



Diseño y manufactura asistida por computadora en la fabricación de la "Kaplan Turbine Blade"

Computer-aided design and manufacturing in the manufacture of the "Kaplan Turbine Blade"

Projeto e fabricação auxiliados por computador na fabricação da "Kaplan Turbine Blade"

Sócrates Miguel Aquino-Arroba ^I
saquino@epoch.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-6393-9408>

Mesías Heriberto Freire-Quintanilla ^{II}
mefreire@epoch.eu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-0877-1470>

Marco Antonio Ordoñez-Viñan ^{III}
marco.ordonez@epoch.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-9255-3168>

Edwin Rodolfo Pozo-Safla ^{IV}
edwin.pozo@epoch.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-8931-3577>

Correspondencia: saquino@epoch.edu.ec

Ciencias técnicas y aplicadas
Artículo de investigación

***Recibido:** 18 de octubre de 2019 ***Aceptado:** 23 noviembre de 2019 * **Publicado:** 21 de diciembre de 2019

- ^{I.} Ingeniero Mecánico, Máster en Diseño, Producción y Automatización Industrial, Docente de la Facultad de Mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- ^{II.} Ingeniero de Sistemas Informáticos, Magíster en Seguridad Industrial Mención Prevención de Riesgos y Salud Ocupacional, Docente de la Facultad de Mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- ^{III.} Ingeniero Mecánico, Magíster en Eficiencia Energética, Docente UAN en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- ^{IV.} Ingeniero Mecánico, Máster en Diseño, Producción y Automatización Industrial, Docente de la Facultad de Mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.

Resumen

El primer esfuerzo registrado para utilizar una turbina con cuchillas móviles fue en 1867, donde O.W. Ludlow emitió una patente. El “Kaplan Turbine” fue creada inicialmente por Víctor Kaplan, un diseñador austriaco a principios del siglo XX. Una Turbina Kaplan es el resultado de la mejora de los estándares esenciales de la Turbina Francis al incluir cuchillas móviles de altas velocidades. La turbina Kaplan no es lo mismo que sus antecesores en el sentido de que esta permite un espacio de progreso en el que el rodamiento de flujo avanza de espiral a pivote. Las turbinas de Kaplan se introducen con frecuencia en ríos caudalosos. La turbina de bulbo de Kaplan es una turbina controlada y es más adecuada para grandes flujos y circunstancias de baja altura. La cabeza experimentada de la Turbina Kaplan puede extenderse en algún lugar en el rango de 4.9 pies a más de 164 pies. La turbina Kaplan funciona de forma más productiva entre cabezas de 1,5 metros y 15 metros. El artículo hace un análisis sobre el diseño y manufactura asistida por computadora en la fabricación de la “Kaplan turbine blade”, se hace referencia a los modelos de diseño básico y al desarrollo de modelos más avanzados.

Palabras clave: Diseño; manufactura; fabricación; Kaplan; turbina; modelos.

Abstract

The first recorded effort to use a turbine with mobile blades was in 1867, where O.W. Ludlow issued a patent. The Kaplan Turbine was initially created by Victor Kaplan, an Austrian designer at the beginning of the 20th century. A Kaplan Turbine is the result of the improvement of the most essential standards of the Francis Turbine to include mobile blades of high speeds. The Kaplan turbine is not the same as its predecessors in the sense that it allows a space of progress in which the flow bearing moves from spiral to pivot. Kaplan turbines are frequently introduced into large rivers. The Kaplan bulb turbine is a controlled turbine and is best suited for large flows and low altitude circumstances. The experienced head of the Kaplan Turbine can extend somewhere in the range of 4.9 feet to more than 164 feet. The Kaplan turbine works more productively between heads of 1.5 meters and 15 meters. The article makes an analysis on the design and computer-aided manufacturing in the manufacture of the "Kaplan turbine blade", refers to the basic design models and the development of more advanced models.

Keywords: Design; manufacturing; manufacturing; Kaplan; turbine; models.

Resumo

O primeiro esforço registrado para usar uma turbina com pás em movimento foi em 1867, onde O.W. Ludlow emitiu uma patente. A "Kaplan Turbine" foi criada inicialmente por Victor Kaplan, um designer austríaco no início do século XX. Uma turbina Kaplan é o resultado da melhoria dos padrões essenciais da turbina Francis, incluindo lâminas móveis de alta velocidade. A turbina Kaplan não é a mesma que a de seus antecessores, no sentido de permitir um espaço de progresso no qual o fluxo de rolamento avança de espiral para pivô. As turbinas Kaplan são frequentemente introduzidas em grandes rios. A turbina de bulbo Kaplan é uma turbina controlada e é mais adequada para grandes vazões e condições de baixa altura. O chefe experiente da turbina Kaplan pode estender-se entre 4,9 pés e mais de 164 pés. A turbina Kaplan trabalha de forma mais produtiva entre cabeças de 1,5 e 15 metros. O artigo analisa o projeto e a fabricação auxiliados por computador na fabricação da "lâmina da turbina Kaplan", refere-se aos modelos básicos de projeto e ao desenvolvimento de modelos mais avançados.

Palavras-chave: Design; fabricação; fabricação; Kaplan; turbina; modelos.

Introducción

Una turbina Kaplan es fundamentalmente una hélice con palas móviles dentro de un tubo. Es una turbina de flujo giratorio, lo que implica que el curso del flujo no cambia cuando atraviesa el rotor. El delta gestiona que las paletas pueden abrirse y cerrarse para dirigir la medida del flujo que puede atravesar la turbina. En el punto en que están completamente cerrados, detendrán el agua totalmente y transportarán la turbina para que descanse. Dependiendo de la situación de las paletas de control delta, presentan medidas contrastantes de 'giro' al flujo, y garantizan que el agua golpee el rotor en el ángulo más productivo para obtener la destreza más notable. El paso del borde afilado del rotor también es flexible, desde un perfil de nivel para flujos bajos hasta un perfil vigoroso para flujos altos. Esta movilidad tanto de las paletas guía como de las palas del rotor implica que el alcance del flujo de trabajo es amplio y la capacidad de la turbina es alta y el nivel de curva de productividad. El cono de la nariz en una turbina Kaplan es imperativo para el poder hidráulico a fin de disminuir las desgracias y mantener el desarrollo de un 'vórtice de cuerda' central, y además le da espacio al imprevisible sistema de inclinación de filo en su interior. El tubo de aspiración es además una parte fundamentalmente crítica. A pesar del hecho de que una parte estática es creada, la geometría del tubo de tiro está deliberadamente diseñada

para liberar cualquier vitalidad activa del flujo al disminuir el peso del agua después del rotor (Bennett y Swiderski, 2001).

Existen variaciones de las turbinas Kaplan que solo tienen paletas de control de canal personalizables o aspas del rotor flexibles, que se conocen como semi-Kaplan. A pesar del hecho de que la ejecución de semi-Kaplan's está en peligro mientras se trabaja en un flujo amplio, la aplicación donde el flujo no difiere mucho pueden ser una decisión más práctica. Las turbinas de Kaplan podrían, de hecho, funcionar sobre una amplia variedad de cabezales y caudales, pero dado que otras composiciones de turbinas son más viables en cabezas más altas, y debido a que los de Kaplan son relativamente costosos, son la turbina de decisión para locales de cabeza más bajas con altos caudales. Por lo general, se utilizan en lugares con caudales máximos de 3 m³/s a 30 m³/s y cabezas netas de 1.5 a 20 metros (Bennett y Swiderski, 2001).

