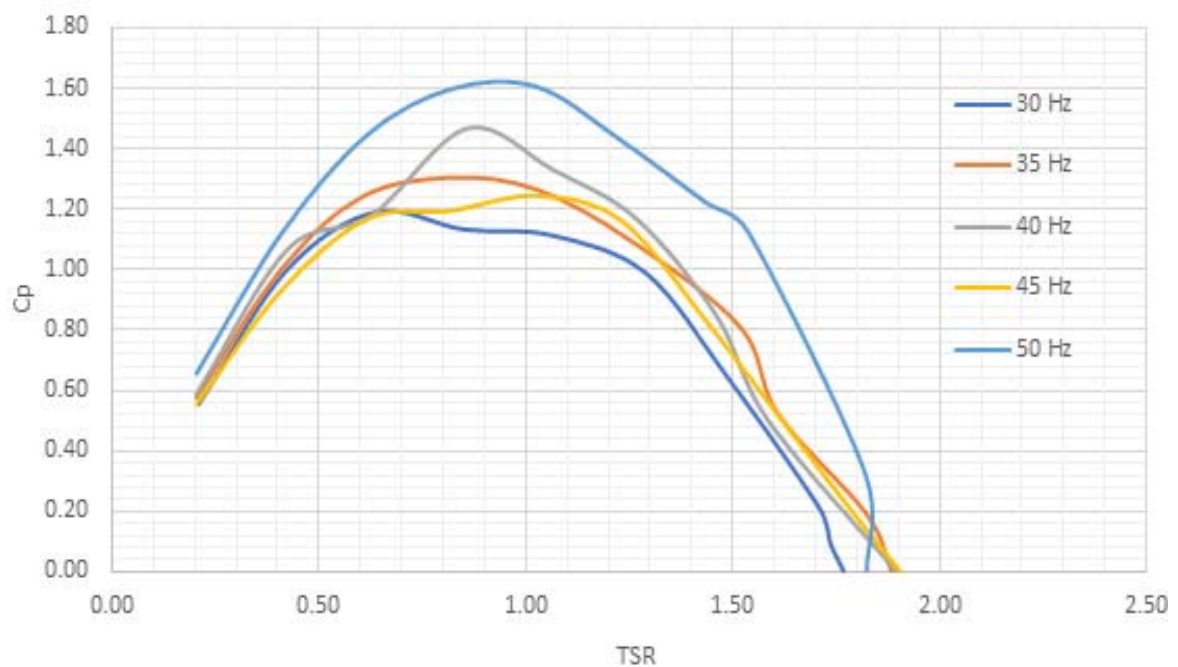


Fig.150 TSR vs Cp resultante del cálculo numérico



5. ANÁLISIS Y COMPARACIONES





5.1. COMPARACIÓN ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS Y RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se abordará la comparación entre los resultados obtenidos en el experimental y aquellos resultantes del cálculo numérico para unas mismas condiciones iniciales. Se comprobará la similitud del análisis numérico con los datos reales proporcionados por los ensayos en el canal para validar los resultados de la simulación, requisito indispensable para plantear futuras investigaciones a partir exclusivamente del modelo numérico.

Para ello se enfrentarán los datos obtenidos en el ensayo para un mismo caudal tanto en el canal como en el simulador, se analizarán sus características y se comprobará el grado de similitud que presentan, aceptando o no la validación del modelo.

Así pues, a continuación se analizarán los casos correspondientes a los caudales Q_3 , Q_4 y Q_7 por comprender el mínimo y el máximo simulado, y un registro intermedio, abarcando todo el espectro de la muestra.

5.1.1 COMPARATIVA DE RESULTADOS PARA $Q_3=0,064 \text{ m}^3/\text{s}$

En la Fig.151 se presentan los resultados obtenidos en el experimental y numérico para un caudal de entrada en el canal de $0,064 \text{ m}^3/\text{s}$.

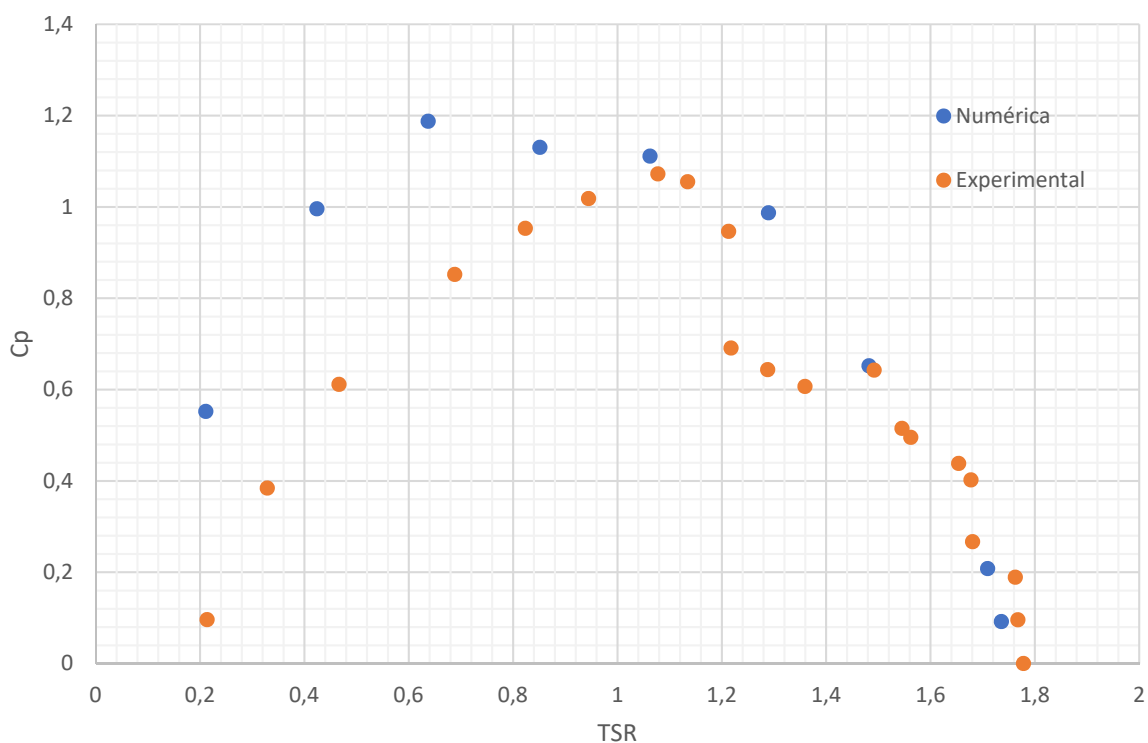
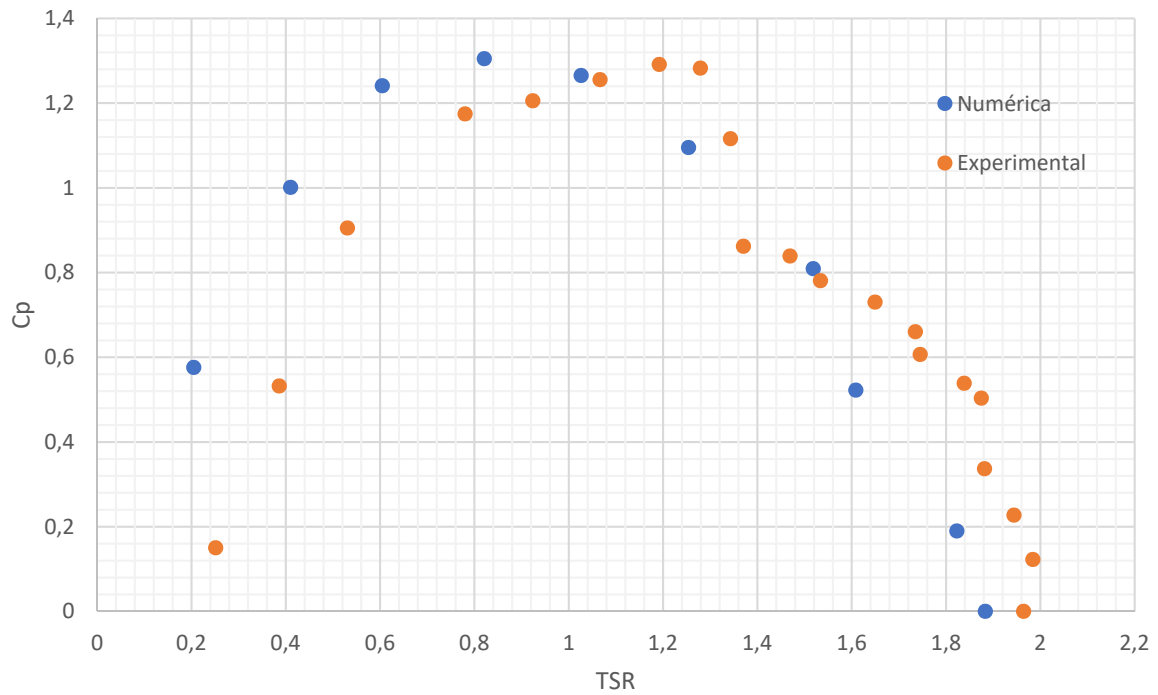


Fig.151 Comparativa entre experimental y numérico de la función TSR vs Cp para Q_3

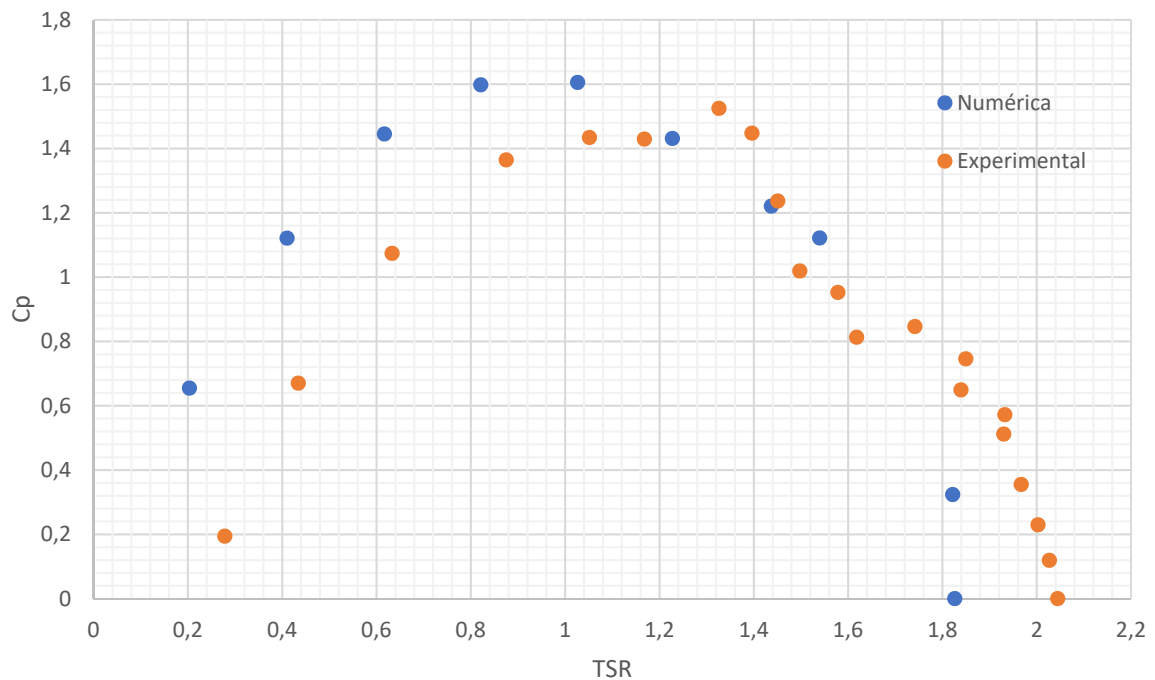
5.1.2. COMPARATIVA DE RESULTADOS PARA $Q_4=0,071 \text{ m}^3/\text{s}$

En la Fig.152 se presentan los resultados obtenidos en el experimental y numérico para un caudal de entrada en el canal de $0,071 \text{ m}^3/\text{s}$.

Fig.152 Comparativa entre experimental y numérico de la función TSR vs Cp para Q_4

5.1.3. COMPARATIVA DE RESULTADOS PARA $Q_7=0,085 \text{ m}^3/\text{s}$

En la Fig.153 se presentan los resultados obtenidos en el experimental y numérico para un caudal de entrada en el canal de $0,085 \text{ m}^3/\text{s}$.

Fig.153 Comparativa entre experimental y numérico de la función TSR vs Cp para Q_7



5.1.4. ANÁLISIS DE LA COMPARATIVA DE RESULTADOS

Analizando los apartados anteriores, las similitudes apreciables entre los resultados del cálculo numérico y el experimental validan la simulación planteada dada la gran coincidencia con respecto a los resultados obtenidos en el banco de pruebas. Se ha conseguido reproducir el experimento del banco de pruebas en la simulación.

Cabe destacar la disminución del C_p en el experimental con respecto al cálculo numérico. Es algo lógico si se tiene en cuenta que el numérico no contempla la presencia de pérdidas por rozamiento mecánico ni los errores propios de las medidas en el experimental, por lo que siempre existirá esa discrepancia a la baja en el banco.

En futuros estudios se podrán introducir modificaciones a cualquier condición inicial para dirigir la investigación hacia donde se desee, ya sea con un simple cambio en la condición del flujo o estudiar cualquier otra tipología de turbina.

5.2. ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS GLOBALES DE LA TURBINA Y EL BLOQUEO EXISTENTE

En este capítulo se analizarán las principales características de la turbina ensayada desde un punto de vista experimental. A partir de los resultados obtenidos en el banco de pruebas, se describirán las características de cómo funciona la turbina en el canal, incidiendo en los efectos que conlleva el bloqueo al paso del caudal.

En la Fig.154 se observa la evolución del C_p máximo de la turbina en función del caudal, alcanzando el máximo entre Q_5 y Q_6 . Mayor caudal no implica necesariamente un mejor aprovechamiento de la turbina.

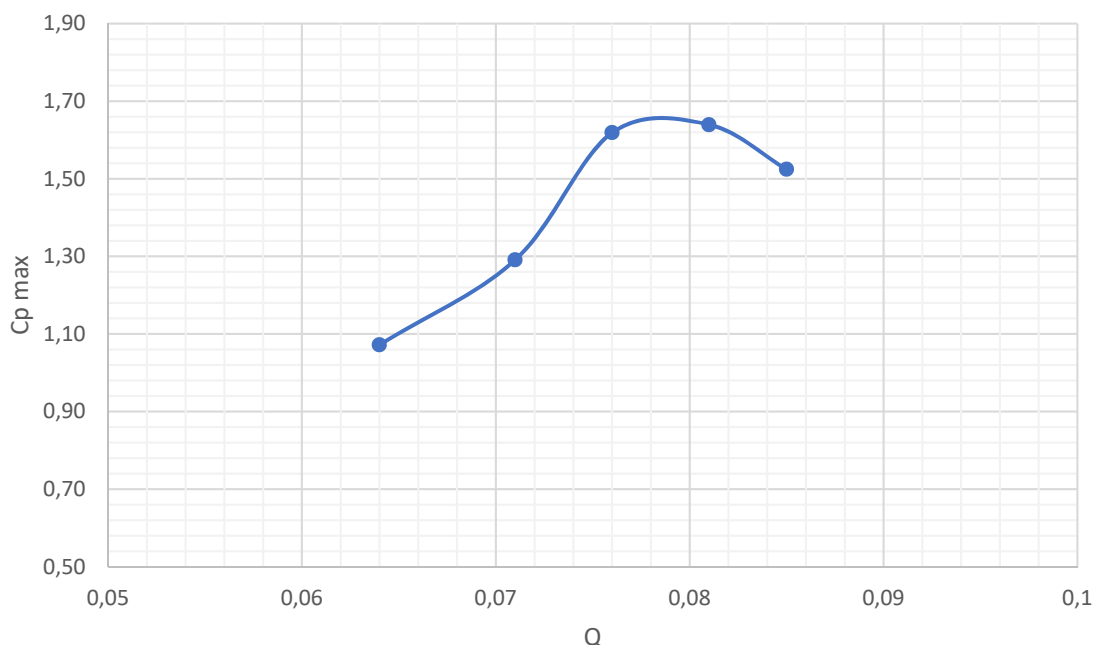


Fig.154 Gráfica Q vs C_p máximo



De la misma manera, en la Fig.155 se representa la evolución del C_p máximo de la turbina en función del TSR. Los valores más elevados de C_p se registran con los mayores TSR.

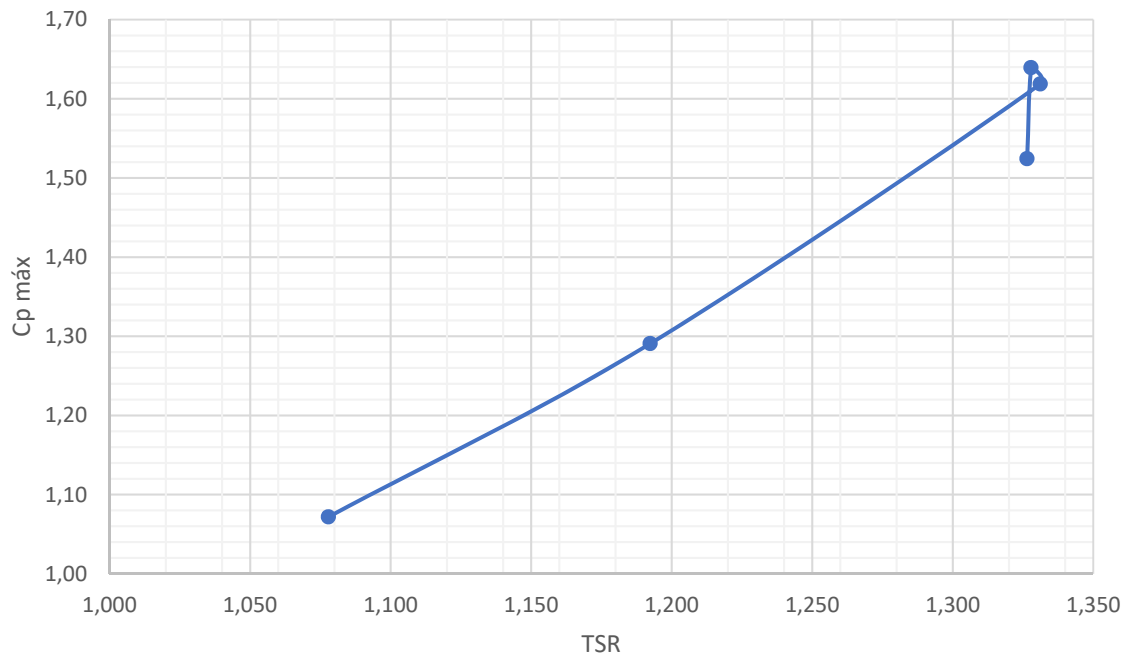


Fig.155 Gráfica TSR vs C_p máximo

En la Fig.156 se representa la evolución de la potencia en función del tiempo para caudal ensayado. Se destaca un aumento constante de la potencia obtenida hasta el pico máximo para descender bruscamente una vez superada la parte más elevada de la curva. También se advierte que para cada caudal se registra el pico máximo de potencia en el mismo intervalo de tiempo.

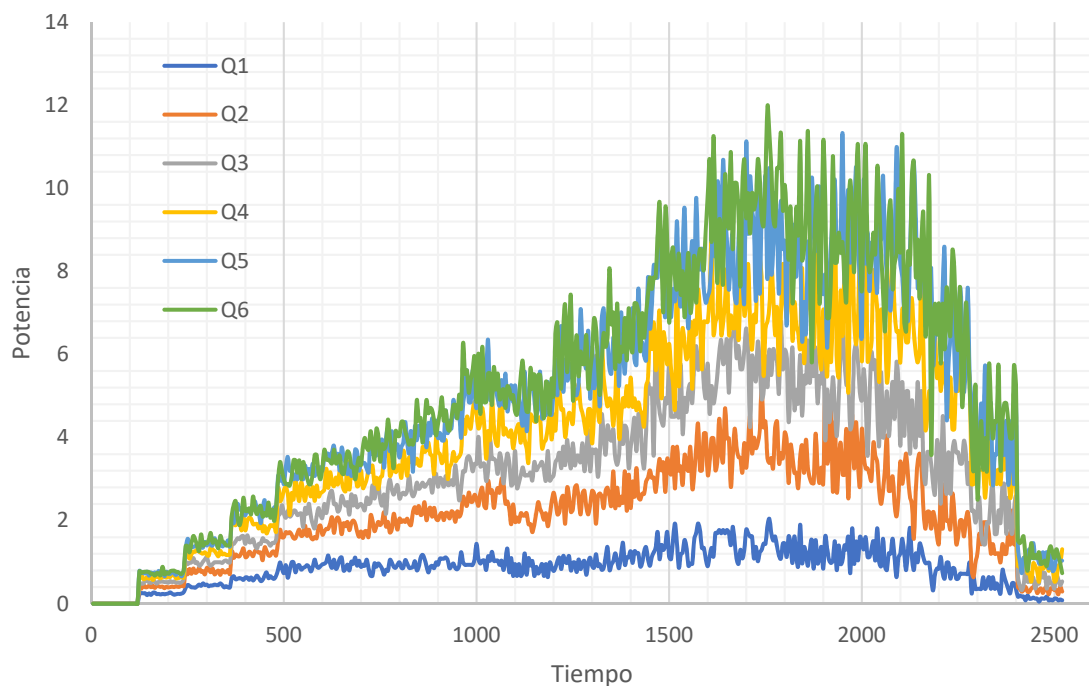


Fig.156 Gráfica Tiempo vs Potencia



En las Fig.157 y 158 se representan la evolución del giro de la turbina y la potencia en función del tiempo para Q_6 , Q_5 , y Q_3 , respectivamente. Se observa la similitud entre todos los caudales y cómo su comportamiento es idéntico, reduciendo las revoluciones a medida que se extrae potencia con el paso de la prueba. A medida que la resistencia disminuye, la velocidad de giro decrece obteniendo más potencia hasta entrar en la zona inestable de la curva a partir de donde se inicia el descenso de los valores de potencia obtenidos. En la Fig.159 se muestra la variación de potencia en función de las rpm para cada caudal.

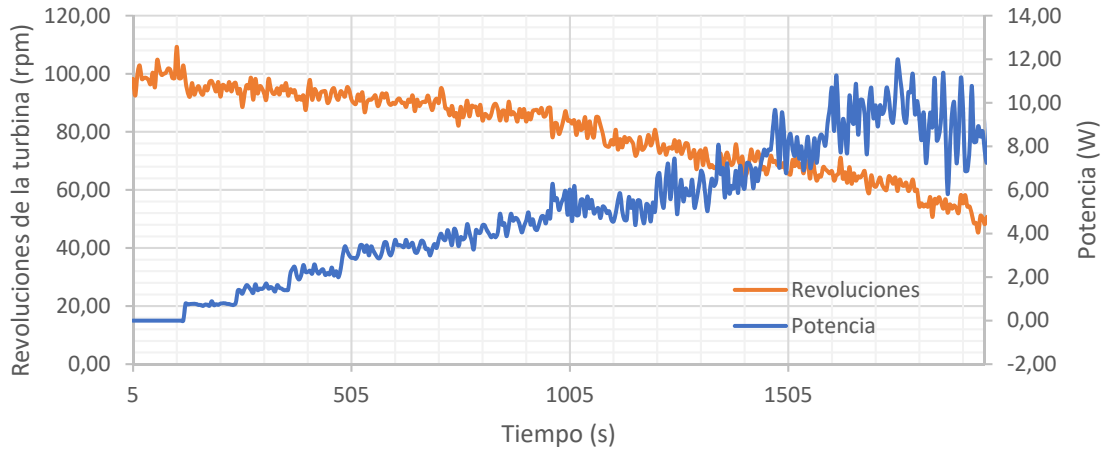


Fig.157 Potencia + rpm vs Tiempo para todas las resistencias con Q_6

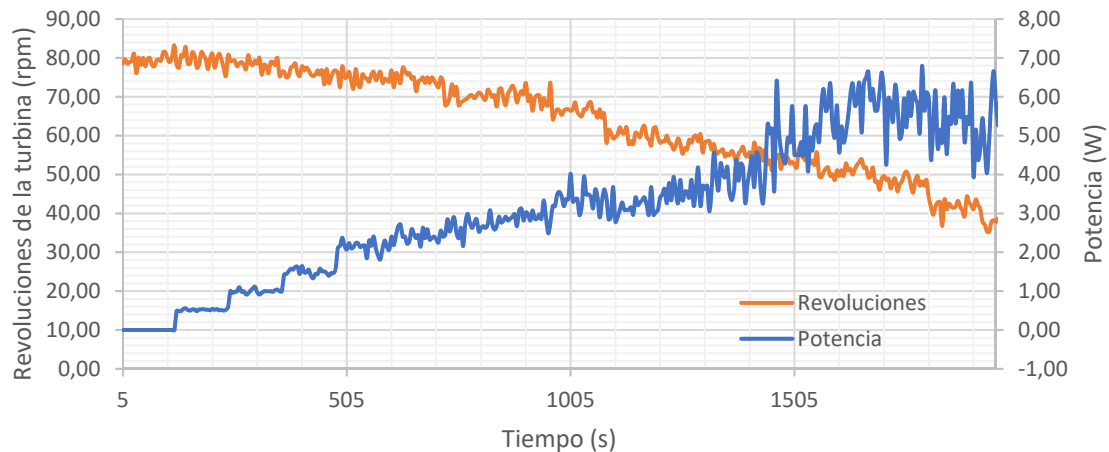


Fig.158 Potencia + rpm vs Tiempo para todas las resistencias con Q_5

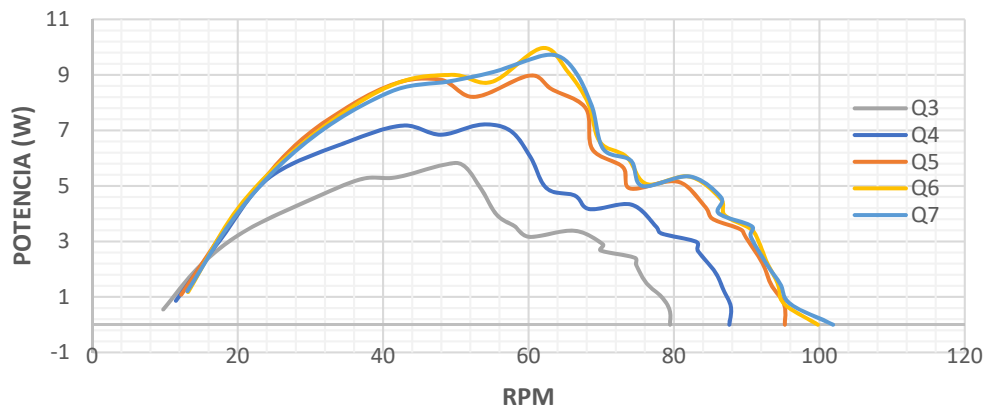


Fig.159 Potencia vs rpm para diferentes caudales



5.3. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDAD Y PRESIÓN

En este apartado se analizará la información de las velocidades y las presiones obtenidas a partir del cálculo numérico. Se estudiará el comportamiento de la turbina para los flujos dados y la situación de bloqueo del canal.

5.3.1. ANÁLISIS DE PRESIONES

En primer lugar, se analizará el resultado de las presiones en el entorno de la turbina para un mismo caudal y diferentes velocidades de giro. Como se ha visto en apartados anteriores, para un mismo caudal, la velocidad de giro de la turbina varía en función de la resistencia aplicada, girando libremente a máxima velocidad para una resistencia infinita y disminuyendo su velocidad de giro a medida que reducimos la resistencia y comienza a registrar valores de potencia. Desde la Fig.160 a la Fig.167 se representa la variación de presión para un mismo caudal durante el ciclo de resistencias. Se pretende observar cómo varía la presión durante todo el ciclo de prueba, desde 10 rad/s de giro hasta 2 rad/s, y cómo se genera el par a partir de esos cambios de presión en los álabes.

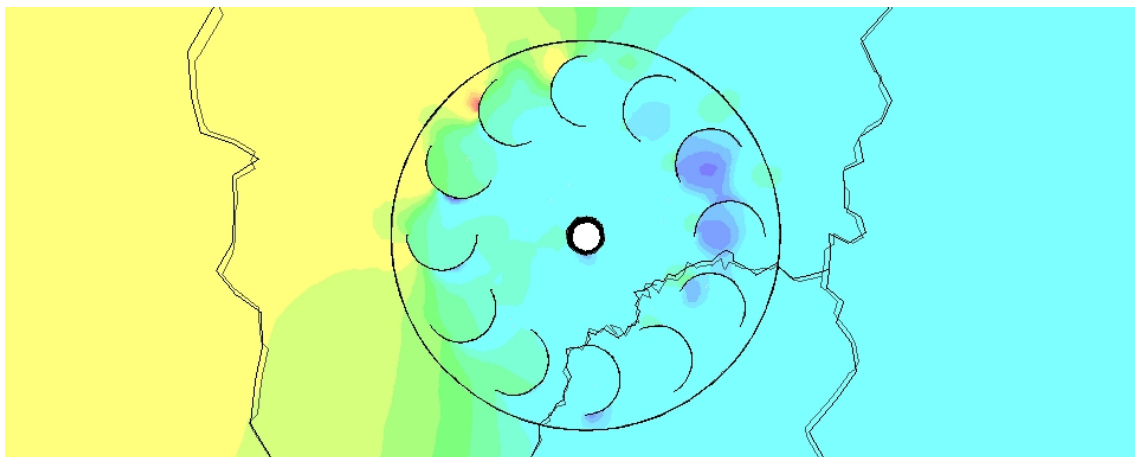
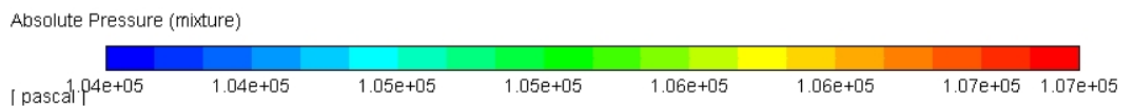


Fig.160 Presiones para Q_7 y 10 rad/s de giro de turbina

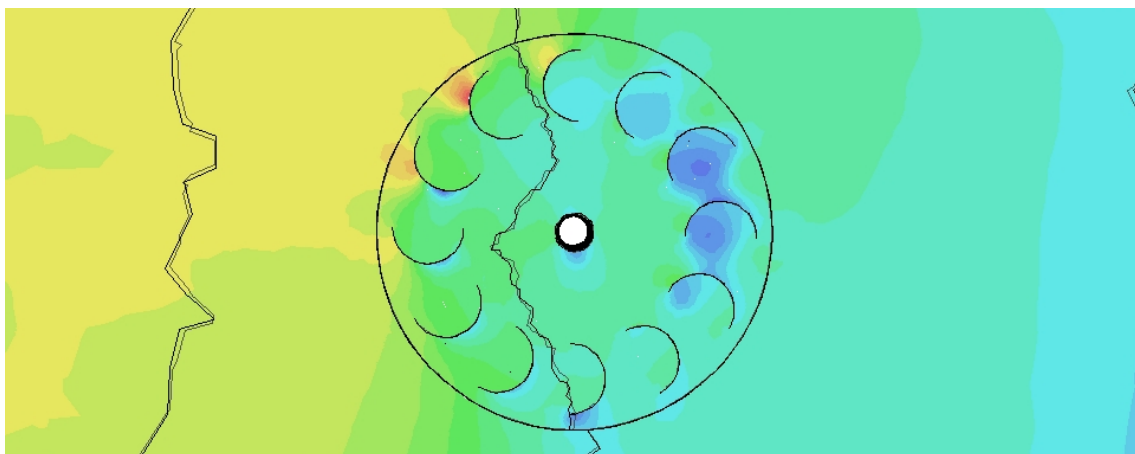


Fig.161 Presiones para Q_7 y 9 rad/s de giro de turbina



ANÁLISIS Y COMPARACIONES

Absolute Pressure (mixture)

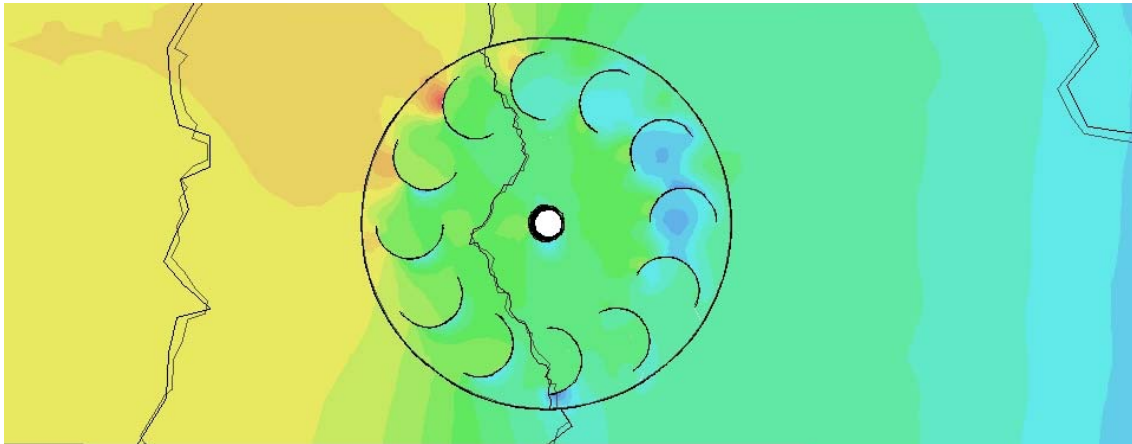
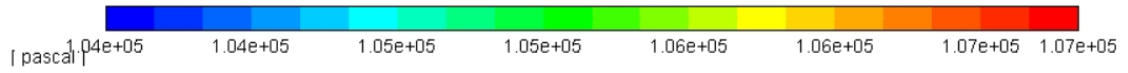