Las turbinas Kaplan accesibles más pequeñas y de gran calidad tienen anchos de rotor de 600 mm, sin embargo, tienen una tendencia a ser restrictivamente costosas, no menos que una cabeza baja, por lo que, en general, los rotores más pequeños son de 800 mm. Los rotores accesibles más grandes tienen una distancia de 2 a 5 metros. Para destinos significativamente más grandes, numerosas turbinas tienen una tendencia a ser utilizadas en lugar de expandir la distancia aún más. Las turbinas Kaplan son accesibles en tres configuraciones fundamentales; turbinas globulares, cubo vertical y cubo de nivel (también llamadas turbinas S). Los Kaplan de pivote vertical tienen la ventaja de que requieren la menor impresión o toma de tierra. La turbina Kaplan se incorpora con la estructura sólida, con la voluta delta y el tubo de tiro fundido en el sólido en la etapa de desarrollo. Tan básica es la geometría ideal de la voluta de admisión y el tubo de tiro que es una práctica típica que el productor de turbinas suministre el encofrado de madera para que estas piezas sean utilizadas por el trabajador temporal del edificio estructural (Busea y Jianu, 2004).

Incluso el cubo o las 'turbinas S' y las turbinas de mando son, en realidad, ligeramente más efectivas que el cubo vertical Kaplan, ya que el flujo delta no necesita alterar el rumbo, por lo que debería tener menos desventajas impulsadas por la presión. En toda la actualidad no hay una distinción notable, por lo que la elección de la introducción generalmente se establece mediante la decisión del proveedor y el costo. Las turbinas S requieren una impresión de marco mayor que puede ser un inconveniente en los destinos obligados por el espacio. Las turbinas Knob Kaplan tienen la mayoría del almacén de accionamiento y el generador adecuados dentro de un "glóbulo"

aerodinámico que se encuentra dentro del flujo primario. Son simplemente pragmáticos en las grandes empresas de hidrocarburos, donde es físicamente factible que un hombre se mueva hacia abajo en el botón para el mantenimiento y normalmente se utilizan en marcos sustanciales por así decirlo (Busea y Jianu, 2004).

Diseño y fabricación asistida por ordenador de la pala de turbina Kaplan

La energía hidroeléctrica, creada predominantemente a partir de represas hidroeléctricas, es una fuente de vitalidad inconfundible, verde y manejable que produce energía menos costosa y reduce las salidas de carbono. Como resultado de su alto espesor de vitalidad, la energía hidroeléctrica es la fuente de energía inagotable más competente y más accesible principalmente para entregar energía. Para adquirir una productividad más notable, las turbinas impulsadas por agua introducidas en las centrales hidroeléctricas deben ser apropiadas, contingentes a la liberación del sitio y la cabeza. Hay una considerable cantidad de turbinas accionadas por presión accesibles, que en su mayoría están agrupadas en dos clases: turbinas de impulso y turbinas de reacción (Coutu, Velagandula y Nennemann, 2005).

Una turbina accionada por presión en la que toda la vitalidad del agua impulsada por el agua se transforma en vitalidad dinámica antes de que el agua se acople con el velocímetro de la turbina se llama turbina de motivación. Mientras que, en el caso de una turbina de respuesta, una cierta medida de la vitalidad impulsada por el agua accesible se convierte en vitalidad activa antes de que golpee en el "sprinter" de la turbina. Para que el cabezal de flujo sea accesible en el sitio elegido, la turbina de respuesta es apropiada. Las turbinas de respuesta incorporan las turbinas Propeller, Kaplan y Francis (Coutu, Velagandula y Nennemann, 2005).

Turbina Kaplan

La turbina de Kaplan y la turbina de hélice son medidas moderadas pequeñas, además de tener una alta velocidad particular y una velocidad equilibrada dan como resultado que las medidas del generador sean muy escasas, lo que resulta en un bajo gasto. Además, ambas turbinas tienen un límite de sobrecarga sustancial. El agua viene a través del empaque de pergamino en paletas de guía en un curso espiral, desde donde el flujo hace un giro en un ángulo correcto y entra de manera pivotante en el "sprinter". El contorno del velocímetro separa la turbina Propeller de la

turbina Kaplan. Lo anterior ha asentado las hojas, mientras que las hojas del velocímetro de la última pueden ser equilibradas por el caudal. Las turbinas de hélice son más apropiadas para un flujo y una cabeza constantes, mientras que la turbina Kaplan funciona bajo un amplio rango de caudal. Hay dos tipos de turbinas Kaplan: reguladas individuales y dobles reguladas (Demirbas, 2005).

El regulado tiene solo cuchillas de velocidad personalizables, mientras que el doble regulado tiene un borde de velocidad adaptable y también aspas guía móvil. La turbina Kaplan es relevante para un alcance de cabeza de 2m - 40m. La turbina Kaplan de doble control funciona bajo un alcance más amplio de la versión compuesta, mientras que la turbina dirigida simple funciona en una menor extensión. Es la posición favorable fundamental de la turbina con doble regulación sobre la turbina dirigida única (Demirbas, 2005).

Diseño y fabricación

Diseño

Las turbinas hidráulicas contribuyen con la parte más vital para la era de la energía hidroeléctrica en el planeta. Se pueden utilizar clases distintivas de turbinas para el alcance de los cabezales y la liberación de agua. Las turbinas Kaplan se utilizan principalmente para aplicaciones de cabeza baja. Para un sitio hidroeléctrico en particular, la cabeza de agua y la tasa unitaria de flujo de agua proporcionan los datos de la potencia normal a los que se puede acceder con la determinación razonable de composición de la turbina. El material más prescrito y propuesto para la fabricación de filos de corte para turbinas hidráulicas es el acero martensítico endurecido con martillo ASTM A743 CA6N. Este material se propone en función de su mejor calidad, capacidad de oposición a la cavitación, fácil de moldear y fabricar, con capacidad de soldadura y aptos para el seguro de desintegración. Sus propiedades mecánicas son suficientes para su uso en turbinas de agua (Demirbas, 2005).

Modelo de diseño básico

A la luz de la información del sitio, se delinea el diseño básico de la turbina Kaplan.

Nivel más extremo de agua = 756.60 ft SPD

Menor nivel de agua = 734.60 pies SPD Cabeza neta de agua, $H = 6$ m

Liberación de agua, $Q = 30950$ ft³ / seg (86.73 m³ / seg)

$$Q = 988 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.71 \text{ m/sec}^2$$

Eficacia impulsada por el agua, $h = 0.70$

$$\text{Potencia de salida, } P = Q \cdot H \cdot g \cdot h = 4,503,758 \text{ watts}$$

$$P = 4,50 \text{ MW}$$

(Tiaplel y Nontakaew, 2004).

Desarrollo de modelo CAD

La información básica de Kaplan Turbine se obtiene de la planta hidroeléctrica de Nandi-Pur, es decir, una velocidad de flujo de diseño de $88,73 \text{ m}^3 / \text{seg}$ (o $3095 \text{ pies}^3 / \text{seg}$), una carga neta de agua de 6 metros con aproximadamente un 80% de efectividad.

Los atributos principales de la turbina son;

Rendimiento de potencia más extremo = 4.7 MW

Ancho del "sprinter" = 4.2 m, y

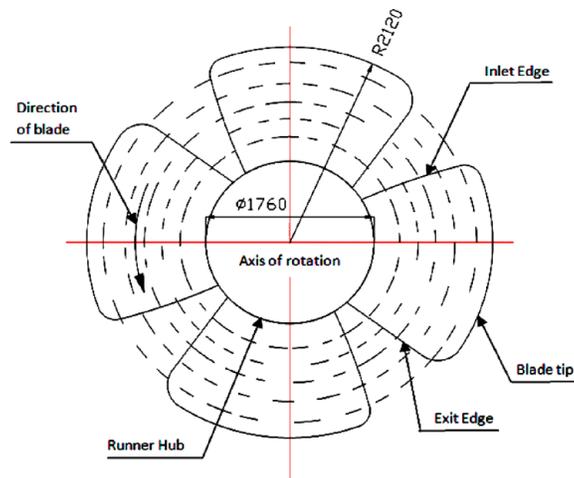
Distancia al punto central = 1.76 m

(Deschenes, Fraser, and Fau, 2002).