Fig.162 Presiones para Q_7 y 7 rad/s de giro de turbina

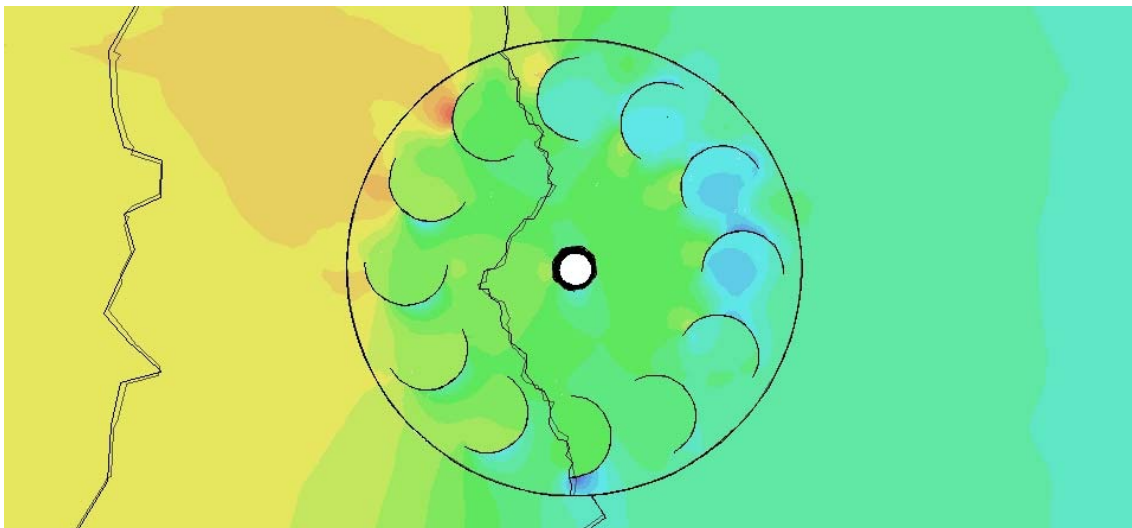


Fig.163 Presiones para Q_7 y 6 rad/s de giro de turbina

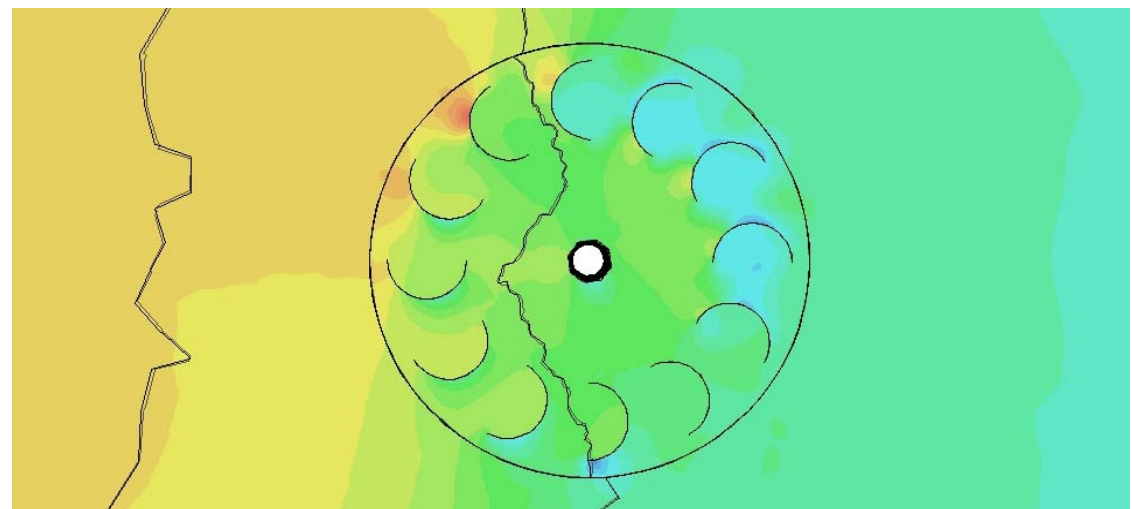


Fig.164 Presiones para Q_7 y 5 rad/s de giro de turbina



Absolute Pressure (mixture)

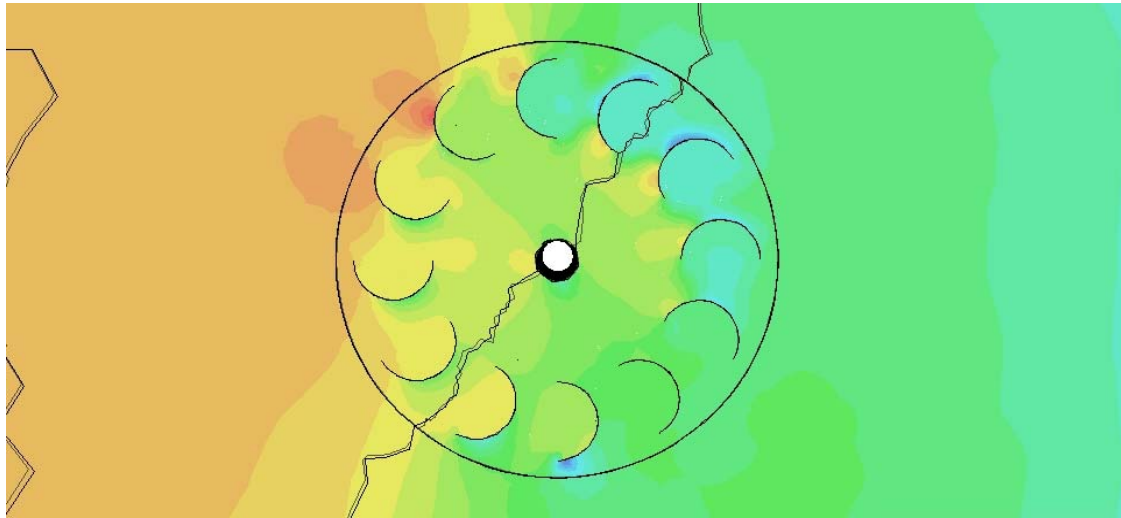
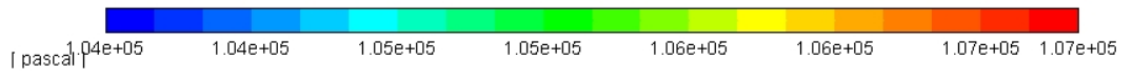


Fig.165 Presiones para Q_7 y 4 rad/s de giro de turbina

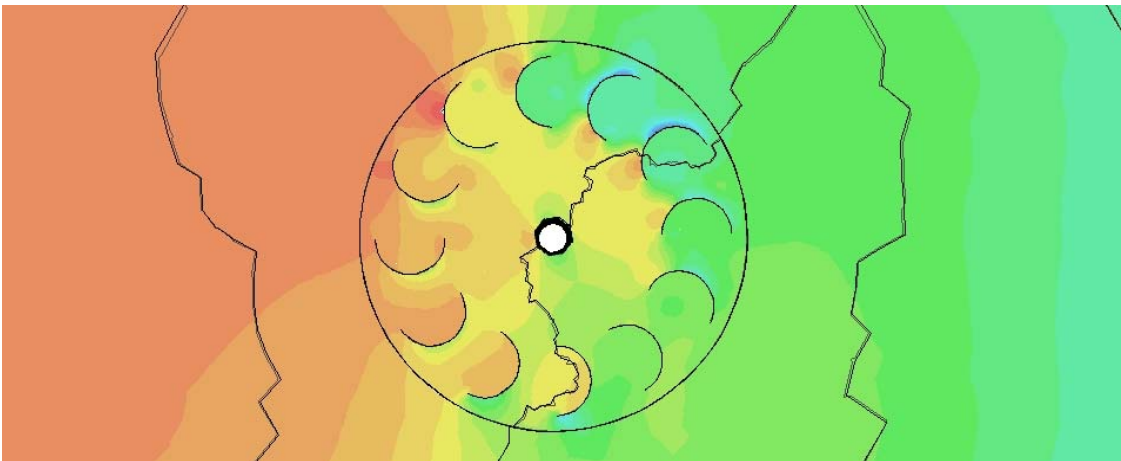


Fig.166 Presiones para Q_7 y 3 rad/s de giro de turbina

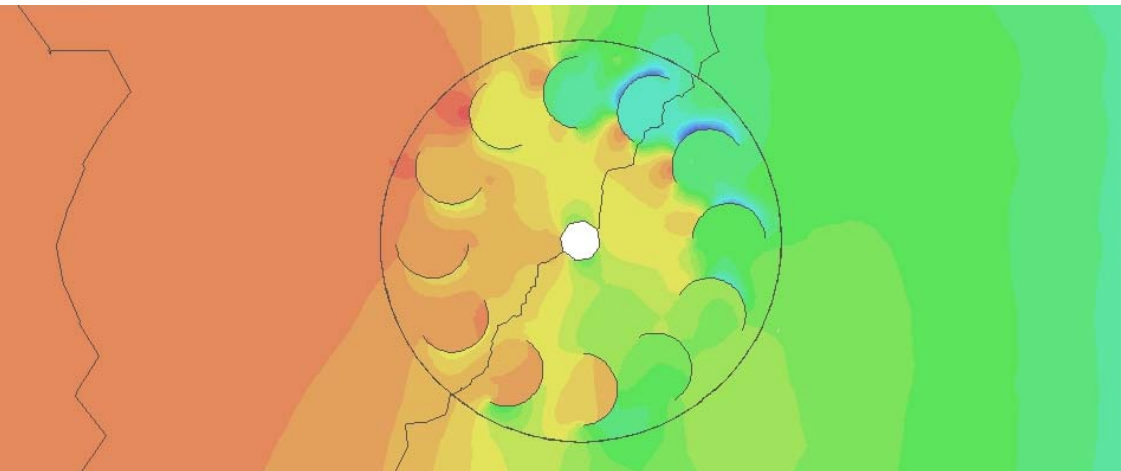


Fig.167 Presiones para Q_7 y 2 rad/s de giro de turbina

Se aprecia cómo las presiones varían durante toda la prueba, generando así el par. Según el giro de la turbina va reduciendo su velocidad por el efecto de las resistencias, se advierte un incremento en la presión aguas arriba. Ese efecto derivado del bloqueo del canal implica una elevación del nivel de la superficie libre. A efectos de generación de potencia se traduce en que además de la energía cinética del flujo, se aprovecha su energía potencial, disponiendo de más recurso de referencia. Así pues, es lógico superar valores de C_p que incumplan la ley de Betz, ya que ésta valora únicamente el campo abierto sin ningún tipo de limitación al flujo y considerando la energía propia de la velocidad como la única disponible.

5.3.2. ANÁLISIS DE VELOCIDADES

A partir de los resultados obtenidos del cálculo numérico se analizan las velocidades en torno a la turbina y su influencia en el comportamiento final del dispositivo. La relevancia de la velocidad en la obtención de energía, como se destacó en capítulos anteriores, es extremadamente significativa. Al ser un factor elevado al cubo en la fórmula de potencia, resulta crucial a la hora de valorar el recurso disponible.

Así pues, en las imágenes que van desde la Fig.168 hasta la Fig.176 se representan las velocidades para Q_3 y giros de turbina de 3, 4 y 5 rad/s, intervalo donde se localizan los máximos C_p en cada test.

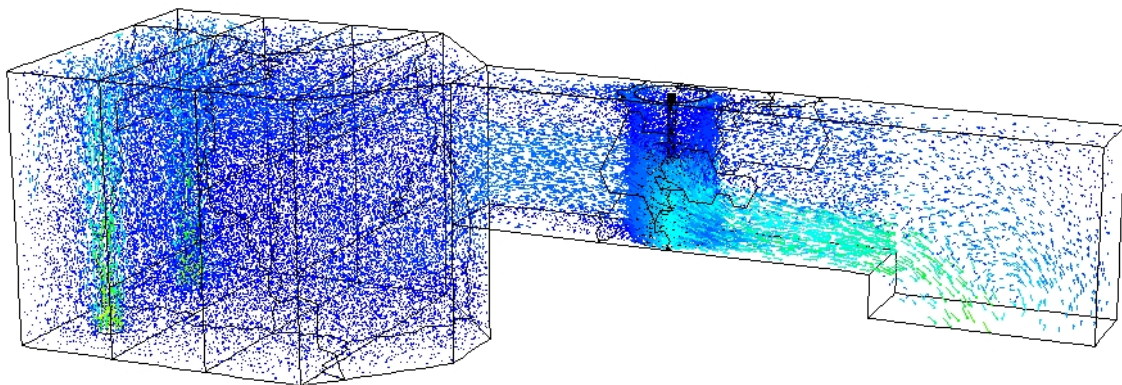
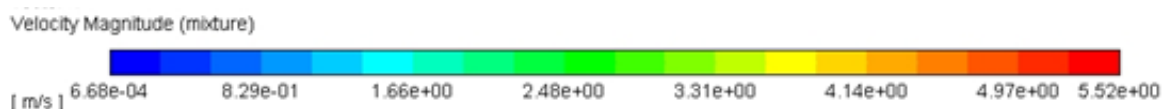


Fig.168 Velocidades para Q_3 y 3 rad/s de giro de turbina (I)

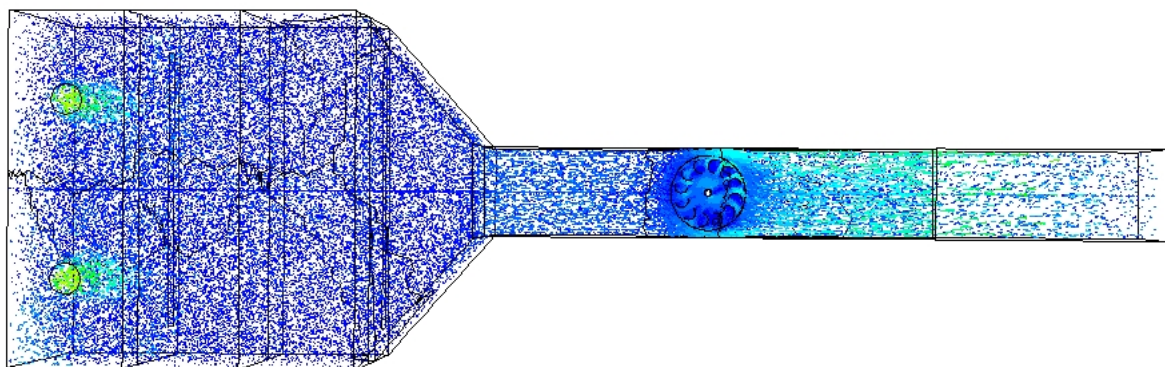


Fig.169 Velocidades para Q_3 y 3 rad/s de giro de turbina (II)

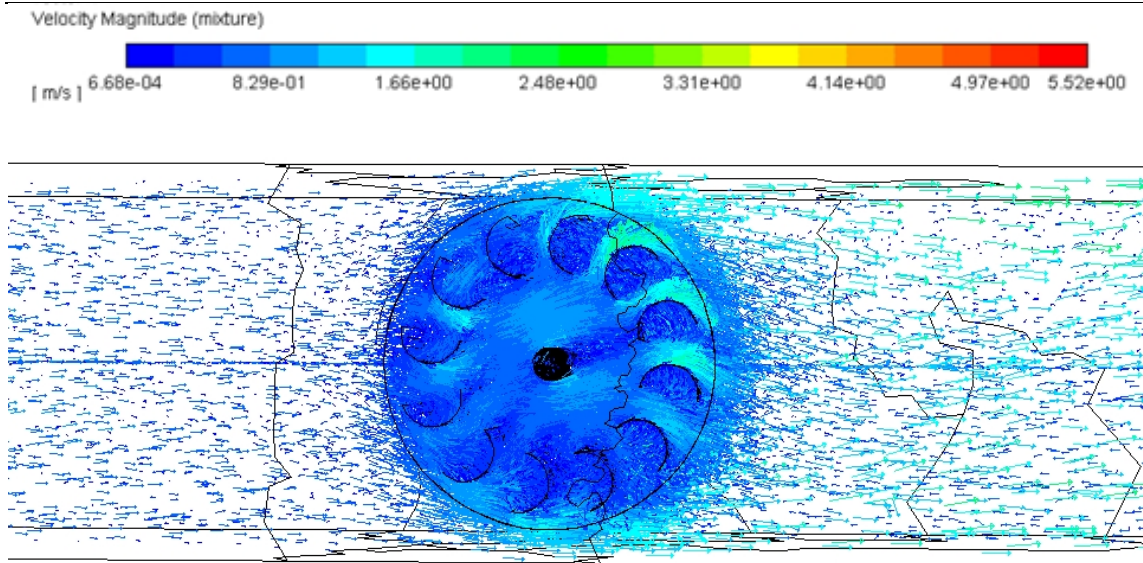


Fig.170 Velocidades para Q_3 y 3 rad/s de giro de turbina (III)