En la siguiente figura se muestra la perspectiva de la disposición común de la recopilación de bordes afilados de velocidad;

Deschenes, Fraser, y Fau, 2002

Figura 1: Vista en planta del ensamblaje de la cuchilla del corredor



La mejora del complejo moldeado de modelos tridimensionales de álabes de turbina es excepcionalmente básica para continuar ayudando a mejorar los perfiles de borde utilizando la investigación computacional de elementos líquidos. Por esta razón, el perfil de borde afilado de un ejemplo único se utiliza para hacer que el modelo CAD se fortalezca a partir de la geometría ensamblada. La información geométrica del perfil se produce como arreglos de enfoque en el eje x, el eje y y el eje z. Va contra el asiento de prueba nivelado genuinamente en el taller. La mejora de la asombrosa geometría de vanguardia para el diseño inicial se ha realizado en AutoCAD y Pro-E/Creo según la información obtenida (Deschenes, Fraser y Fau, 2002).

Desarrollo del modelo CAD

Caso 1

El escáner 3D y la máquina de medición de coordenadas (CMM) actualmente se utilizan comúnmente para medir las cualidades geométricas físicas de un objeto para el avance de modelos CAD complejos en la industria y, además, en los fundamentos académicos. Ace E/Creo se ha utilizado para crear modelos CAD de pala de turbina con la ayuda del sistema de enfoque de coordenadas. A través de esta metodología, se pudieron producir modelos CAD distintivos de perfiles de cuchillas con geometrías requeridas (Dragu, Soens y Belmans, 2003).

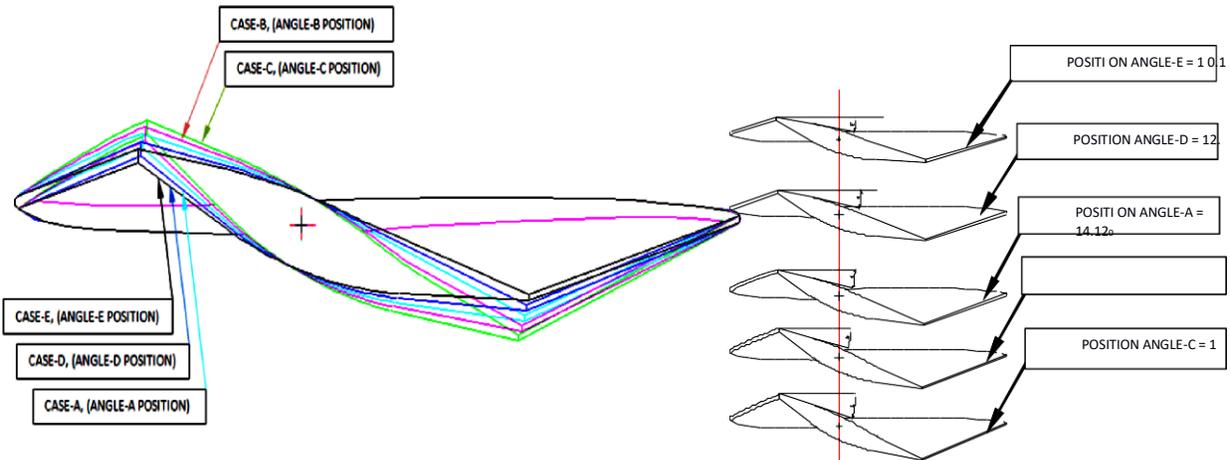
Los focos se estimaron físicamente a partir de la hoja de la corredera en la mesa de superficie I-e del asiento de prueba utilizando los instrumentos de medición alineados en todas las direcciones, como los controles de estatura, para garantizar la precisión de las estimaciones realizadas por la fuerza laboral calificada.

La superficie nivelada genuina del asiento de prueba se toma como referencia para estas estimaciones (Dragu, Soens y Belmans, 2003). En este sistema, la hoja de la corredera está colocada y nivelada en la mesa de superficie/asiento de prueba. Las superficies superior e inferior de la cuchilla se limpiaron adecuadamente antes de verificar los focos. La periferia externa de la cuchilla en los lados superior e inferior se mide utilizando una cinta de medición alineada.

Al comienzo, el punto de referencia introductorio se distingue como coordenada (0, 0, 0) y, a partir de este punto de referencia, el siguiente punto se separa en la línea de la periferia en un intervalo de 100 mm con la ayuda del divisor. Este punto se estima luego con respecto al punto de inicio midiendo las medidas a lo largo del eje x, el eje y, y el eje z. Las estimaciones a lo largo de los ejes x e y se evaluaron con la ayuda de calibradores a vernier balanceados, mientras que la

estimación a lo largo del eje z se evalúa utilizando el control de estatura ajustado. Así, cada uno de los centros/coordinadas es evaluado y trazados en la representación. La siguiente figura muestra el desarrollo de la geometría de la cuchilla en diferentes ángulos (Dragu, Soens y Belmans, 2003).

Figura 2: Desarrollo de geometría de cuchillas en diferentes ángulos

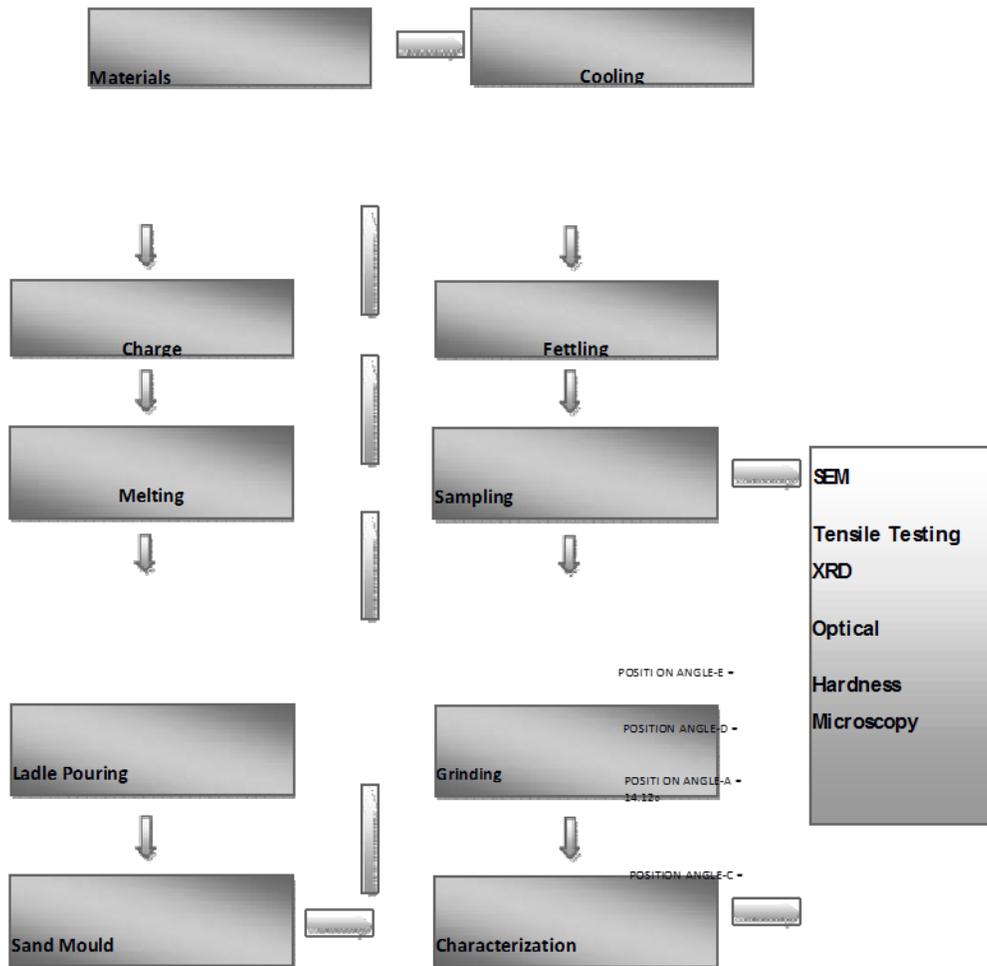


Estos perfiles "blade" se analizaron utilizando CFD en el módulo ANSYS - CFX desde una perspectiva de optimización. Muchos científicos/examinadores ya han utilizado los procedimientos computacionales de dinámica de líquidos para el análisis y aprobación de las partes de las turbinas hidráulicas.

Fabricación

En lo que se refiere a la fabricación de la pala de rodadura de turbina Kaplan, se describen las propiedades del material del níquel con alto contenido de carbono y bajo contenido de carbono según la calidad del material de ASTM A743 grado CA6NM. El proceso de fabricación sigue varias etapas como se explica en el plan de trabajo a continuación (Ferrando et al., 2004).

Figura 3: Muestra el plan de trabajo de fabricación para la Kaplan Turbine Blade



Materias primas

La fabricación de acero de alto compuesto requiere una gran cantidad de elementos de aleación costosos, que son el factor fundamental que afecta el costo de fabricación agregado. En lo que respecta al uso de la pieza compuesta, la fabricación de acero tradicional mejorado en calentadores eléctricos de curva no garantiza el bajo contenido requerido de carbono en acero templado debido a la utilización de cátodos de grafito (Gaius-obaseki, 2010).

La descarburación del acero al cromo alto es excepcionalmente complicada. La oxidación concentrada de cromo ocurre en temperaturas más bajas del baño de metal, mientras que para la oxidación de carbono es fundamental una temperatura considerablemente más alta. En este sentido, no es concebible la descarburación del acero sin grandes desgracias del cromo. Además,

la tasa de respuestas sintéticas es baja y conduce a un mayor tiempo de refinación y, de esta manera, una mayor utilización del recalcitrante del calentador. Los problemas mencionados anteriormente se pueden mantener a una distancia estratégica de cuando se utilizan procedimientos únicos como la descarburación de oxígeno con argón (AOD) y la descarburación de oxígeno al vacío (VOD) para la creación de acero templado (Gaius-obaseki, 2010).

Procedimiento

Para crear carbono bajo, se sopla acero templado con una forma alterada de oxígeno concentrado en un baño de metal. Esta estrategia permite lograr un bajo contenido de carbono y contrarresta las altas desgracias de cromo mientras tanto. Es concebible utilizar una amplia gama de chatarra con alto contenido de Cr y Cr-Ni con resultados prácticos refinados. El aumento de la punción con oxígeno ofrece la posibilidad de refinar el acero a temperaturas alrededor de 210 °C, más altas cuando se contrasta con las prácticas habituales. En poco tiempo, la temperatura llega a más de 1900 ° C, cambiando el curso de las respuestas de oxidación. En tales condiciones, el peso de separación de los monóxidos de carbono aumenta más lentamente que los pesos de los óxidos de Si, Cr, Fe y Mn en la escoria (Gaius-obaseki, 2010).

Procesamiento

La carga del horno generalmente está hecha de 80% de la pieza compuesta y 30% de chatarra de acero al carbono. El contenido de cromo al licuar hacia abajo no supera el 15%, en general, las pérdidas de Cr pueden ser más altas de lo normal. Dado que un rápido incremento de la temperatura no fomenta la desfosforación, el contenido de fósforo en la carga se mantiene por debajo de los puntos de confinamiento requeridos para la revisión de acero predeterminada. La pieza limpia se utiliza en la generación de vanguardia. Además, el carbono y el silicio fundidos generalmente se mantienen alrededor del 0,3%. Con respecto al silicio, se espera que la carga incorpore un compuesto que sea un "combustible" que permita un rápido incremento de la temperatura hacia el inicio del procedimiento (Gaius-obaseki, 2010).

Cuando se trata de la punción con oxígeno, el proceso comienza cuando la temperatura del baño de metal es de al menos 1650 ° C. El peso de oxígeno requerido es de 8 respiraciones de aire, sumado al tiempo de punción 20-30 minutos. La utilización normal de oxígeno es de 25 a 40

metros cúbicos por cada tonelada de acero fluido y se basa en el contenido de carbono cuando se produce la oxidación. Como material reductor para la recuperación de cromo de la escoria después de la oxidación, se utilizan aluminio triturado, ferro silicio, silicio cromo y ferro silicio-manganeso. Durante el marco de tiempo de disminución, la alta temperatura del baño de metal generalmente se mantiene lo más baja posible. Se lleva a cabo en las formas de acompañamiento. Primero, se agrega la parte fundamental del ferrocromo con bajo contenido de carbono, seguido de la adición de una pieza limpia de una revisión de acero similar. A esto le sigue el golpeteo del acero y su afluencia de regreso a un calentador para su refinación adicional, luego la desulfuración se completa bajo la escoria blanca (Gaius-obaseki, 2010).

Debido al alto contenido de elementos de aleación, puede suceder que un ejemplo tomado para la investigación de la estructura de la mezcla en certeza contrasta con la organización del acero. La perfecta homogeneidad de la estructura sintética del acero se puede lograr solo si se produce una ejecución de la mezcla de alistamiento o el soplado de gas latente (Ar, N₂) (Grekula y Bark, 2001).

Derretimiento

El derretimiento y la expulsión de los materiales acusados de la cantidad calibrada se finalizan mediante un calefactor eléctrico con terminales de grafito. El argón es un gas que se usa para limpiar la cámara para la expulsión de oxígeno. El acero se prepara cuando la pieza requerida se cumple como anteriormente. El vertido se realiza a la temperatura 1600°C para un lanzamiento concluyente. Para el lanzamiento está permitido enfriar en forma de arena hasta alcanzar la temperatura ideal. Después de esto, el borde de corte del “sprinter” se mueve a la limpieza de acero para el desbaste (Grekula y Bark, 2001).

La carga de hasta 2700 kg comprendía 2100 kg de chatarra de acero 16-8, 440 kg de la pieza no compuesta, 140 kg de ferroníquel (50%). Se incluyeron 15 kg de coque o cátodos rotos y 70 kg de piedra caliza antes de cargar la chatarra. El último peso esperado es de 3200 kg. Primero, tenemos 30 minutos de disolución previa: expansión de 30 kg de FeSi al 80%. Luego hay un derretimiento de 0,030% de S, 0,35% de C, 0,78% de Mn, 1,2% de Si y 0,035% de P, 2,0% de Ni, 2,0% de Cr y 0,20% de Mo. A esto le sigue la eliminación de la escoria (generalmente, 80-90%). Después de eso, se agrega una adición de 30 kg de fluorita y la temperatura se mantiene a 1600 ° C (Swiderski y Martin, 2000).

Lanza con oxígeno

Este proceso comienza y verifica el tiempo de hasta el procedimiento de consumo de carbono y luego se sienta apretado durante 25 minutos para el final de la oxidación. A esto le sigue una muestra que ocurre a 0.06% C y luego a la escoria disminuye. Hay una adición de 20 kg de FeSi, 6-8 kg de Al y 25 kg de MnSi; luego, la disminución final de escoria por métodos para el polvo de FeSi incluyó grupos de 4 kg en intervalos de 8 minutos. Con el fin de reducir la temperatura del acero, se agrega una adición de 300 kg de Low FeCr. A esto le siguen los cálculos y la rectificación de la síntesis de acero (Jean-Louis et al., 2004).

Análisis

Después de la fabricación de la turbina Kaplan, la pala se somete a un análisis de estabilidad estructural para asegurarse de que cumple con los criterios de estabilidad requeridos. La estabilidad estructural de las aspas de las turbinas es muy imperativa en las operaciones en las centrales hidroeléctricas. A fin de cuentas, es muy necesario que todos los equipos mecánicos, especialmente las palas de las turbinas se ajusten a los criterios de estabilidad desde una perspectiva de resistencia (Jean-Louis et al., 2004).