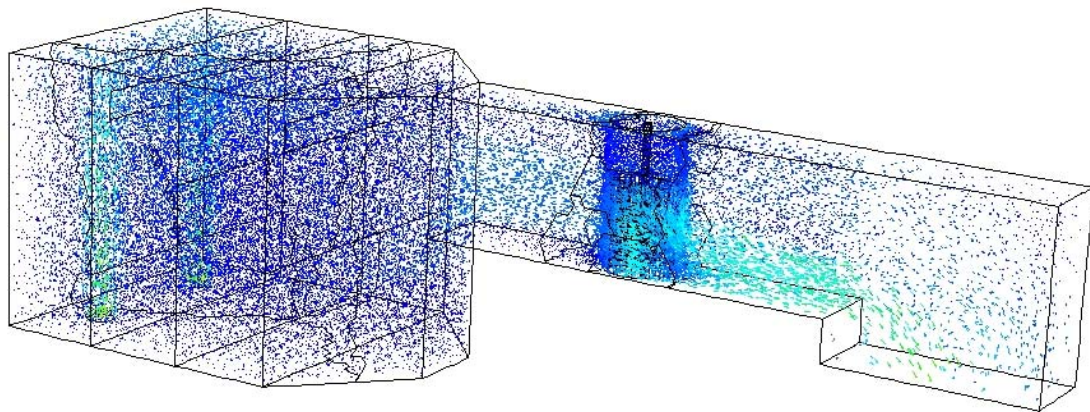


Fig.171 Velocidades para Q_3 y 4 rad/s de giro de turbina (I)

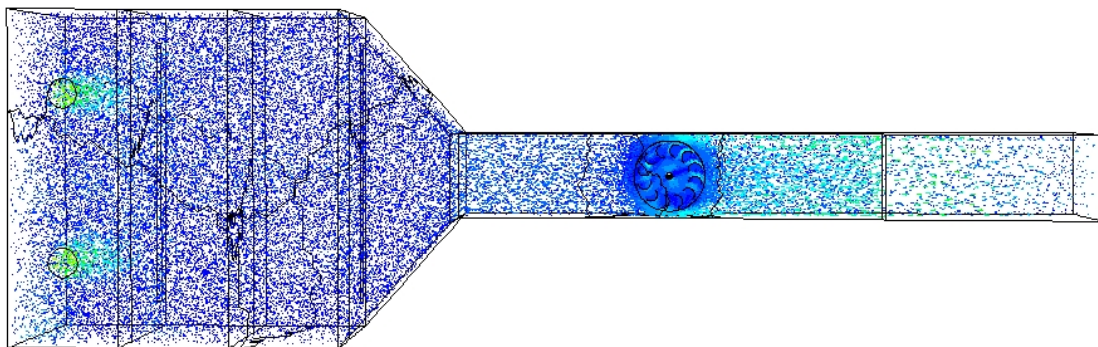


Fig.172 Velocidades para Q_3 y 4 rad/s de giro de turbina (II)

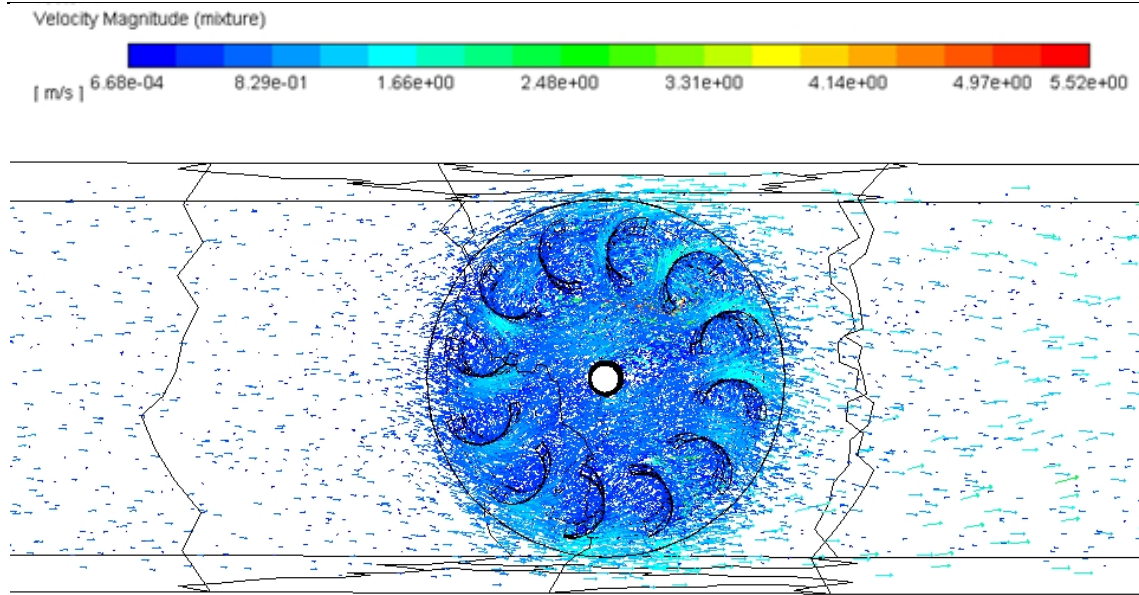


Fig.173 Velocidades para Q_3 y 4 rad/s de giro de turbina (III)

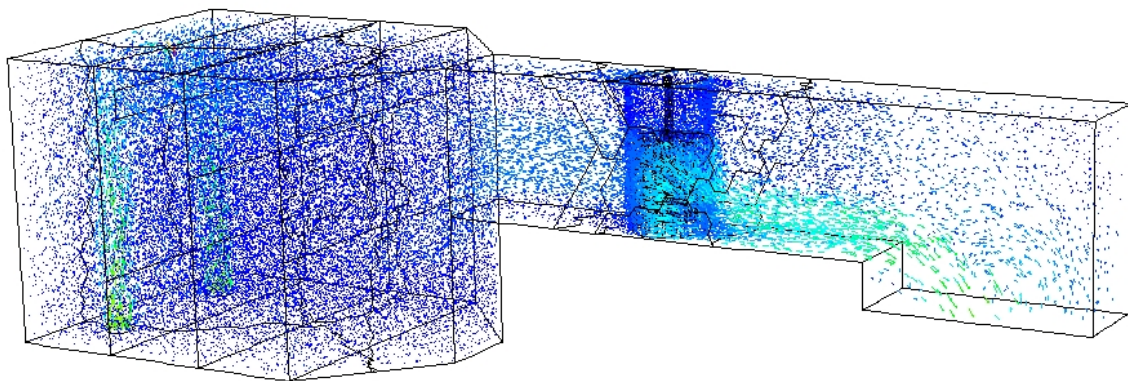


Fig.174 Velocidades para Q_3 y 5 rad/s de giro de turbina (I)

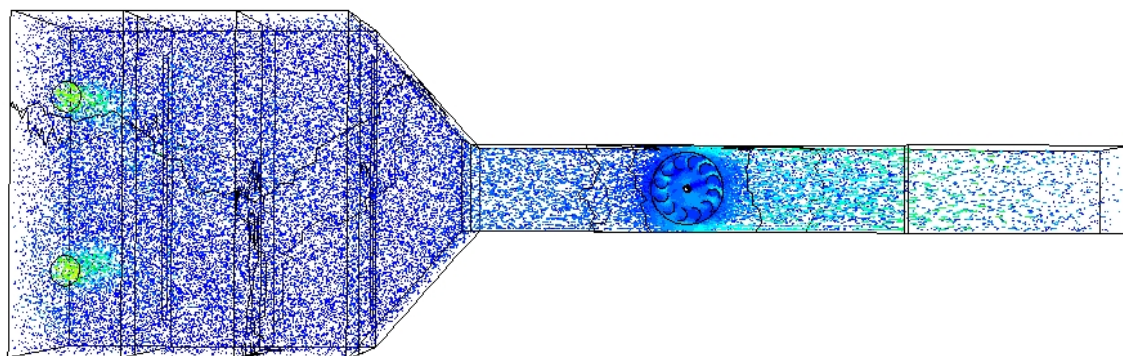


Fig.175 Velocidades para Q_3 y 5 rad/s de giro de turbina (II)

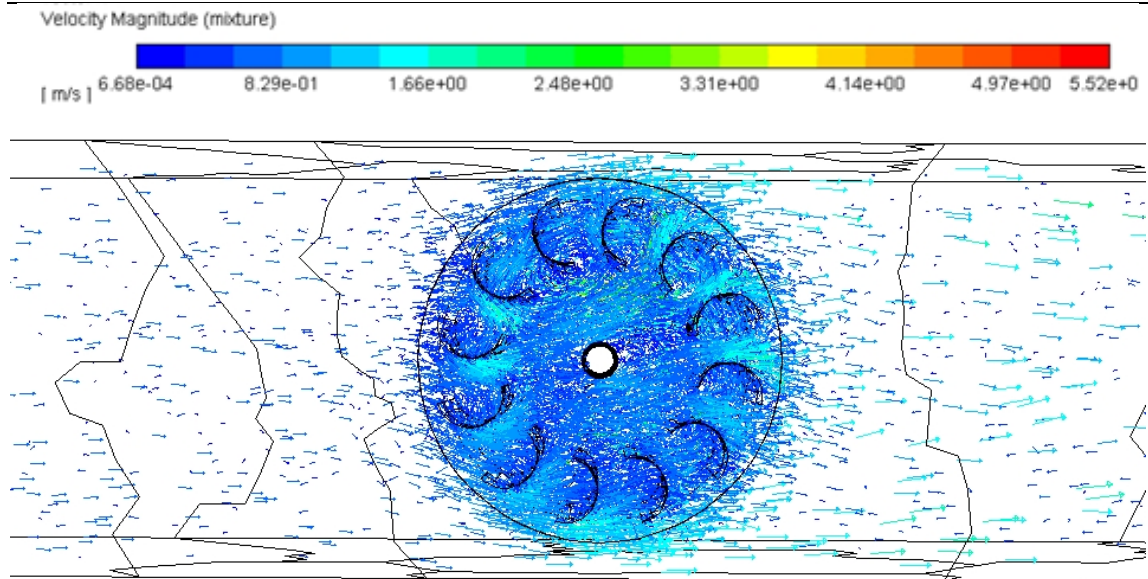


Fig.176 Velocidades para Q_3 y 5 rad/s de giro de turbina (III)

De igual modo, se representa el diagrama de velocidades para Q_7 y velocidades de giro de 3, 4 y 5 rad/s entre las imágenes Fig.177 y Fig.185.

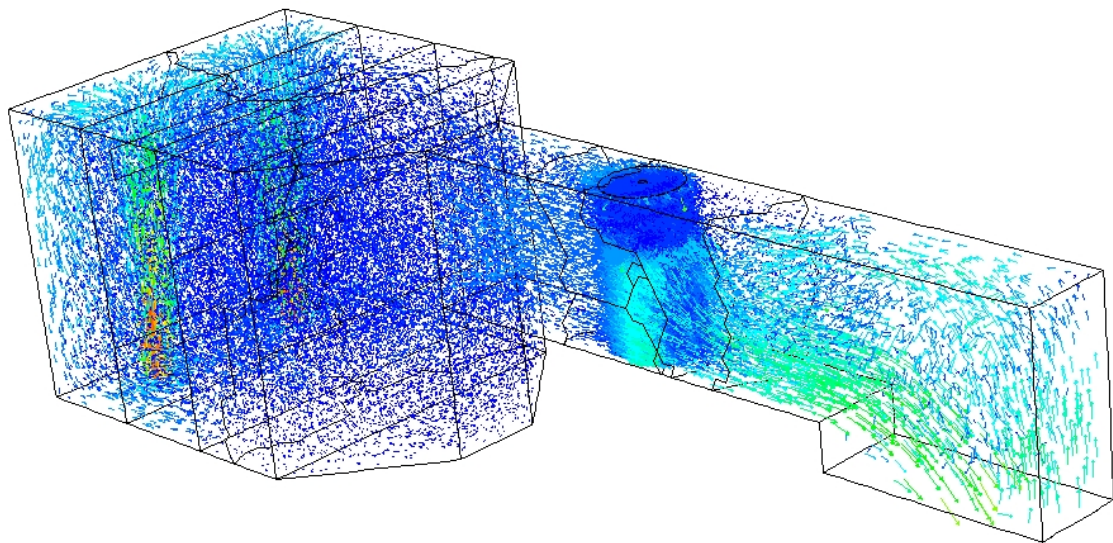


Fig.177 Velocidades para Q_7 y 3 rad/s de giro de turbina (I)

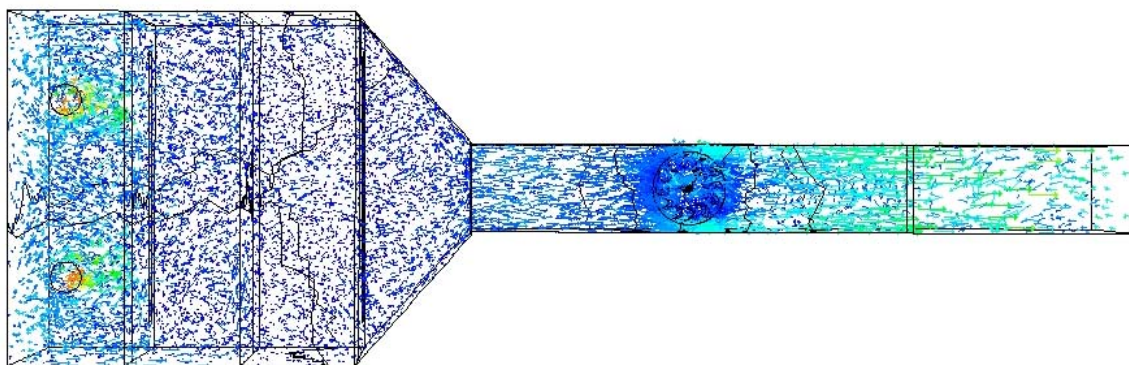


Fig.178 Velocidades para Q_7 y 3 rad/s de giro de turbina (II)

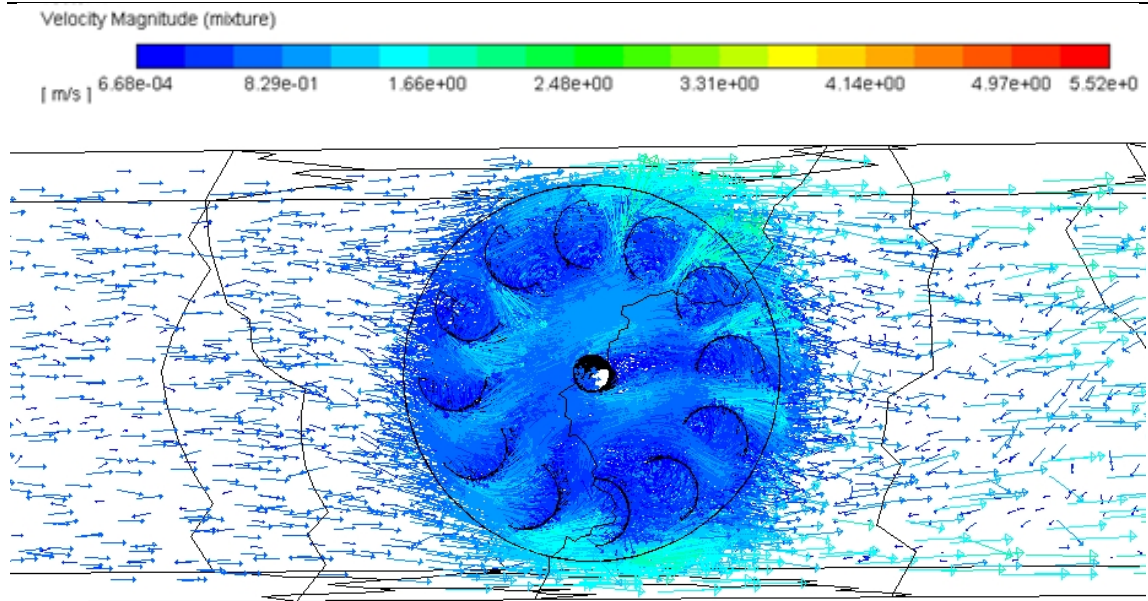


Fig.179 Velocidades para Q_7 y 3 rad/s de giro de turbina (III)

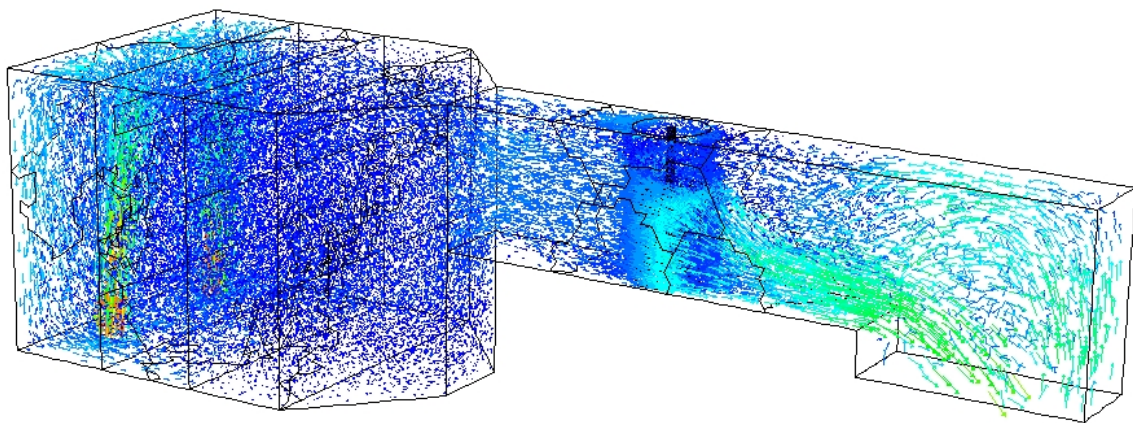


Fig.180 Velocidades para Q_7 y 4 rad/s de giro de turbina (I)