Antes del análisis dinámico, las cuchillas de los cinco casos deben verificarse para la estabilidad estructural para las condiciones de carga de presión máxima. Por lo general, se desarrollan diferentes perfiles de cuchillas en Pro-E/Creo con la ayuda de los enfoques de coordenadas en un punto central, cubierta, bordes delanteros y traseros. Estos perfiles de cuchillas se clasificaron como caso A, B, C, D y caso E (Jean-Louis et al., 2004).

Las propiedades físicas del material de la cuchilla de acero inoxidable martensítico CA7NM de grado ASTM A753 [64] son las siguientes:

Módulo de elasticidad $E = 2.0 \times 10^{11}$ Pa (N / m²) Densidad = 7720 Kg / m³.

Propiedades mecánicas: Resistencia a la tracción ≥ 820 MPa Resistencia al rendimiento ≥ 590 MPa

Las características técnicas de la turbina analizada son:

Diámetro del corredor, $D = 4340$ mm.

Velocidad nominal $n = 106$ rpm

Cabeza neta $H = 6.6$ m

Potencia máxima para la cabeza neta $P_{max} = 4.5$ MW

Jean-Louis et al., 2004

El examen estático en el que se piensa sobre la primera cuchilla se realiza en ANSYS. En este procedimiento, el modelo, es decir, la geometría de la hoja se importa primero en el diseño ANSYS desde Pro-E / Creo. Como la hoja no se puede generar como una superficie con un espesor consistente, para la investigación de elementos finitos, solo se puede usar una malla fuerte. El elemento sólido estructural SOLID186 se utiliza para el examen. Para la carga del examen estructural estático, los requisitos de tipo fijo se aplicaron al área central, lo que impone un valor 0 para las interpretaciones y los pivotes. Para la cabeza estable de 6,9 m, sume la presión estática de 175,000 Pa, ya que se ha aplicado una carga distribuida de manera consistente en la parte superior del perfil de la cuchilla. El análisis estático se realiza después de aplicar todas las condiciones de carga, limitaciones y límites para descubrir los resultados (Kobayashi, 2007)

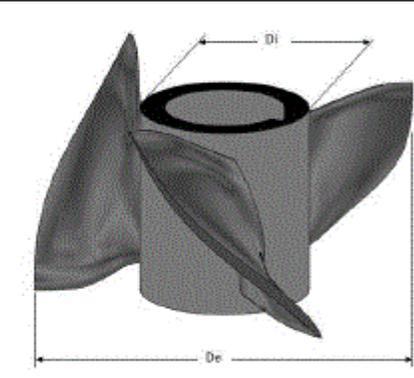
El RPT es la pieza más importante de una turbina de reacción en la era de la energía. El corredor, o, en otras palabras, la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica es el segmento más inerte, ya que es parte del montón debido a la presión del agua. El corredor tiene de tres a seis hojas de forma aerodinámica, la cantidad de cuchillas depende de la velocidad particular. Las cuchillas del corredor están asentadas y no pueden cambiar su posición. Las cuchillas se lanzan de forma vital con el cubo o se sueldan. La corriente ingresa al corredor a través de las paletas de guía que tienen un punto fijo y el corredor está completamente empapado en agua, y debe ser lo suficientemente sólido como para soportar la presión de trabajo (Kobayashi, 2007).

El borde tiene una geometría extremadamente compleja que depende del flujo estimado (Q) y la cabeza neta (H) del sitio en el que funcionará la central hidroeléctrica. Las hojas son complejas de fabricar debido a su forma impredecible, y el plan depende de los perfiles aerodinámicos, debido a la capacidad de las hojas para producir una fuerza de elevación mayor y una fuerza de arrastre moderadamente baja (Kobayashi, 2007).

A la luz de las investigaciones medibles de los esquemas de turbinas de Kaplan, se establecen correlaciones entre la geometría del corredor, la potencia mecánica entregada (P), la corriente evaluada (Q), la velocidad de rotación (N), la cabeza neta (H), y la velocidad particular (N_s). La Tabla 1 muestra las correlaciones mencionadas anteriormente (condición 1-6), que se pueden encontrar en la escritura. Con estas correlaciones, es concebible determinar el diámetro exterior e

interior del corredor; de todos modos, el diámetro interior se extiende en algún lugar en el rango del 25% y la mitad del diámetro exterior (Kuntz et al., 2002).

Table 1 Fundamental dimensions of the runner of propeller turbine

 <p>Runner of propeller turbine</p>	$P = \eta \rho g Q H \quad (1)$
	$N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2)$
	$k_u = 0.79 + 1.61e - 3N_s \quad (3)$
	$D_e = \frac{84.6 k_u \sqrt{H}}{N_s} \quad (4)$
	$D_i = \left(0.25 + \frac{94.64}{N_s} \right) D_e \quad (5)$
	$0.3 D_e \leq D_i \leq 0.5 D_e$
	$C_m = \frac{4Q}{(D_e^2 - D_i^2)\pi} \quad (6)$

Where P-Mechanical power produced (watts), N-Rotational speed (rev/min), N_s -Specific speed, Q-Flow rate passing through the turbine (m^3/s), H-Effective pressure head of water (m), D_e -Runner exterior diameter (m), D_i -Runner interior diameter or hub diameter (m), η -Hydraulic efficiency, ρ -Water density (kg/m^3), g-Acceleration of gravity (m/s^2), C_m Axial velocity (m/s).

Kuntz et al., 2002

Como se indicó anteriormente, el diseño de la cuchilla se basa en el análisis de tensión, y en otros pocos elementos asume un gran trabajo. El borde principal es más grueso que el borde extendido para un flujo eficiente. Además, la hoja debe ser tan delgada como sea posible para disminuir los impactos de cavitación. La hoja es más gruesa cerca del corredor dentro de la amplitud, llegando a ser más delgada hacia la punta. La hipótesis del ala es igualmente un factor esencial que se ajusta como parte del perfil y la contorsión de la cuchilla. Los triángulos de velocidad, que ocurren en la cuchilla, asumen un trabajo notable al decidir su torsión. En el triángulo de velocidad, las velocidades aparecen en la siguiente tabla, donde "u" es la velocidad no relacionada, "c" es la velocidad total y w es la velocidad relativa. En el punto donde gira se crea un corte hueco en el corredor y se muestra en una hoja de ilustración, se produce un pulido similar al que aparece en la siguiente tabla. En esta figura, "t" se comunica con el segmento de molienda y "l" significa la armonía. Se puede obtener una disposición estimada de la cuestión de la conducción del flujo a través de las cuchillas pensando en un plano estable de movimiento a través de la molienda (Vu et al, 2004).