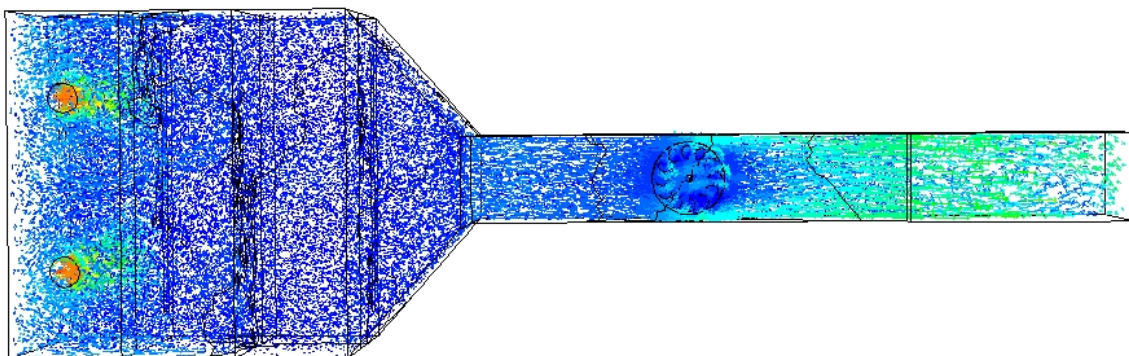


Fig.181 Velocidades para Q_7 y 4 rad/s de giro de turbina (II)

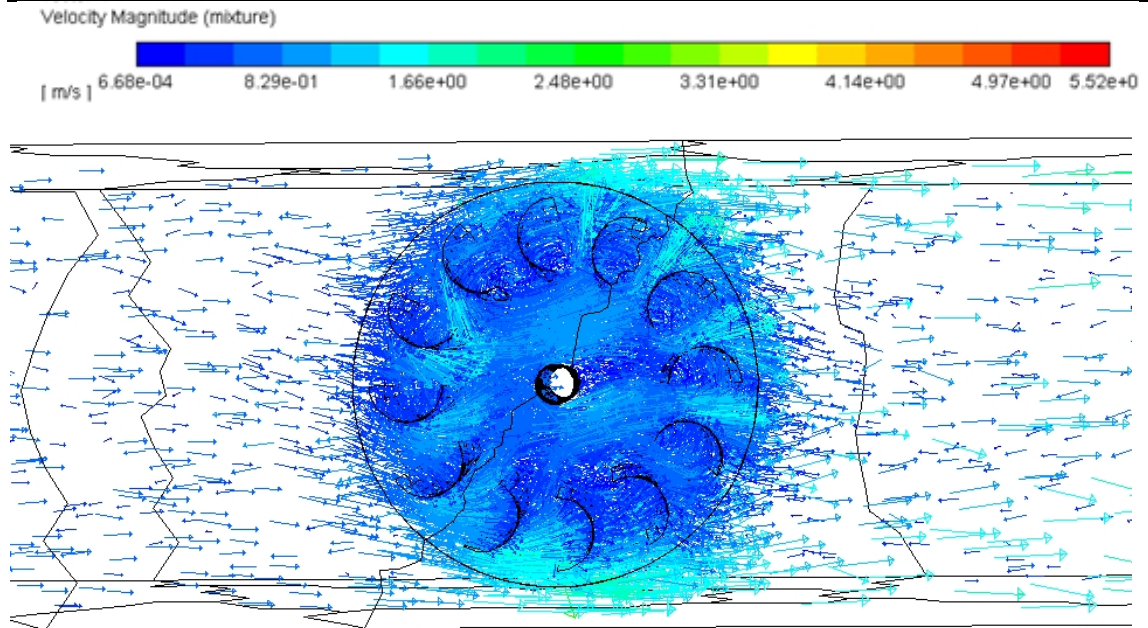


Fig.182 Velocidades para Q_7 y 4 rad/s de giro de turbina (III)

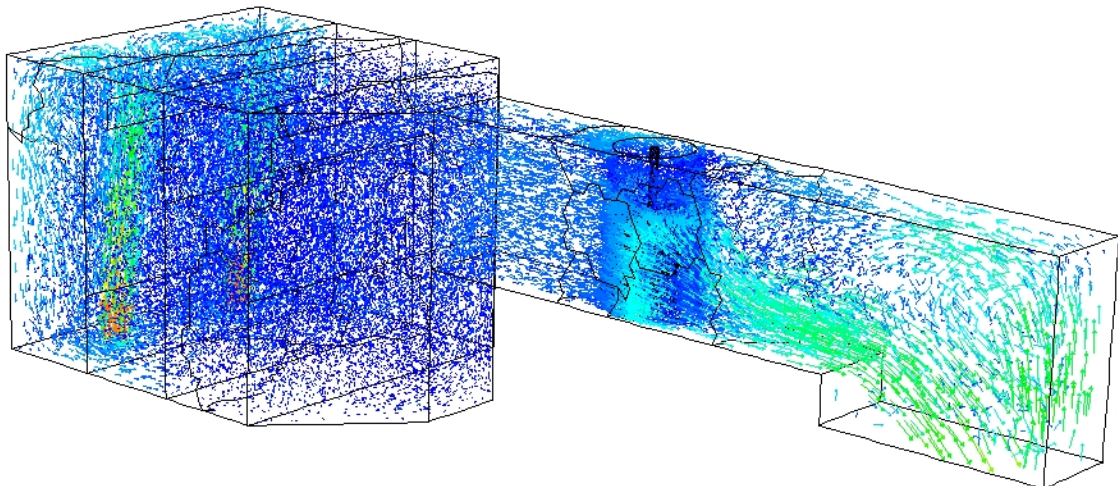


Fig.183 Velocidades para Q_7 y 5 rad/s de giro de turbina (I)

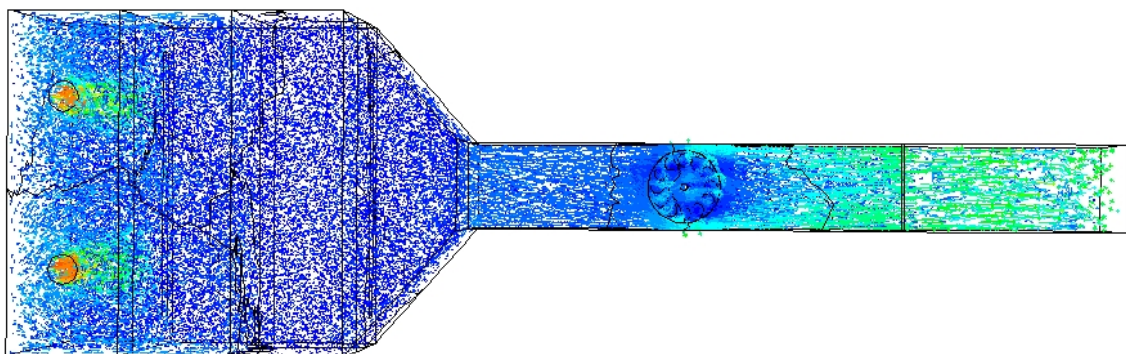
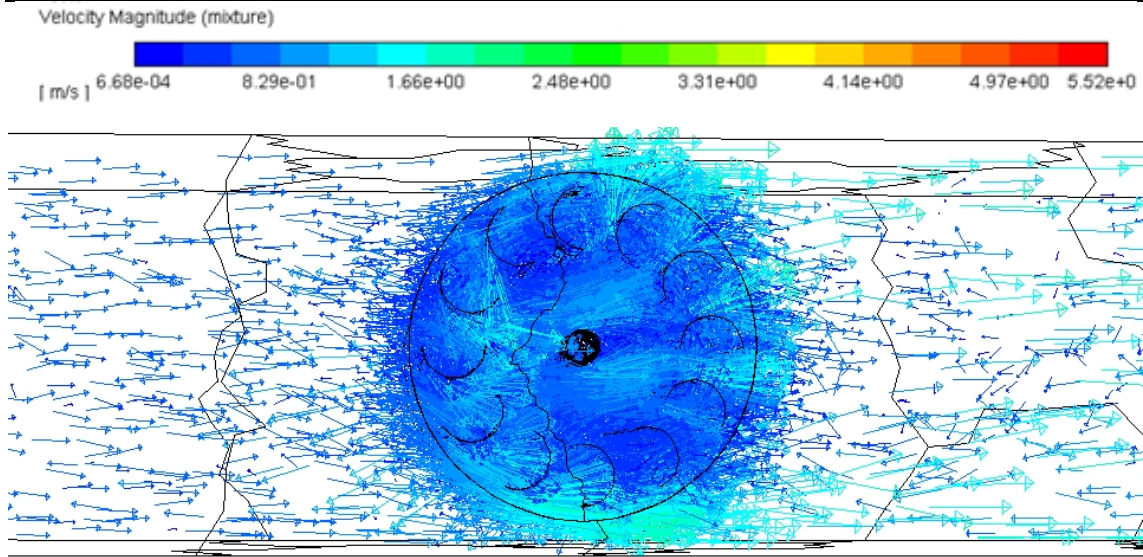


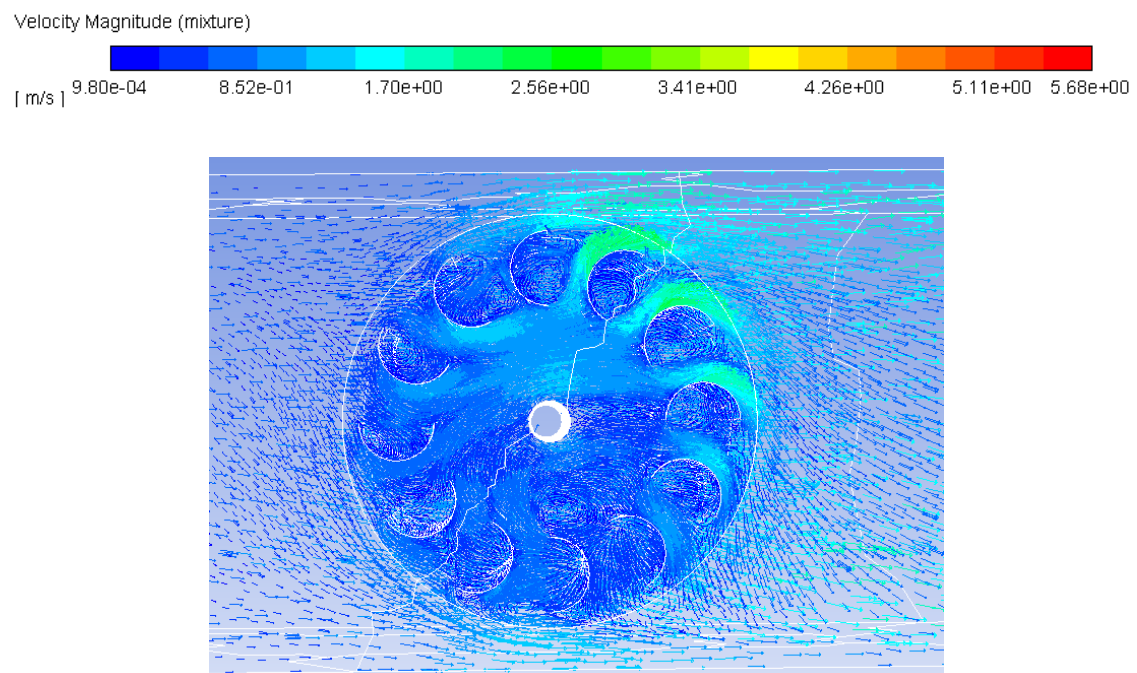
Fig.184 Velocidades para Q_7 y 5 rad/s de giro de turbina (II)

Fig.185 Velocidades para Q_7 y 5 rad/s de giro de turbina (III)

Se aprecia en cada uno de los caudales e independientemente de la velocidad de giro de la turbina, una aceleración en la zona existente entre la turbina y las paredes del canal. Que el flujo esté restringido por el bloqueo motivado por la presencia de la turbina, origina un estrechamiento en el paso del caudal obteniendo como resultado un aumento de la velocidad que influirá positivamente en la energía extraída.

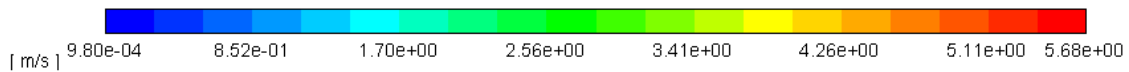
5.3.3. ANÁLISIS DE VELOCIDADES RELATIVAS

Con el análisis de velocidades relativas se observa el movimiento del fluido dentro de la turbina, posibles aceleraciones que influyan en la velocidad final y funcionamiento de los álabes ante posibles desprendimientos. Al ser una turbina cross-flow, el fluido trabaja doblemente al impactar con los álabes a la entrada y a la salida.

Fig.186 Velocidades relativas para Q_7 y 1 rad/s de giro de turbina



Velocity Magnitude (mixture)



En la Fig.186 se aprecia el recorrido del agua en el interior de la turbina cuando se tiene un Q_7 y la turbina gira con un rad/s. Se distinguen las zonas donde más velocidad le imprime al fluido y se puede ver cómo la turbina desvía el agua hacia la pared izquierda según el sentido del flujo por el propio giro. También está presente la aceleración entre los laterales del canal y la turbina. La presencia de desprendimientos en los álabes no resulta significativa.

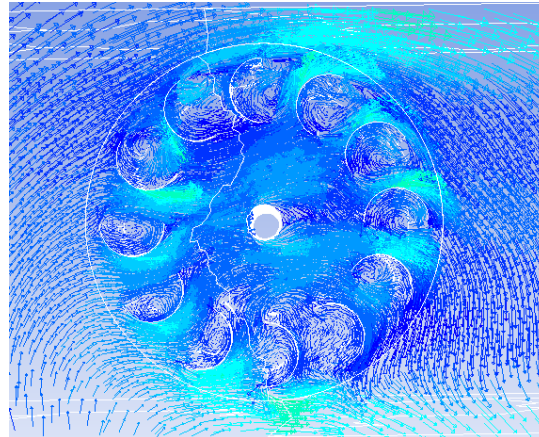
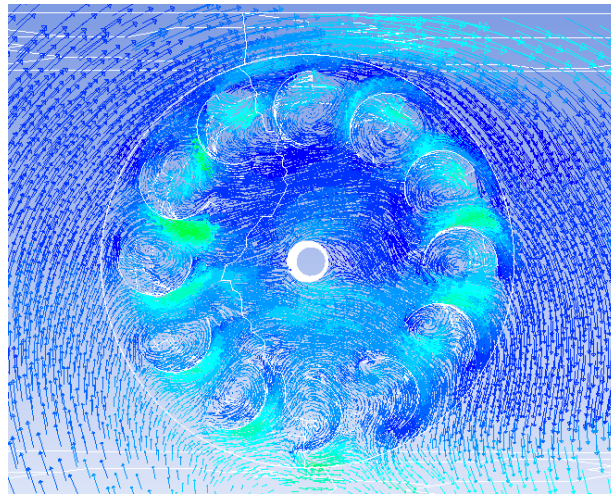
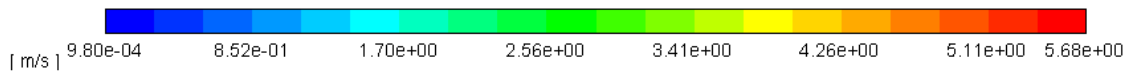


Fig.187 Velocidades relativas para Q_7 y 5,25 rad/s de giro de turbina

En la Fig.187, con un caudal Q_7 y la turbina girando a una velocidad de 5,25 rad/s, se detecta la circulación del agua por la turbina de una manera nítida. De nuevo se observa la aceleración en los costados y en este caso, sí se pueden intuir desprendimientos en los álabes del modelo. A partir de esta observación y para esta magnitud de giro concreto parece que se podría optimizar el tamaño de los álabes, ya que analizando el giro completo existe una parte del álabe que no trabaja como el resto, por lo que en un posterior rediseño de la turbina se podría optimizar la geometría para evitar zonas inertes (ver Fig.188).

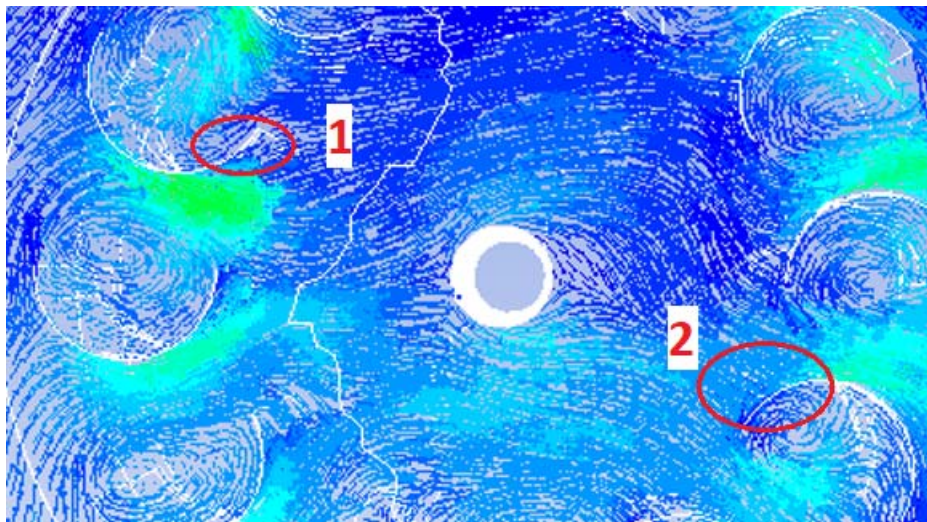


Fig.188 Zonas de álabe afectadas por desprendimientos

Fig.189 Velocidades relativas para Q_7 y 9 rad/s de giro de turbina

En la Fig.189, el caudal representado es el Q_7 con una velocidad de giro que alcanza los 9 rad/s. La aceleración en los costados sigue estando presente y en el interior de la turbina, se aprecia una aceleración más acentuada en donde los álabes participan en casi la totalidad de posiciones del giro.

En este caso también se detectan desprendimientos, pero al analizar la posición opuesta de cada ábabe, esa parte que queda infrautilizada en un lado del giro presenta un empuje en su opuesto, que no mostraba con 5,25 rad/s. En la Fig.190 se observa cómo el ábabe en la situación 1 sufre un desprendimiento relevante que podría derivar en un rediseño, pero en la situación 2 trabaja en la salida del fluido, por lo que su reducción alteraría significativamente el comportamiento de la turbina.

Fig.190 Velocidades relativas para Q_7 y 9 rad/s de giro de turbina



5.4. CORRECCIÓN POR BLOQUEO

Los diferentes ensayos llevados a cabo en esta Tesis se realizan en un canal de dimensiones reducidas que provoca que la microturbina esté sometida a un confinamiento que como se ha visto, le proporciona unas características en su comportamiento que nada tiene que ver si se prueba la turbina en campo abierto o en canales donde la influencia del bloqueo sea irrelevante. Por lo tanto, resulta necesario corregir los valores que caracterizan a la microturbina obtenidos en los tests de laboratorio para adecuarlos a la situación sin bloqueo.

Como se ha abordado en capítulos anteriores, el bloqueo se define como el efecto de interacción entre un cuerpo bajo una condición de flujo restringido y los límites que lo rodean. La principal consecuencia derivada de someter una microturbina al bloqueo es el aumento de la potencia y el empuje en comparación con el flujo abierto. Ello es debido al aumento de la velocidad de flujo alrededor del cuerpo, un cambio de presión en la estela, y gradientes de presión longitudinales asociados a la capa límite del tanque y pérdidas de fluidos (Glauert, 1933).

La mayoría de los métodos de corrección de bloqueo se basan en la teoría tradicional del disco actuador, adaptada para el caso especial de un flujo bloqueado, en donde la turbina se considera como un disco actuador donde se produce discontinuidad de presión. Estos métodos pretenden obtener una velocidad equivalente de flujo libre en función de diferentes variables como relación de bloqueo (β), coeficiente de empuje (C_t) o cómo se expande la estela aguas abajo. Para cada método de corrección de bloqueo se proporciona una relación entre la velocidad del tanque (U_t) y la velocidad del flujo libre (U_f) correspondiente, lo que origina las siguientes correcciones para TSR, C_t y C_p :

$$TSR_{correctado} = TSR \frac{U_t}{U_f} \tag{29}$$

$$C_{t_{correctado}} = C_t \left(\frac{U_t}{U_f} \right)^2 \tag{30}$$

$$C_{p_{correctado}} = C_p \left(\frac{U_t}{U_f} \right)^3 \tag{31}$$

En la Tabla 28 se muestran los métodos de corrección más comunes, aunque ninguno de ellos considera los efectos de la superficie libre.

Tabla 28. Métodos de corrección de bloqueo

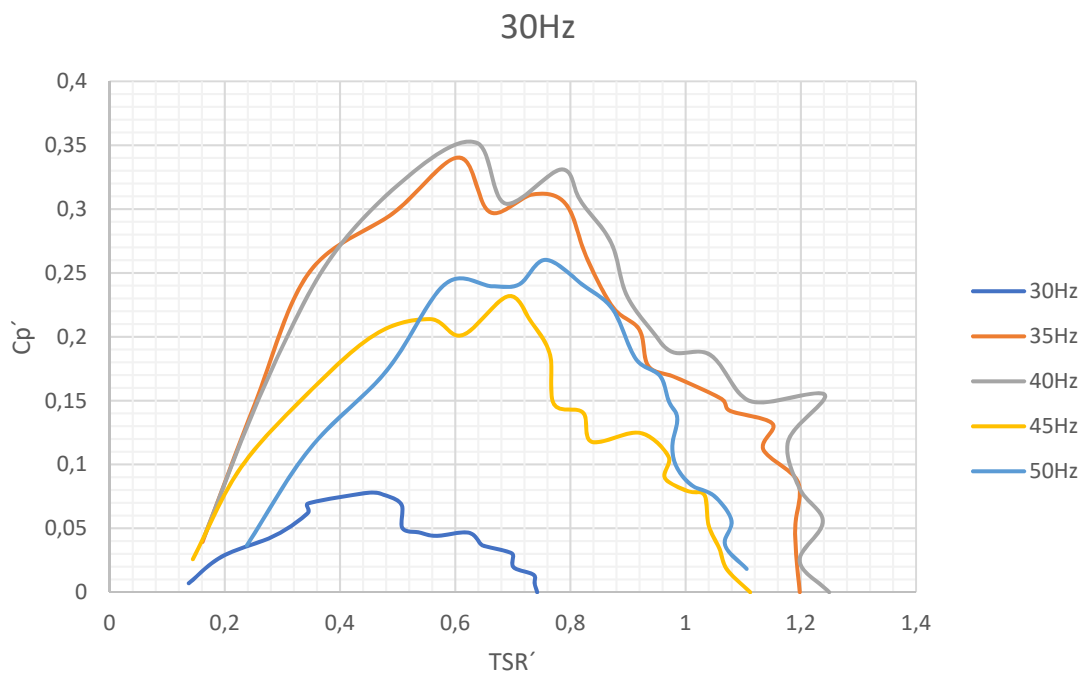
Method	U_t/U_f	Obs.
Glauert	$\left(1 + \frac{\beta C_T}{4\sqrt{1-C_T}} \right)^{-1}$	only if $C_T < 1$
Maskell	$\sqrt{1 - \epsilon \beta C_T}$	ϵ empirical factor
Pope	$(1 + \epsilon_i)^{-1}$	ϵ_i empirical factor
Mikkelsen	$\left(u + \frac{C_T}{4u} \right)^{-1}$	$u = 1 - a$
Bahaj	$\frac{U_1/U_T}{\left(\frac{U_1}{U_T} \right)^2 + \frac{C_T}{4}}$	U_1 as in orig. art.
Werle	$1 - \beta$	preliminary method



Como la mayoría dependen de C_t y no consideran el efecto de la superficie libre, en esta Tesis se propone un método de corrección consistente en calcular una nueva velocidad en función de un factor que surge de restar el área de la turbina al área de la sección transversal del canal y dividirlo por esa sección transversal. Imita la condición de U_t/U_f de Werle expuesta en la Tabla 28. Se obtiene un coeficiente por el que se dividirá la velocidad original para obtener esa nueva velocidad de flujo libre, con la cual calculamos los nuevos valores (Fig.191).

Tabla 29. Factores de corrección.

Q	V1	S1	S turbina	S1- Sturbina	Relación Bloqueo	V'
0,064	0,540476	0,1184	0,069	0,0494	0,417299	1,29517696
0,071	0,542381	0,1309	0,069	0,0619	0,472897	1,1469316
0,076	0,54819	0,1386	0,069	0,0696	0,502301	1,09135906
0,081	0,562381	0,1440	0,069	0,0750	0,520935	1,07956123
0,085	0,566	0,1502	0,069	0,0812	0,540541	1,04709877



Se pueden observar valores más razonables en el rendimiento de las turbinas alcanzando coeficientes de potencia más lógicos. Además, se observa que los valores máximos de C_p se encuentran por debajo de valores de TSR igual a uno, algo completamente coherente pues confirma que la turbina es de arrastre.

5.5. ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO

Para analizar el rendimiento de la turbina más allá del calculado en el apartado anterior y aquel obtenido directamente de las pruebas experimentales, se realizará un cálculo básico de



diferencias de energía antes y después del prototipo. Una vez calculada la diferencia energética entre esos dos puntos, se relaciona con la potencia obtenida lo que proporcionará el rendimiento real de la turbina, reflejando el resultado en la Tabla 29, en donde se observa la poca cantidad de energía aprovechada por la turbina de la total disponible, en torno al 5-6%.

Tabla 29. Análisis del rendimiento del prototipo para C_p máximos.

Q	γ_1	V1	γ_0	V0	E0	E1	E0-E1	E0-E1 W	Pot real obtenida W	%
0,064	0,167	1,279	0,395	0,538	0,409	0,250	0,159	99,830	5,750	5,760
0,071	0,179	1,324	0,436	0,540	0,451	0,268	0,183	127,310	7,210	5,663
0,076	0,187	1,355	0,462	0,544	0,477	0,281	0,197	146,364	8,970	6,129
0,081	0,195	1,384	0,480	0,561	0,496	0,293	0,203	161,355	9,970	6,179
0,085	0,202	1,406	0,493	0,566	0,510	0,302	0,207	172,619	10,290	5,961



6. CONCLUSIONES





6.1. CONCLUSIONES

Se han llevado a cabo en esta Tesis la prueba experimental y el ensayo numérico del test para generar potencia a través de una microturbina de eje vertical sumergida en un canal cuyo caudal presenta velocidades sensiblemente más lentas que las empleadas habitualmente en la obtención de potencia.

El primer hito alcanzado ha sido lograr obtener potencia a partir de un dispositivo de tan reducido tamaño sumergido en un flujo con tan poca velocidad. Se cumple así el objetivo de poder generar energía por medio de una instalación que no requiera grandes inversiones económicas iniciales ni un mantenimiento exhaustivo que encarezca su operación. Como resulta lógico si tenemos en cuenta la etapa en la que se encuentra esta tecnología, la cantidad de energía extraída aun dista bastante de lo que se podría considerar como rentable, pero esta investigación no es más que el inicio de un camino que permita consolidar este sistema dentro del panorama de la microgeneración.

Complementariamente se ha construido un modelo de CFD que reproduce los trabajos llevados a cabo en el canal. La simulación presenta unos resultados prácticamente parejos al experimento real, lo que ha permitido validar el modelo, alcanzando así otro de los objetivos de la Tesis. Así pues, se ha generado una herramienta de cálculo que permitirá continuar con esta línea de investigación y en donde se facilita la modificación de sus características iniciales y de sus condiciones de contorno. De esta manera se podrá profundizar en el estudio sobre el funcionamiento de cualquier tipo de turbina bajo cualquier condicionante, otorgando al equipo investigador una herramienta que multiplicará su capacidad de análisis.

En lo referente a los resultados obtenidos tanto en el experimental como en el numérico, se debe destacar la influencia del bloqueo en el comportamiento del dispositivo. Se han comprobado sus efectos mediante los análisis llevados a cabo y se concluye que si en campo abierto el C_p máximo que se puede obtener de una turbina es aproximadamente el 60% según la ley de Betz, el confinamiento del flujo motivado por las paredes y fondo del canal incrementa ese valor debido al aumento de velocidad registrado en el entorno de la turbina por la pérdida lógica de sección y al efecto de la elevación de la superficie libre. En esta Tesis se han registrado incluso valores de C_p de hasta 1,6 obteniendo un rendimiento de turbina del 160%. Obviamente carece de sentido basarse en la ley de Betz en estos casos, ya que aparte de la energía cinética propia del fluido en el campo abierto, en el confinado existe un aumento de velocidad en torno a la turbina y se debe contar con la influencia de la energía potencial provocando la obtención de valores por encima del 100%. En definitiva, el bloqueo motivado por una turbina en un canal mejora las prestaciones del dispositivo de una manera significativa.

Ahora bien, para conocer el comportamiento de esta turbina fuera del laboratorio, resulta necesario emplear algún método de corrección que diluya los efectos del bloqueo, ausentes en el campo abierto. Para ello, y tras analizar la escasa literatura al respecto en especial con influencia de la superficie libre, se desarrolla un método en función de las superficies transversales de la turbina y del propio canal para lograr obtener la velocidad del flujo libre que permita conocer cómo sería el desempeño del prototipo sin restricciones físicas. Tras aplicar la corrección a los valores iniciales se observa cómo descienden los valores de C_p hasta rangos más lógicos. Además, los valores registrados indican que la turbina funciona como una turbina de arrastre, ya que los registros máximos de C_p para cada caudal ensayado se obtienen para TSR inferiores a la unidad.



6.2. TRABAJOS FUTUROS

A partir de los resultados de esta Tesis y la validación del modelo numérico, resulta posible estudiar el comportamiento de diferentes tipos de microturbinas en multitud de condiciones con el objetivo de profundizar en los efectos que el bloqueo origina en el rendimiento del dispositivo y lograr a su vez un desarrollo de la técnica de generación de energía en corrientes de baja velocidad que nos acerque un poco más a la ansiada rentabilidad.

De la misma manera, se debe profundizar en el desarrollo de posibles métodos de corrección del bloqueo para lograr un conocimiento de cada turbina tanto en campo cerrado como campo abierto y trabajar para la optimización de los dispositivos en función de las localizaciones.





7. BIBLIOGRAFÍA





- Adcock, T. A. A., Draper, S., Houlsby, G. T., Borthwick, A. G. L., & Serhadlioglu, S. (2013). The available power from tidal stream turbines in the Pentland Firth. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 469(2157), 20130072–20130072. <https://doi.org/10.1098/rspa.2013.0072>
- Adcock, Thomas A.A., Draper, S., & Nishino, T. (2015). Tidal power generation – A review of hydrodynamic modelling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 229(7), 755–771. <https://doi.org/10.1177/0957650915570349>
- Allsop, S., Peyrard, C., Thies, P. R., Boulougouris, E., & Harrison, G. P. (2017). Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element momentum theory. *Ocean Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.06.040>
- Andersson, B., Andersson, R., Hakansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R., & van Wachem, B. (2011). Computational Fluid Dynamics for Engineers. In *Computational Fluid Dynamics for Engineers* (Vol. 9781107018). <https://doi.org/10.1017/CBO9781139093590>
- Anyi, M., & Kirke, B. (2010). Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities. *Energy for Sustainable Development*, 14(2), 110–116. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.02.003>
- Athron, P., Balazs, C., Bringmann, T., Buckley, A., Chrzęszcz, M., Conrad, J., ... Wild, S. (2017). GAMBIT: the global and modular beyond-the-standard-model inference tool. *European Physical Journal C*. <https://doi.org/10.1140/epjc/s10052-017-5321-8>
- Atlantis. (2019). *The AR1500 turbine*. Retrieved from <https://www.atlantisresourcesltd.com/wp/wp-content/uploads/2016/08/AR1500-Brochure-Final-1.pdf>
- Babarit, A. (2013). On the park effect in arrays of oscillating wave energy converters. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.03.008>
- Bachant, P., & Wosnik, M. (2011). Experimental Investigation of Helical Cross-Flow Axis Hydrokinetic Turbines, Including Effects of Waves and Turbulence. *ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference: Volume 1, Symposia – Parts A, B, C, and D*, 1895–1906. <https://doi.org/10.1115/AJK2011-07020>
- Bachant, P., & Wosnik, M. (2015). Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318–325. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.049>
- Bahaj, A. S., & Myers, L. E. (2003). Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production. *Renewable Energy*, 28(14), 2205–2211. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(03\)00103-4](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(03)00103-4)
- Bahaj, A. S., Myers, L. E., Rawlinson-Smith, R. I., & Thomson, M. (2012). The Effect of Boundary Proximity Upon the Wake Structure of Horizontal Axis Marine Current Turbines. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. <https://doi.org/10.1115/1.4004523>
- Bahaj, A.S., Molland, A. F., Chaplin, J. R., & Batten, W. M. J. (2007). Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, 32(3), 407–426. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.012>
- Bahaj, Abubakr S. (2011). Generating electricity from the oceans. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(7), 3399–3416. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.032>