Table 2 The velocity triangles, which occur on the blade

	$u = \frac{\pi DN}{60} \quad (7)$
	$F_s = \zeta_a \frac{\gamma W_a^2}{2g} Lb \quad (8)$
	$F_r = \zeta_w \frac{W_a^2}{2g} Lb \quad (9)$
	$\zeta_w = \zeta_w' - \frac{1}{\pi} \zeta_a^2 \frac{L}{b} \quad (10)$
	$\delta = \delta' - \frac{1}{\pi} \zeta_a \frac{L}{b} 57.3 \quad (11)$
	$\delta = \frac{\zeta_a - (4.8 \frac{Y_{max}}{l})}{0.092} \quad (12)$
	$\epsilon = \text{Tan} \lambda = \frac{\zeta_w}{\zeta_a} \quad (13)$
	$\epsilon = 0.12 + 0.006 \frac{Y_{max}}{l} \quad (14)$
<p>Velocity vectors on runner blade profile</p>	$t = \frac{2r\pi}{Z} \quad (15)$
<p>Velocity triangles</p>	$H_u = u \delta C_u \quad (16)$
	$H_R = \eta_h H \quad (17)$
	$H_R = \frac{\zeta_a u}{2g C_m} w_a^2 \frac{L \text{Sen}(\beta_a - \lambda)}{\text{Cos} \lambda} \quad (18)$
<p>Velocity vectors on runner</p>	$C_{2u} = \frac{g H_R}{u} \quad (19)$
	$w_a^2 = C_m^2 + \left(u - \frac{C_{2u}}{2}\right)^2 \quad (20)$
	$dm = \frac{\gamma}{g} t dr C_m \quad (21)$
	$dN = -\frac{\gamma}{g} t dr C_m (w_{2u} - w_{1u}) \quad (22)$
	$P_2 - P_1 = -\frac{\gamma}{2g} (w_2^2 - w_1^2) \quad (23)$
	$dF_A = (P_2 - P_1) t dr \quad (24)$
	$dF_A = -\frac{\gamma}{2g} (w_2^2 - w_1^2) t dr \quad (25)$
	$\frac{dF_A}{dN} = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2C_m(w_{2u} - w_{1u})} \quad (26)$
	$w_2^2 - w_1^2 = w_{2u}^2 - w_{1u}^2 \quad (27)$
	$\frac{dF_A}{dN} = \frac{(w_{2u}^2 - w_{1u}^2)}{2C_m} = C_t g \beta_a \quad (28)$
	$dR = \frac{dF_A}{\text{Cos} \lambda} = \frac{\zeta_a \gamma w_a^2}{2g} \frac{dr L}{\text{Cos} \lambda} \quad (29)$
	$dN = dR \text{Cos}(90 - (\beta_a + \lambda)) \quad (30)$
	$dN = \zeta_a \frac{\gamma w_a^2}{2g} L dr \frac{\text{Sen}(\beta_a - \lambda)}{\text{Cos} \lambda} \quad (31)$
	$C_{1u} = 0, \text{ Because the liquid leaving the runner has an axial direction.} \quad (32)$
	$\zeta_a \frac{L}{t} = \frac{2g H_R C_m}{u w_a^2 \text{Sen}(\beta_a - \lambda)} \quad (33)$
	$dP = \gamma dQ H_R = \gamma 2r \pi dr C_m H_R = u Z dN \quad (34)$
	$\text{Tan} \beta_a = \frac{C_m}{u - \frac{C_{2u}}{2}} \quad (35)$
	$R = \frac{w_a}{u} \quad (36)$

Where, u -Tangential velocity (m/s), c -Absolute velocity (m/s), w -Relative velocity, ζ_w -Drag coefficient, ζ_a -Lift coefficient, r -Radius, dF_A -Axial force, l -Length of the blade profile or chord, Z -Number of blades, b -Profile width, F_s -Bearing force, F_R -Resistance Force, t -step (m), W_a -Relative velocity of blade(m/s), γ -Specific gravity of the fluid, ϵ -Glide ratio, λ -Angle of slip. Fuchslocher recommends that the glide ratio is very small so that it can be estimated from 1 to 2 degrees. C_1 and C_2 Absolute velocity (m/s), Y_{max} -Represent the maximum ordinates of the top and bottom of the profile (m), D -Diameter, N -Rotational speed (rev/min), R -Degree of reaction, W_1 and W_2 Relative velocity (m/s), dm -Mass flow flowing through the area enclosed by abcd and thickness dr (kg/s), H_R -Head of runner, P_2 and P_1 Input and output pressures, respectively, dN Force exerted by the liquid to blades. (N).

(Kuntz et al., 2002).

Utilizando el modelo CFD, se investigó el flujo a través de la turbina de la hélice y se verificó el diseño del corredor. Estos exámenes se realizaron por métodos para el programa Solid Work Flow Simulation, que utiliza hipótesis de volúmenes limitados, que muestran de forma realista las maravillas que ocurren dentro de las turbinas. El modelo geométrico del área de flujo es trabajado por las determinaciones dadas en el modelo geométrico tridimensional, pero sin el generador y el marco de control de transmisión. Se considera toda la trayectoria del líquido entre el canal desde el lado de las paletas de guía y la salida desde el lado del tubo de tiro para la turbina. Las condiciones límite que se presentaron en el canal de la turbina incorporan la carga neta de agua (H) y el caudal (Q). En la salida de la turbina, el peso de salida se caracterizó equivalente al peso climático. Además, la velocidad de rotación del divisor del corredor y el polo también se caracterizaron en el modelo numérico (Laura, Garrison y Fisher, 2002).

Se puede observar la circulación de la velocidad dentro de la turbina de la hélice. Las líneas de flujo demuestran la velocidad del agua desde el golfo, a través de la hélice y hasta la salida. La velocidad de cubo más extrema es equivalente a 6.8 m/s. Con el producto, es posible además decidir el rendimiento de potencia del polo utilizando el par y la velocidad precisa del polo. Para esta situación, el par es equivalente a 67.9 Nm y la velocidad precisa es equivalente a 94.48 rad / s (800 rpm), en estas líneas, el rendimiento de potencia es equivalente a 6 kW.

Además, se calculan las tensiones en el corredor causadas por las potencias hidráulicas. Los montones adquiridos del análisis de CFD para las condiciones límite se consolidan en un modelo de componente limitado para determinar las circulaciones de tensión en el corredor. Este análisis es vital para comprobar la rectitud básica de la turbina. En este examen, el análisis se realizó utilizando Cosmos Works, que es un aparato exitoso para modelar las tensiones. Cuando todo está dicho, las palas de la turbina están sujetas a las tensiones ordinarias y de corte, accionadas por el flujo de agua (Zhou, Wang, Xiao y Luo, (2007).

Un modelo total de componente limitado 3D del corredor comprende componentes tetraédricos 3D. En medio del procedimiento de discretización, se ha transmitido una correlación entre el ensamblaje y el grosor del trabajo. Por fin, el corredor se muestra con 62869 componentes y 101471 concentradores. En condiciones de trabajo típicas, un corredor de turbina de hélice está sometido a dos cargas estáticas, específicamente, la potencia de radiación incitada por un pivote y el montón debido al peso del agua, y ambos son reflexionados. Las condiciones límite que se han

utilizado en el modelo son cero reubicaciones en la superficie del polo del corredor. El material del corredor es la amalgama de níquel-bronce debido a su alta calidad, dureza y fantástica obstrucción a la erosión (Maqsood y Qureshi, 2009).

Las cinco frecuencias características iniciales y los estados de vibración del corredor también se han calculado con la programación CAE. En el momento en que el corredor trabaja en o cerca de la recurrencia normal, ocurre una alta vibración que puede dañar al corredor, por lo tanto, estas frecuencias deben ser distintivas de la recurrencia de energización, que se origina a partir de la conexión entre el corredor y la estructura estacionaria de la turbina para no causar la reverberación de la máquina accionada por agua (Maqsood y Qureshi, 2009).

Con un contingente sobre la cabeza (H) y la liberación (Q) de un sitio específico, un corredor está diseñado con el objetivo final de obtener la productividad más notable. Para el diseño impulsado por la presión del cebador del corredor, se han utilizado las conexiones entre la geometría del corredor y estos parámetros (H, Q) que se encuentran en la escritura especializada. La geometría fundamental del corredor se verifica con los aparatos de diseño actuales, por ejemplo, la dinámica de fluidos computacional (CFD) y la programación de ingeniería asistida por computadora (CAE) (Maqsood y Qureshi, 2009).

Ha llamado la atención cómo el CFD demuestra de manera realista las maravillas que ocurren dentro de la turbina de hélice Kaplan. A la luz de la información adquirida en el programa CFD, se ha realizado un análisis de componentes limitado para reconocer las tensiones de seguimiento en el corredor. Se ha descubierto que la tensión más extrema de Von Mises no es tanto como la calidad de rendimiento del material, de esta manera, el análisis de tensión demuestra que las cuchillas pueden soportar las potencias que ocurren dentro de la turbina de la hélice. El corredor de las turbinas de hélice diseñadas puede ser una opción adecuada para la edad de la energía en las zonas no interconectadas (NIZ) y puede producirse localmente (Paish, 2002).