- Bai, X., Avital, E. J., Munjiza, A., & Williams, J. J. R. (2014). Numerical simulation of a marine current turbine in free surface flow. *Renewable Energy*, *63*, 715–723. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.09.042>
- Baker, J. R. (1983). Features to aid or enable self starting of fixed pitch low solidity vertical axis wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(83\)90206-4](https://doi.org/10.1016/0167-6105(83)90206-4)
- Batten, W. M. J., Bahaj, A. S., Molland, A. F., & Chaplin, J. R. (2006). Hydrodynamics of marine current turbines. *Renewable Energy*, *31*(2), 249–256. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.08.020>
- Belloni, C. (2013). *Hydrodynamics of Ducted and Open-Centre Tidal Turbines*. Retrieved from <http://www2.eng.ox.ac.uk/civil/publications/theses/belloni>
- Belloni, C. S. K., & Willden, R. H. J. (2011). Flow Field and Performance Analysis of Bidirectional and Open-centre Ducted Tidal Turbines. *EWTEC 2011 Proceedings*.
- Betschart, M. (2012). Andritz Hydro Hammerfest. *Ocean Renewable Energy Group Annual Conference*. Retrieved from <http://www.marinerenewables.ca/wp-content/uploads/2012/09/Michael-Betschart-OREG-2012.pdf>
- Betz, A. (1920a). Das {M}aximum der theoretisch möglichen {A}usnutzung des {W}indes durch {W}indmotoren. *Zeitschrift Für Das Gesamte Turbinenwes.*
- Betz, A. (1920b). Das {M}aximum der theoretisch möglichen {A}usnutzung des {W}indes durch {W}indmotoren. *Zeitschrift Für Das Gesamte Turbinenwes.*, *26*, 307–309.
- Binnie, C. (2016). Tidal energy from the Severn estuary, UK. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Energy*, *169*(1), 3–17. <https://doi.org/10.1680/jener.14.00025>
- Birjandi, A. H., Bibeau, E. L., Chatoorgoon, V., & Kumar, A. (2013). Power measurement of hydrokinetic turbines with free-surface and blockage effect. *Ocean Engineering*, *69*, 9–17. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2013.05.023>
- Blackmore, T., Myers, L. E., & Bahaj, A. S. (2016). Effects of turbulence on tidal turbines: Implications to performance, blade loads, and condition monitoring. *International Journal of Marine Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2016.04.017>
- Blunden, L. S., & Bahaj, A. S. (2006). Initial evaluation of tidal stream energy resources at Portland Bill, UK. *Renewable Energy*, *31*(2), 121–132. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.08.016>
- BP. (2018). 67 th edition Contents is one of the most widely respected. *Statistical Review of World Energy*, 1–56. Retrieved from <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2018-full-report.pdf>
- Bryden, I. G., Naik, S., Fraenkel, P., & Bullen, C. R. (1998). Matching tidal current plants to local flow conditions. *Energy*. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(98\)00021-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00021-8)
- Bryden, Ian G., Couch, S. J., Owen, A., & Melville, G. (2007). Tidal current resource assessment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, *221*(2), 125–135. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE238>
- Burton, T., Jenkins, N., Sharpe, D., & Bossanyi, E. (2011). Wind Energy Handbook, Second Edition. In *Wind Energy Handbook, Second Edition*. <https://doi.org/10.1002/9781119992714>



- Calcagno, G., Salvatore, F., Greco, L., Moroso, A., & Eriksson, H. (2006). Experimental and Numerical investigation of an Innovative Technology for Marine Current Exploitation: the Kobold Turbine. *Proceedings of the Sixteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*.
- Chaineux, M. C., & Charlier, R. H. (2008). Women's tidal power plant Forty candles for Kislaya Guba TPP. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.013>
- Charlier, R. H. (2007). Forty candles for the Rance River TPP tides provide renewable and sustainable power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.03.015>
- Chen, T. Y., & Liou, L. R. (2011). Blockage corrections in wind tunnel tests of small horizontal-axis wind turbines. *Experimental Thermal and Fluid Science*.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.12.005>
- Clément, A. H., & Babarit, A. (2012). Discrete control of resonant wave energy devices. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. <https://doi.org/10.1098/rsta.2011.0132>
- Coiro, D. P., Nicolosi, F., De Marco, A., Melone, S., Montella, F., & Isope. (2005a). Dynamic behavior of novel vertical axis tidal current turbine: Numerical and experimental investigations. In *Proceedings of the Fifteenth*.
- Coiro, D. P., Nicolosi, F., De Marco, A., Melone, S., Montella, F., & Isope. (2005b). Dynamic behavior of novel vertical axis tidal current turbine: Numerical and experimental investigations. In *Proceedings of the Fifteenth* (pp. 469–476).
- Consul, C. A., Willden, R. H. J., & McIntosh, S. C. (2013). Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 371(1985).
<https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0299>
- Consul, C. a, Willden, R. H. J., Ferrer, E., & McCulloch, M. D. (2009). Influence of Solidity on the Performance of a Cross-Flow Turbine. *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden*.
- Cretel, J. A. M., Lightbody, G., Thomas, G. P., & Lewis, A. W. (2011). Maximisation of energy capture by a wave-energy point absorber using model predictive control. *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*. <https://doi.org/10.3182/20110828-6-IT-1002.03255>
- Cummins, P. F., Karsten, R. H., & Arbic, B. K. (2010). The semi-diurnal tide in Hudson strait as a resonant channel oscillation. *Atmosphere - Ocean*. <https://doi.org/10.3137/OC307.2010>
- Daskiran, C., Riglin, J., & Oztekin, A. (2017). *Numerical Analysis of Blockage Ratio Effect on a Portable Hydrokinetic Turbine*. (November), V007T09A064.
<https://doi.org/10.1115/imece2016-65828>
- Davila-Vilchis, J. M., & Mishra, R. S. (2014). Performance of a hydrokinetic energy system using an axial-flux permanent magnet generator. *Energy*, 65, 631–638.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.040>
- Day, A. H., Babarit, A., Fontaine, A., He, Y. P., Kraskowski, M., Murai, M., ... Shin, H. K. (2015). Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices: A state of the art review. *Ocean Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.05.036>



- de la Torre, O., Moore, D., Gavigan, D., & Goggins, J. (2018). Accelerated life testing study of a novel tidal turbine blade attachment. *International Journal of Fatigue*, 114, 226–237. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.05.029>
- Denny, E. (2009). The economics of tidal energy. *Energy Policy*. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.01.009>
- Department of Energy & Climate Change. (2013). Wave and tidal energy: part of the UK's energy mix.
- Divett, T., Vennell, R., & Stevens, C. (2016). Channel-scale optimisation and tuning of large tidal turbine arrays using LES with adaptive mesh. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.048>
- Draper, S., Adcock, T. A. A., Borthwick, A. G. L., & Houlby, G. T. (2014a). A note on the power potential of tidal currents in channels. *International Journal of Marine Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2014.05.001>
- Draper, S., Adcock, T. A. A., Borthwick, A. G. L., & Houlby, G. T. (2014b). Estimate of the tidal stream power resource of the Pentland Firth. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.10.015>
- Edmunds, M., Malki, R., Williams, A. J., Masters, I., & Croft, T. N. (2014). Aspects of tidal stream turbine modelling in the natural environment using a coupled BEM-CFD model. *International Journal of Marine Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2014.07.001>
- Elghali, S. E. Ben, Benbouzid, M. E. H., & Charpentier, J. F. (2007). Marine Tidal Current Electric Power Generation Technology: State of the Art and Current Status. *2007 IEEE International Electric Machines & Drives Conference*, 1407–1412. <https://doi.org/10.1109/IEMDC.2007.383635>
- EMEC. (2017). EMEC: European Marine Energy Centre.
- EMEC. (2019). Open Hydro. Retrieved March 21, 2019, from <http://www.emec.org.uk/about-us/our-tidal-clients/open-hydro/>
- Energy, B. T. (2019). Blue Tide. Retrieved May 3, 2019, from <http://bluetidalenergy.com/>
- Energy, E. O. (2017). Europe needs ocean energy. Retrieved April 23, 2019, from <http://www.oceanenergy-europe.eu/ocean-energy/>
- ESRU, U. of S. (2013). Technology: Vertical Axis Turbine. Retrieved May 3, 2019, from http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/05-06/marine_renewables/technology/vertaxis.htm
- Esteban, M., & Leary, D. (2012). Current developments and future prospects of offshore wind and ocean energy. *Applied Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.06.011>
- European Ocean Energy Association. (2010). Oceans of energy: European oceans energy roadmap 2010-2050. In *OEA-Technical-Library*.
- Evans, D. V. (1976). A theory for wave-power absorption by oscillating bodies. *Journal of Fluid Mechanics*. <https://doi.org/10.1017/S0022112076001109>
- Fairley, I., Evans, P., Wooldridge, C., Willis, M., & Masters, I. (2013). Evaluation of tidal stream resource in a potential array area via direct measurements. *Renewable Energy*, 57, 70–78. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.01.024>



- Falcão, A. F. d. O. (2010). Wave energy utilization: A review of the technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.003>
- Falnes, J. (2007). A review of wave-energy extraction. *Marine Structures*. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2007.09.001>
- Falnes, J., & Budal, K. (1978). Wave - power conversion by point absorbers. *Norwegian Maritime Research*.
- Falnes, J., & Løvseth, J. (1991). Ocean wave energy. *Energy Policy*. [https://doi.org/10.1016/0301-4215\(91\)90046-Q](https://doi.org/10.1016/0301-4215(91)90046-Q)
- Farley, F. J. M., Rainey, R. C. T., & Chaplin, J. R. (2012). Rubber tubes in the sea. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. <https://doi.org/10.1098/rsta.2011.0193>
- Folley, M., & Whittaker, T. J. T. (2009). Analysis of the nearshore wave energy resource. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.01.003>
- Folley, Matt, Babarit, A., Child, B., Forehand, D., O'Boyle, L., Silverthorne, K., ... Troch, P. (2013). *A Review of Numerical Modelling of Wave Energy Converter Arrays*. <https://doi.org/10.1115/omae2012-83807>
- Fraenkel, P. L. (2002). Power from marine currents. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. <https://doi.org/10.1243/095765002760024782>
- Fraenkel, Peter L. (2006). Tidal current energy technologies. *Ibis*. <https://doi.org/10.1111/j.1474-919X.2006.00518.x>
- Fredriksson, S. T., Broström, G., Jansson, M., Nilsson, H., & Bergqvist, B. (2017). Large eddy simulation of the tidal power plant deep green using the actuator line method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 276, 012014. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/276/1/012014>
- Fusco, F., & Ringwood, J. V. (2012). A study of the prediction requirements in real-time control of wave energy converters. *IEEE Transactions on Sustainable Energy*. <https://doi.org/10.1109/TSTE.2011.2170226>
- Gant, S., & Stallard, T. (2008). Modelling a tidal turbine in unsteady flow. *Proceedings of the International Offshore and Polar Engineering Conference*.
- Garrett, C., & Cummins, P. (2004). Generating Power from Tidal Currents. *Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering*, 130(3), 114–118. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-950X\(2004\)130:3\(114\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-950X(2004)130:3(114))
- Garrett, C., & Cummins, P. (2007). The efficiency of a turbine in a tidal channel. *Journal of Fluid Mechanics*, 588, 243–251. <https://doi.org/10.1017/S0022112007007781>
- GCK, T. (2016). Gorlov turbine. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.gcktechnology.com/GCK/pg2.html>
- Glauert, H. (1933). Wind Tunnel Interference on Wings, Bodies and Airscrews. *Aeronautical Research Committee*, (1566), 1–52.
- Gorle, J. M. R., Chatellier, L., Pons, F., & Ba, M. (2016). Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study. *Journal of Fluids and Structures*, 66, 382–402.



- <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.08.003>
- Goundar, J. N., & Ahmed, M. R. (2014). Marine current energy resource assessment and design of a marine current turbine for Fiji. *Renewable Energy*.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.06.036>
- Gunn, K., & Stock-Williams, C. (2012). Quantifying the global wave power resource. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.01.101>
- Gupta, V., & Young, A. M. (2017). A one-dimensional model for tidal array design based on three-scale dynamics. *Journal of Fluid Mechanics*. <https://doi.org/10.1017/jfm.2017.399>
- Hals, J., Bjarne-Larsson, T., & Falnes, J. (2002). Optimum Reactive Control and Control by Latching of a Wave-Absorbing Semisubmerged Heaving Sphere. *21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Volume 4*, 415–423.
<https://doi.org/10.1115/OMAE2002-28172>
- Han, S. H., Park, J. S., Lee, K. S., Park, W. S., & Yi, J. H. (2013). Evaluation of vertical axis turbine characteristics for tidal current power plant based on in situ experiment. *Ocean Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2013.03.005>
- Harrison, M. E., Batten, W. M. J., Myers, L. E., & Bahaj, A. S. (2010). Comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines. *IET Renewable Power Generation*. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2009.0193>
- Hau, E. (2013). Wind turbines: Fundamentals, technologies, application, economics. In *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics*.
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-27151-9>
- Hayward, J., Behrens, S., McGarry, S., & Osman, P. (2012). Economic modelling of the potential of wave energy. *Renewable Energy*, 48, 238–250.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.05.007>
- Hirt, C. ., & Nichols, B. . (1981). Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 39(1), 201–225.
[https://doi.org/10.1016/0021-9991\(81\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0021-9991(81)90145-5)
- Hooper, T., & Austen, M. (2013). Tidal barrages in the UK: Ecological and social impacts, potential mitigation, and tools to support barrage planning. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.001>
- Houlsby, G. T. T., Draper, S., & Oldfield, M. L. G. L. G. (2008). Application of Linear Momentum Actuator Disc Theory to Open Channel Flow by. *Report No. OUEL*, (July 2015), 1–23.
Retrieved from
http://www.researchgate.net/profile/Guy_Houlsby/publication/248622469_Application_of_Linear_Momentum_Actuator_Disc_Theory_to_Open_Channel_Flow/links/53eb365c0cf28f342f451de8.pdf
- Houlsby, G. T., & Vogel, C. R. (2016). The power available to tidal turbines in an open channel flow. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Energy*, 170(1), 12–21.
<https://doi.org/10.1680/jener.15.00035>
- Howell, R., Qin, N., Edwards, J., & Durrani, N. (2010). Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*, 35(2), 412–422.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.025>
- Huckerby, J., Jeffrey, H., Sedgwick, J., Jay, B. and Finlay, L. (2012). An international vision for



- Ocean energy- version II. *Ocean Energy Systems Implementing Agreement*, 20.
- Intergovernmental Panel on Climate Change. (2012). Renewable energy sources and climate change mitigation: special report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. *Choice Reviews Online*, 49(11), 49-6309-49-6309. <https://doi.org/10.5860/CHOICE.49-6309>
- International Energy Agency. (2015). Southeast Asia Energy Outlook. *World Energy Outlook*.
- International Energy Agency. (2017). Coal 2017- Analysis and Forecasts to 2022. In *Market Report Series*. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1787/9789264272514-en>
- International Energy Agency (IEA). (2018). *World Energy Outlook 2018: The Future is Electrifying*. Retrieved from <https://www.iea.org/workshops/world-energy-outlook-2018-the-future-is-electrifying.html>
- International Renewable Energy Agency. (2014). Ocean energy report 2014. In *IRENA*. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77932-2>
- Isaacs, J. D., & Seymour, R. J. (1973). The ocean as a power resource. *International Journal of Environmental Studies*. <https://doi.org/10.1080/00207237308709563>
- Jennings, A. (1980). Wave power. *Physics in Technology*, 11(1), 37–38. <https://doi.org/10.1088/0305-4624/11/1/407>
- Kaldlec, E. G. (1982). Characteristics of Future Vertical Axis Wind Turbines. *Sandia Laboratories Albuquerque NM SAND791068*.
- Karsten, R., Swan, A., & Culina, J. (2013). Assessment of arrays of in-stream tidal turbines in the Bay of Fundy. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0189>
- Kerbiriou, M., Prevosto, M., Maisondieu, C., Clement, A., & Babarit, A. (2007). Influence of Sea-States Description on Wave Energy Production Assessment. *European Wave and Tidal Energy Conference*.
- Khan, N., Kalair, A., Abas, N., & Haider, A. (2017). Review of ocean tidal, wave and thermal energy technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72, 590–604. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.079>
- KIRKE, B., & LAZAUSKAS, L. (2008). Variable Pitch Darrieus Water Turbines. *Journal of Fluid Science and Technology*. <https://doi.org/10.1299/jfst.3.430>
- Koh, W. X. M., & Ng, E. Y. K. (2017). A CFD study on the performance of a tidal turbine under various flow and blockage conditions. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.01.052>
- Kolekar, N., & Banerjee, A. (2015a). *Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects*. 148, 121–133. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.052>
- Kolekar, N., & Banerjee, A. (2015b). Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects. *Applied Energy*, 148, 121–133. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.052>
- Kreft, S., Eckstein, D., & Melchior, I. (2017). Global Climate Risk Index 2017. In *Germanwatch e.V.*



- Lago, L. I., Ponta, F. L., & Chen, L. (2010). Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy for Sustainable Development*, 14(4), 287–296. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.09.004>
- Lanchester, F. W. (1915). A CONTRIBUTION TO THE THEORY OF PROPULSION AND THE SCREW PROPELLER. *Journal of the American Society for Naval Engineers*. <https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1915.tb00408.x>
- Larson, A. (2014). Himalayan run-of-river project depends on new component types. *Power*.
- Lartiga, C., & Crawford, C. (2010). Actuator Disk Modeling in Support of Tidal Turbine Rotor Testing. *3rd International Conference on Ocean Energy*.
- Lawless, M., & Rodger, D. (2016). Development of the European Tidal Database and its Potential Application to Marine Renewables. *Journal of Coastal Research*. <https://doi.org/10.2112/si65-275.1>
- Leishman, J. G. (2011). Aerodynamics of horizontal axis wind turbines. *Environmental Science and Engineering (Subseries: Environmental Science)*. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-88258-9-1>
- Lewis, M., Neill, S. P., Robins, P. E., & Hashemi, M. R. (2015). Resource assessment for future generations of tidal-stream energy arrays. *Energy*, 83, 403–415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.038>
- Li, Y., & Calisal, S. M. (2010). Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine. *Renewable Energy*, 35(10), 2325–2334. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.03.002>
- Lin, X., Zhang, J., Zhang, Y., Zhang, J., & Liu, S. (2019). Comparison of Actuator Line Method and Full Rotor Geometry Simulations of the Wake Field of a Tidal Stream Turbine. *Water*, 11(3), 560. <https://doi.org/10.3390/w11030560>
- López, I., Andreu, J., Ceballos, S., Martínez de Alegría, I., & Kortabarria, I. (2013). Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 413–434. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.07.009>
- Magagna, D., Tzimas, E., Hanmer, C., Badcock-Broe, A., Macgillivray, A., Jeffrey, H., & Raventos, A. (2014). SI-ocean strategic technology agenda for the ocean energy sector: From development to market. *International Conference on the European Energy Market, EEM*. <https://doi.org/10.1109/EEM.2014.6861284>
- Maganga, F., Germain, G., King, J., Pinon, G., & Rivoalen, E. (2010). Experimental characterisation of flow effects on marine current turbine behaviour and on its wake properties. *IET Renewable Power Generation*. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2009.0205>
- McAdam, R. A., Houlby, G. T., Oldfield, M. L. G., & McCulloch, M. D. (2010). Experimental testing of the transverse horizontal axis water turbine. *IET Renewable Power Generation*, 4(6), 510. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2009.0194>
- McTavish, S., Feszty, D., & Nitzsche, F. (2014). An experimental and computational assessment of blockage effects on wind turbine wake development. *Wind Energy*. <https://doi.org/10.1002/we.1648>
- Medici, D., Ivanell, S., Dahlberg, J. Å., & Alfredsson, P. H. (2011). The upstream flow of a wind turbine: Blockage effect. *Wind Energy*. <https://doi.org/10.1002/we.451>
- Merry, S. (2014). Could environmental concerns kill of an environmentally friendly industry?