Conclusiones

El uso de la energía hidroeléctrica como fuente de energía renovable es una preocupación extraordinaria en la actualidad. La energía hidroeléctrica es ricamente accesible en varias estructuras. Esta se puede lograr a partir de posibles destinos hidroeléctricos con una adecuada liberación de agua y cabezas de peso. Por esta razón, los tipos elegidos de turbinas hidráulicas se pueden componer y crear basándose en las áreas del sitio. Las turbinas hidráulicas pequeñas de

baja altura se utilizan idealmente en vías fluviales para entregar la energía hidroeléctrica. El acuerdo de investigación con turbinas de cabeza baja puede lograr el rendimiento más extremo y una mayor competencia en la utilización de los procedimientos computacionales más recientes. Este artículo ha introducido el avance del perfil de la pala de la geometría desconcertante para mejorar el rendimiento de potencia de la turbina Kaplan de cabezal bajo para el caudal de agua dado y las diversas condiciones de liberación. Antes del uso de los elementos líquidos computacionales, se ha realizado una investigación intensiva y un avance en el perfil de la cuchilla. La información de fabricación de la hoja de ejemplo se elaboró en el taller utilizando los instrumentos de estimación alineados en todos los aspectos. Para garantizar una mejor naturaleza del trabajo, facilitar el control realizado por personal calificado de control de calidad. La información del enfoque de los arreglos era ajena en la programación de Pro-E / Creo para la planificación del modelo CAD en 3D de la hoja. Por fin, la pantalla CAD del Blade se configuró después de algunos intentos debido a la geometría impredecible del perfil. La reunión del programa Blade se completó con el polo y el centro con el objetivo final del examen CFD para aprobar el modelo. Los resultados adquiridos fueron aprobados con la información de prueba/operacional. Después de una fructífera aprobación, se han producido cuatro perfiles de cuchillas diversos. Los resultados de la investigación indican un cambio en el rendimiento de potencia de la turbina con un 5,43%. Las propuestas futuras también se recomendaron para preparar nuevos cambios alrededor de allí de especialización.

Las turbinas Kaplan pueden estar en un plano nivelado horizontal o vertical, dependiendo del flujo de información. Las turbinas Kaplan orientadas verticalmente permiten anchos del "sprinter" de hasta 33 pies. La productividad de estas turbinas Kaplan se puede ampliar modificando el ángulo de entrada, los ángulos de salida, el tramo de la turbina y el ángulo de inclinación del filo. Estos elementos son notables a la luz del caudal de cada área particular y situación del flujo. Las turbinas Kaplan tienen éxito en casi cualquier parte del mundo, a la luz del hecho de que no requieren mucha cabeza. Para cualquier período de tiempo que generalmente haya flujo impulsado a alta presión, se podría establecer una turbina Kaplan (Barglazan, 2005). La turbina Kaplan Bulb avanzó desde la turbina Francis y permitió una creación de intensidad más eficiente en situaciones de aplicación de cabeza significativamente más baja que no eran prácticas con la turbina Francis. Las turbinas Kaplan Bulb giran rápidamente, hasta aproximadamente cuatrocientos cincuenta ciclos en cada momento. Las turbinas Kaplan más

grandes posiblemente pueden generar suficiente capacidad hidroeléctrica para controlar hasta seis millones de unidades familiares al año. Esto es lo que podría llamarse veintidós millones de barriles de petróleo, o alrededor de doce millones de grandes cantidades de emisiones de dióxido de carbono. Junto con su cabezal variable, la turbina Kaplan puede ofrecer un rendimiento que se extiende desde un par de KW hasta 250 megavatios.

Referencias

1. Barglazan, M. (2005). "About design optimization of cross-flow Hydraulic turbines", Romania.
2. Bennett K., and Swiderski, J. (2001). "Application of CFD Turbine Design for Small Hydro Elliott Falls, A Case Study", Waterpower XII, Salt lake City.
3. Busea, C., and Jianu, B. (2004). "Optimization of axial hydraulic turbines runner blades using Hydrodynamic simulation techniques", 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, Romania.
4. Coutu, A., Velagandula, O., Nennemann, B. (2005). "Francis runner forced response technology", Proceedings Waterpower XIV, Austin, Texas, USA.
5. Demirbas, A. (2005). "Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues", Progress in Energy and Combustion Science, 31, pp.171-192.
6. Deschenes, C., Fraser, R., and Fau, J.P. (2002). "New Trends in Turbine Modelling and New Ways of Partnership", Laval University Hydraulic Machinery Laboratory (LAMH), Canada.
7. Dragu, C., Soens, J., and Belmans, R. (2003). "Small-Scale Renewable Energy in The Next Century Market Hydro Plants - State of The Art and Applications", ELECTA, Energy Institute, Belgium.
8. Ferrando, L., Kueny, J.L., Avellan. F, Pedretti, C, and Tomas, L. (2004). "Surface Parameterization of a Francis Runner Turbine for Optimum Design", 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Sweden.
9. Gaius-obaseki T. (2010). "Hydropower opportunities in the water industry", International Journal of Environmental Sciences, Volume 1, No 3, pp 392-402.

10. Grekula, M., and Bark, G.O. (2001). "Experimental Study of Cavitations in a Kaplan Model Turbine", Chalmers University of Technology, Sweden.
11. Jean-Louis, K., Rémi, L., Assia, H., Alain, D., Charles, H. (2004). "Optimal design of a small hydraulic turbine", Brussels, Belgium.
12. Kobayashi, H. (2007). "Micro Hydropower Generation: Its Potential and Expectations," Renewable Energy Brightens Up the Local Community, pp. 42-53.
13. Kuntz, M., Menter, F., Garcin, H., Parkinson, E., Habertheurer, N. (2002). "Numerical investigation of turbo machinery performance of a pump- turbine", Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland.
14. Laura, A., Garrison, R., and Fisher, Jr. (2002). "Application of Biological Design Criteria and Computational Fluid Dynamics to Investigate Fish Survival in Kaplan Turbines", Voith Siemens Hydro Power Generation, Inc.; Oak Ridge National Laboratory, USA.
15. Maqsood, S. Qureshi. (2009). "Role of WAPDA in the development of hydel potential in Pakistan" Water and power development authority.
16. Paish, O. (2002). "Small hydro power : technology and current status", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 6, No. 6, pp. 537- 556, UK.
17. Swiderski J., and Martin, J. (2000). "Practical Implementations of Computational Fluid Dynamics in the Design Practice - Virtual Hydraulic Laboratory", Conference materials, Hydroforum, Poland.
18. Tiaple1,Y., and Nontakaew, Y. (2004). "The Development of Bulb Turbine for Low Head Storage Using CFD Simulation", The Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE)", 1-019 (O), pp 49-52, Hua Hin, Thailand.
19. Vu, T.C., Nennemann, B., G.D. Ciocan, M.S. Iliescu, O. Braun, F. Avellan. (2004). "Experimental study and unsteady simulation of the Flindt draf tube rotating vortex rope", Proceedings Hydro 2004, Porto, Portugal.
20. Zhou, L., Wang, Z., Xiao, R., and Luo, Y. (2007). "Analysis of dynamic stresses in Kaplan turbine blades", International Journal for Computer-Aided Engineering and Software Vol. 24 No. 8, pp. 753-762.

References

1. Barglazan, M. (2005). "About design optimization of cross-flow Hydraulic turbines", Romania.
2. Bennett K., and Swiderski, J. (2001). "Application of CFD Turbine Design for Small Hydro Elliott Falls, A Case Study," Waterpower XII, Salt lake City.
3. Busea, C., and Jianu, B. (2004). "Optimization of axial hydraulic turbines runner blades using Hydrodynamic simulation techniques", 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, Romania.
4. Coutu, A., Velagandula, O., Nennemann, B. (2005). "Francis runner forced response technology", Proceedings Waterpower XIV, Austin, Texas, USA.
5. Demirbas, A. (2005). "Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues", Progress in Energy and Combustion Science, 31, pp. 171-192.
6. Deschenes, C., Fraser, R., and Fau, J.P. (2002). "New Trends in Turbine Modeling and New Ways of Partnership", Laval University Hydraulic Machinery Laboratory (LAMH), Canada.
7. Dragu, C., Soens, J., and Belmans, R. (2003). "Small-Scale Renewable Energy in The Next Century Market Hydro Plants - State of The Art and Applications", ELECTA, Energy Institute, Belgium.
8. Ferrando, L., Kueny, J.L., Avellan. F, Pedretti, C, and Tomas, L. (2004). "Surface Parameterization of a Francis Runner Turbine for Optimum Design", 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Sweden.
9. Gaius-obaseki T. (2010). "Hydropower opportunities in the water industry," International Journal of Environmental Sciences, Volume 1, No 3, pp 392-402.
10. Grekula, M., and Bark, G.O. (2001). "Experimental Study of Cavitations in a Kaplan Model Turbine", Chalmers University of Technology, Sweden.
11. Jean-Louis, K., Rémi, L., Assia, H., Alain, D., Charles, H. (2004). "Optimal design of a small hydraulic turbine", Brussels, Belgium.
12. Kobayashi, H. (2007). "Micro Hydropower Generation: Its Potential and Expectations," Renewable Energy Brightens Up the Local Community, pp. 42-53.

13. Kuntz, M., Menter, F., Garcin, H., Parkinson, E., Habertheurer, N. (2002). "Numerical investigation of turbo machinery performance of a pump-turbine", Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland.
14. Laura, A., Garrison, R., and Fisher, Jr. (2002). "Application of Biological Design Criteria and Computational Fluid Dynamics to Investigate Fish Survival in Kaplan Turbines", Voith Siemens Hydro Power Generation, Inc .; Oak Ridge National Laboratory, USA.
15. Maqsood, S. Qureshi. (2009). "Role of WAPDA in the development of hydel potential in Pakistan" Water and power development authority.
16. Paish, O. (2002). "Small hydro power: technology and current status", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 6, No. 6, pp. 537-556, UK.
17. Swiderski J., and Martin, J. (2000). "Practical Implementations of Computational Fluid Dynamics in the Design Practice - Virtual Hydraulic Laboratory", Conference materials, Hydroforum, Poland.
18. Tiaple1, Y., And Nontakaew, Y. (2004). "The Development of Bulb Turbine for Low Head Storage Using CFD Simulation", The Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE)", 1-019 (O), pp 49-52, Hua Hin, Thailand.
19. Vu, T.C., Nennemann, B., G.D. Ciocan, M.S. Iliescu, O. Braun, F. Avellan. (2004). "Experimental study and unsteady simulation of the Flindt draf tube rotating vortex rope", Proceedings Hydro 2004, Porto, Portugal.
20. Zhou, L., Wang, Z., Xiao, R., and Luo, Y. (2007). "Analysis of dynamic stresses in Kaplan turbine blades", International Journal for Computer-Aided Engineering and Software Vol. 24 No. 8, pp. 753-762.

Referências

1. Barglazan, M. (2005). "Sobre a otimização do projeto de turbinas hidráulicas de fluxo cruzado", Romênia.
2. Bennett K. e Swiderski, J. (2001). "Aplicação do projeto de turbina CFD para pequenas hidrelétricas Elliott Falls, um estudo de caso", Waterpower XII, Salt lake City.

3. Busea, C. e Jianu, B. (2004). "Otimização de pás de turbinas axiais de turbinas hidráulicas usando técnicas de simulação hidrodinâmica", 6ª Conferência Internacional sobre Máquinas Hidráulicas e Hidrodinâmica, Timisoara, Romênia.
4. Coutu, A., Velagandula, O., Nennemann, B. (2005). "Francis runner forced response technology", Proceedings Waterpower XIV, Austin, Texas, EUA.
5. Demirbas, A. (2005). "Aplicações potenciais de fontes de energia renováveis, problemas de combustão de biomassa em sistemas de energia de caldeiras e questões ambientais relacionadas à combustão", Progress in Energy and Combustion Science, 31, pp. 171-192.
6. Deschenes, C., Fraser, R. e Fau, J.P. (2002) "Novas tendências em modelagem de turbinas e novas formas de parceria", Laboratório de Máquinas Hidráulicas da Universidade Laval (LAMH), Canadá.
7. Dragu, C., Soens, J. e Belmans, R. (2003). "Energia renovável em pequena escala nas usinas hidrelétricas de mercado do próximo século - estado da arte e aplicações", ELECTA, Instituto de Energia, Bélgica.
8. Ferrando, L., Kueny, J. L., Avellan. F, Pedretti, C e Tomas, L. (2004). "Parametrização de superfície de uma turbina Francis Runner para um ótimo projeto", 22º Simpósio IAHR sobre Máquinas e Sistemas Hidráulicos, Suécia.
9. Gaius-obaseki T. (2010). "Oportunidades hidrelétricas na indústria da água", International Journal of Environmental Sciences, Volume 1, No 3, pp 392-402.
10. Grekula, M. e Bark, G.O. (2001) "Estudo experimental de cavitações em uma turbina modelo Kaplan", Chalmers University of Technology, Suécia.
11. Jean-Louis, K., Rémi, L., Assia, H., Alain, D., Charles, H. (2004). "Projeto ideal de uma pequena turbina hidráulica", Bruxelas, Bélgica.
12. Kobayashi, H. (2007). "Micro geração hidrelétrica: seu potencial e expectativas", energia renovável ilumina a comunidade local, pp. 42-53.
13. Kuntz, M., Menter, F., Garcin, H., Parkinson, E., Habertheurer, N. (2002). "Investigação numérica do desempenho de máquinas turbo de uma bomba-turbina", Anais do 21º Simpósio IAHR sobre Máquinas e Sistemas Hidráulicos, Lausanne, Suíça.
14. Laura, A., Garrison, R. e Fisher, Jr. (2002). "Aplicação de critérios de projeto biológico e dinâmica de fluidos computacional para investigar a sobrevivência de peixes em turbinas

- Kaplan", Voith Siemens Hydro Power Generation, Inc .; Laboratório Nacional de Oak Ridge, EUA.
15. Maqsood, S. Qureshi. (2009). "Papel da WAPDA no desenvolvimento do potencial hidrelétrico no Paquistão" Autoridade de desenvolvimento de água e energia.
 16. Paish, O. (2002). "Pequenas hidrelétricas: tecnologia e status atual", Revisões de Energias Renováveis e Sustentáveis, Volume 6, No. 6, pp. 537-556, UK.
 17. Swiderski J. e Martin, J. (2000). "Implementações práticas da dinâmica dos fluidos computacional na prática de projeto - laboratório hidráulico virtual", materiais para conferências, Hydroforum, Polônia.
 18. Tiaple1, Y., e Nontakaew, Y. (2004). "O Desenvolvimento da Turbina de Bulbo para Armazenamento de Cabeça Baixa Usando Simulação CFD", Conferência Internacional Conjunta sobre "Energia e Meio Ambiente Sustentáveis (SEE)", 1-019 (O), pp 49-52, Hua Hin, Tailândia.
 19. Vu, T.C., Nennemann, B., G.D. Ciocan, M.S. Iliescu, O. Braun, F. Avellan. (2004). "Estudo experimental e simulação instável do cabo de vórtice rotativo do tubo Flindt draf", Proceedings Hydro 2004, Porto, Portugal.
 20. Zhou, L., Wang, Z., Xiao, R. e Luo, Y. (2007). "Análise de tensões dinâmicas em pás da turbina Kaplan", International Journal for Computer-Aided Engineering and Software Vol. 24 No. 8, pp. 753-762.

©2019 por el autor. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>).