- Mollison, D., Buneman, O. P., & Salter, S. H. (1976). Wave power availability in the NE Atlantic. *Nature*. <https://doi.org/10.1038/263223a0>
- Monti, P., & Leuzzi, G. (2012). *Analisi delle attuali tecnologie esistenti per lo sfruttamento della energia marina da correnti marine*. *Analisi delle attuali tecnologie esistenti per lo sfruttamento della energia marina da correnti marine* Paolo Monti, Giovan.
- Moriarty, P., & Honnery, D. (2012). What is the global potential for renewable energy? *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 244–252. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.151>
- Mycek, P., Gaurier, B., Germain, G., Pinon, G., & Rivoalen, E. (2014). Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. Part II: Two interacting turbines. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.048>
- Myers, L., & Bahaj, A. S. (2006). Power output performance characteristics of a horizontal axis marine current turbine. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.08.022>
- Myers, L. E., & Bahaj, A. S. (2010). Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators. *Ocean Engineering*, 37(2–3), 218–227. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2009.11.004>
- Myers, L. E., & Bahaj, A. S. (2012). An experimental investigation simulating flow effects in first generation marine current energy converter arrays. *Renewable Energy*, 37(1), 28–36. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.03.043>
- Newman, B. . (1986). Multiple actuator-disc theory for wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 24(3), 215–225. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(86\)90023-1](https://doi.org/10.1016/0167-6105(86)90023-1)
- Newman, B. G. (1983). Actuator-disc theory for vertical-axis wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 15(1–3), 347–355. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(83\)90204-0](https://doi.org/10.1016/0167-6105(83)90204-0)
- Nishino, T., & Willden, R. H. J. (2012). International Journal of Heat and Fluid Flow Effects of 3-D channel blockage and turbulent wake mixing on the limit of power extraction by tidal turbines. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37(0), 123–135. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.05.002>
- Nishino, Takafumi. (2013). Beyond the Betz Theory - Blockage, Wake Mixing and Turbulence. *2nd Oxford Tidal Energy Workshop (OTE 2013)*. <https://doi.org/10.2337/db12-378-655>
- Nishino, Takafumi, & Willden, R. H. J. (2012). The efficiency of an array of tidal turbines partially blocking a wide channel. *Journal of Fluid Mechanics*, 708(May 2014), 596–606. <https://doi.org/10.1017/jfm.2012.349>
- Nishino, Takafumi, & Willden, R. H. J. (2013). Two-scale dynamics of flow past a partial cross-stream array of tidal turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, 730, 220–244. <https://doi.org/10.1017/jfm.2013.340>
- O’Carroll, J. P. J., Kennedy, R. M., Creech, A., & Savidge, G. (2017). Tidal Energy: The benthic effects of an operational tidal stream turbine. *Marine Environmental Research*. <https://doi.org/10.1016/j.marenvres.2017.06.007>
- O’Rourke, F., Boyle, F., & Reynolds, A. (2010). Tidal current energy resource assessment in



- Ireland: Current status and future update. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 3206–3212. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.039>
- Olczak, A., Stallard, T., Feng, T., & Stansby, P. K. (2016). Comparison of a RANS blade element model for tidal turbine arrays with laboratory scale measurements of wake velocity and rotor thrust. *Journal of Fluids and Structures*. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.04.001>
- Oliver, J. E. (2005). Kyoto Protocol. In *Encyclopedia of World Climatology* (pp. 443–443). https://doi.org/10.1007/1-4020-3266-8_118
- Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2019a). Performance enhancement of a Darrieus hydrokinetic turbine with the blocking of a specific flow region for optimum use of hydropower. *Renewable Energy*, 135, 1144–1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.074>
- Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2019b). Velocity and performance correction methodology for hydrokinetic turbines experimented with different geometry of the channel. *Renewable Energy*, 131, 1300–1317. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.027>
- Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2017). Experimental investigations on Darrieus straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement. In *International Journal of Marine Energy* (Vol. 17). <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2017.01.007>
- Peatfield, A. M., Bellamy, N. W., Duckers, L. J., Lockett, F. P., Loughridge, B. W., West, M. J., & White, P. R. S. (1987). WAVE ENERGY: A BRITISH WAY FORWARD WITH THE CIRCULAR SEA CLAM. *IEE Conference Publication*.
- Pelc, R., & Fujita, R. M. (2002). Renewable energy from the ocean. *Marine Policy*. [https://doi.org/10.1016/S0308-597X\(02\)00045-3](https://doi.org/10.1016/S0308-597X(02)00045-3)
- Polagye, B. (2010). Environmental Effects of Tidal Energy Development: A Scientific Workshop. *Management*.
- Power, T. (2016). The world's five biggest tidal power plants. Retrieved May 14, 2019, from <https://www.power-technology.com/features/featuretidal-giants---the-worlds-five-biggest-tidal-power-plants-4211218/>
- Power, V. (2018). Water Power. Retrieved March 3, 2019, from <https://www.verdantpower.com/>
- Previsic, M., Bedard, R., & Hagerman, G. (2004). E2I EPRI Assessment Offshore Wave Energy Conversion Devices. *E2I EPRI WP – 004 – US – Rev 1*.
- Propiedades, M. (n.d.). *ABS-POLIACRILONITRILO BUTADIENO ESTIRENO ABS Polyacrylonitrile butadiene styrene Propiedades Físico-Mecánicas*. Retrieved from <http://www.siim.com/docs/RAE-1018.pdf>
- Ravindran, M., & Abraham, R. (2016). Ocean thermal energy conversion. In *Springer Handbook of Ocean Engineering*. https://doi.org/10.1007/978-3-319-16649-0_48
- Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21). (2018). Policy Landscape. In *Renewables 2018 Global Status Report*.
- REUK. (2018a). The Renewable Energy Website. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.reuk.co.uk/wordpress/tidal/lunar-energy-tidal-power/>



- REUK. (2018b). TidEL turbine. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.reuk.co.uk/wordpress/tidal/tidel-tidal-turbines/>
- REUK. (2018c). World's first open sea tidal turbine. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.reuk.co.uk/wordpress/tidal/worlds-first-open-sea-tidal-turbine/>
- Riglin, J., Carter, F., Oblas, N., Schleicher, W. C., Daskiran, C., & Oztekin, A. (2016). Experimental and numerical characterization of a full-scale portable hydrokinetic turbine prototype for river applications. *Renewable Energy*, *99*, 772–783. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.07.065>
- Riglin, J., Chris Schleicher, W., Liu, I.-H., & Oztekin, A. (2015). Characterization of a micro-hydrokinetic turbine in close proximity to the free surface. *Ocean Engineering*, *110*, 270–280. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.10.026>
- Riglin, J., Schleicher, W. C., & Oztekin, A. (2015). Numerical analysis of a shrouded micro-hydrokinetic turbine unit. *Journal of Hydraulic Research*. <https://doi.org/10.1080/00221686.2015.1032375>
- Riglin, J., Schleicher, W. C., & Oztekin, A. (2016). *Diffuser Optimization for a Micro-Hydrokinetic Turbine*. <https://doi.org/10.1115/imece2014-37304>
- Roberts, A., Thomas, B., Sewell, P., Khan, Z., Balmain, S., & Gillman, J. (2016). Current tidal power technologies and their suitability for applications in coastal and marine areas. *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, *2*(2), 227–245. <https://doi.org/10.1007/s40722-016-0044-8>
- Roh, S. C., & Kang, S. H. (2013). Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine. *Journal of Mechanical Science and Technology*. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0852-x>
- S, C. C. P., & Systems. (2014). *Clean Current Power Systems Incorporated 13*.
- Sahu, B. K. (2018). Wind energy developments and policies in China: A short review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *81*(May 2017), 1393–1405. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.183>
- Sarma, N. K., Biswas, A., & Misra, R. D. (2014). Experimental and computational evaluation of Savonius hydrokinetic turbine for low velocity condition with comparison to Savonius wind turbine at the same input power. *Energy Conversion and Management*, *83*, 88–98. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.070>
- Saulnier, J. B., Clment, A., Falco, A. F. D. O., Pontes, T., Prevosto, M., & Ricci, P. (2011). Wave groupiness and spectral bandwidth as relevant parameters for the performance assessment of wave energy converters. *Ocean Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2010.10.002>
- Schleicher, W. C., Riglin, J. D., & Oztekin, A. (2015). Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.032>
- Schleicher, W Chris, Riglin, J. D., Kraybill, Z. a, & Gardner, G. (2013). Design and Simulation of a Micro Hydrokinetic Turbine. *Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium METS13*.
- Schluntz, J., & Willden, R. H. J. (2015). The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.050>



- Seapowerscrl. (2014). KOBOLD: VERTICAL AXIS MARINE TURBINE. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.seapowerscrl.com/ocean-and-river-system/kobold>
- Serhadlioglu, S., Adcock, T. A. A., Houlsby, G. T., Draper, S., & Borthwick, A. G. L. (2013). Tidal stream energy resource assessment of the Anglesey Skerries. *International Journal of Marine Energy*, 3–4, e98–e111. <https://doi.org/10.1016/j.ijome.2013.11.014>
- Services, T. E. (2006). Water current turbines. Retrieved May 3, 2019, from <http://www.throptonenergy.co.uk/>
- Siegel, S. G., Fagley, C., Seidel, J., & Jeans, T. (2013). 3D Wave Radiation Efficiency of a Double Cycloidal Wave Energy Converter. *EWTEC 2013 Proceedings*.
- Siemec Atlantis Energy. (2019). *SeaGen-S The SeaGen Advantage*. 1–5.
- Simec Atlantis Energy. (2019). Tidal Stream. Retrieved April 18, 2019, from <https://simecatlantis.com/project-development-operation/2915-2-2/>
- Sims, R. E. H. (2004). Renewable energy: A response to climate change. *Solar Energy*. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00101-4](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00101-4)
- Sørensen, J. N. (2012). Aerodynamic analysis of wind turbines. In *Comprehensive Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-087872-0.00209-2>
- Suárez-López, M. J., Espina-Valdés, R., Fernández Pacheco, V. M., Navarro Manso, A., Blanco-Marigorta, E., Álvarez-Álvarez, E., ... Álvarez-Álvarez, E. (2019). A Review of Software Tools to Study the Energetic Potential of Tidal Currents. *Energies*, 12(9), 1673. <https://doi.org/10.3390/en12091673>
- Sun, H., & Kyojuka, Y. (2013). Experimental Validation and Numerical Simulation Evaluation of a Shrouded Tidal Current Turbine. *Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers*, 16(0), 25–32. <https://doi.org/10.2534/jjasnaoe.16.25>
- Sun, X., Chick, J. P., & Bryden, I. G. (2008). Laboratory-scale simulation of energy extraction from tidal currents. *Renewable Energy*, 33(6), 1267–1274. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.06.018>
- Sutherland, G., Foreman, M., & Garrett, C. (2007). Tidal current energy assessment for Johnstone Strait, Vancouver Island. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE338>
- Tabassum-Abbasi, Premalatha, M., Abbasi, T., & Abbasi, S. A. (2014). Wind energy: Increasing deployment, rising environmental concerns. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 270–288. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.019>
- Talukdar, P. K., Kulkarni, V., & Saha, U. K. (2018). Field-testing of model helical-bladed hydrokinetic turbines for small-scale power generation. *Renewable Energy*, 127, 158–167. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.052>
- The Crown Estate. (2012). UK Wave and Tidal Key Resource Areas Project - Summary Report. In *The Crown Estate*.
- Thomsen, J. B., Francesco, F., & Koefoed, J. P. (2015). Summary for Policymakers. In Intergovernmental Panel on Climate Change (Ed.), *Climate Change 2013 - The Physical Science Basis* (pp. 1–30). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Tian, W., Mao, Z., & Ding, H. (2018). Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine. *International Journal of Naval Architecture and*



- Ocean Engineering*, 10(6), 782–793. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006>
- TidalStream. (2019). <http://www.tidalstream.co.uk/html/background.html>. Retrieved May 13, 2019, from <http://www.tidalstream.co.uk/html/background.html>
- U.S. EIA (Org.). (2017). International Energy Outlook 2017 Overview. *U.S. Energy Information Administration*. [https://doi.org/www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2016\).pdf](https://doi.org/www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2016).pdf)
- ULC, V. P. C. (2006). *Technology Evaluation of Existing and Emerging Technologies. Water Current Turbines for River Applications* (Vol. 3502). Retrieved from www.verdantpower.com
- United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC). (2015). Status of Ratification of the Kyoto Protocol.
- US EIA. (2018). International Energy Outlook 2018 (IEO2018) Key takeaways. *International Energy Outlook, IEO2018*.
- Utilisation, L. D. (2012). *Electropompas centrífugas normalizadas "EN 733" 50 Hz n= 2900 rpm*. Retrieved from www.pedrollo.com/public/allegati/F_ES_50Hz.pdf
- van Kuik, G. A. M. (2007). The Lanchester–Betz–Joukowski limit. *Wind Energy*. <https://doi.org/10.1002/we.218>
- Vennell, R. (2010). Tuning turbines in a tidal channel. *Journal of Fluid Mechanics*, 663(May), 253–267. <https://doi.org/10.1017/S0022112010003502>
- Vennell, R. (2012). The energetics of large tidal turbine arrays. *Renewable Energy*, 48, 210–219. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.04.018>
- Vennell, R. (2013). Exceeding the Betz limit with tidal turbines. *Renewable Energy*, 55, 277–285. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.12.016>
- Verdant Power bags \$6 million for final tidal demo. (2018). Retrieved May 5, 2019, from MarineEnergy.biz website: <https://marineenergy.biz/2018/09/14/verdant-power-bags-6m-for-final-tidal-demo/>
- Verdant Power, C. (2006). Technology Evaluation of Existing and Emerging Technologies. *Production*, 3502, 1–48.
- Walker, J. M., Flack, K. A., Lust, E. E., Schultz, M. P., & Luznik, L. (2014). Experimental and numerical studies of blade roughness and fouling on marine current turbine performance. *Renewable Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.012>
- Waters, S., & Aggidis, G. (2016). A World First: Swansea Bay Tidal lagoon in review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 916–921. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.011>
- Whelan, J. I., Graham, J. M. R., & Peiró, J. (2009). A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, 624(April 2009), 281–291. <https://doi.org/10.1017/S0022112009005916>
- Willis, M., Masters, I., Thomas, S., Gallie, R., Loman, J., Cook, A., ... Mason-Jones, A. (2010). Tidal turbine deployment in the Bristol Channel: a case study. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Energy*, 163(3), 93–105. <https://doi.org/10.1680/ener.2010.163.3.93>
- Work, P. A., Haas, K. A., Defne, Z., & Gay, T. (2013). Tidal stream energy site assessment via three-dimensional model and measurements. *Applied Energy*.



<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.08.040>

Worldcolleges.info. (2013). Tidal turbines. Retrieved June 5, 2019, from Offshore turbines website: <http://www.worldcolleges.info/Science-Tech/offshore-turbines.php>

WPI. (2004). Prototype. Retrieved March 23, 2019, from <http://www.wpi.no/index.php?resource=prototype>

Zhang, F., Dai, C. N., Xu, X. F., Wang, C. K., & Ye, Q. (2017). Resource Assessment of Tidal Current Energy in Hangzhou Bay Based on Long Term Measurement. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/68/1/012017>

Zhou, Z., Benbouzid, M., Charpentier, J. F., Sculler, F., & Tang, T. (2017). Developments in large marine current turbine technologies – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.113>