



# UNIDAD 13

## SELECCIÓN DE TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS



**Contenido**

1. Conceptos básicos .....	2
1.1. Generalidades .....	2
1.2. Velocidad específica y sincrónica .....	2
1.3. Cavitación.....	4
1.1. Altura de sumergencia.....	8
2. Rango operativo .....	11
2.1. Saltos netos característicos .....	11
2.2. Potencia hidráulica y mecánica.....	12
3. Selección de turbomáquinas por métodos estadísticos.....	13
3.1. Determinación de velocidad de rotación y diámetro.....	13
3.2. Ejercicios prácticos de selección utilizando diferentes métodos.....	15
3.2.1. Método estadístico manual.....	15
3.2.2. Software específico .....	19
3.2.3. Comparación de resultados .....	36
3.2.4. Conclusiones.....	36
4. Bibliografía.....	37

## 1. Conceptos básicos

### 1.1. Generalidades

Los principales datos que definen un aprovechamiento hidroeléctrico son el salto, el caudal y la eficiencia de las máquinas, con los cuales es posible calcular la potencia total disponible. En relación a la decisión del tipo de turbina más conveniente a utilizar, varias variables adicionales deben ser analizadas. Para un salto y potencia disponibles pueden hallarse alternativas con soluciones que involucran más de un tipo de turbina, velocidad y tamaño de máquina. La selección de una turbina debe analizarse desde un punto de vista global.

Un proceso de optimización para la selección final de un turbo-grupo está caracterizado por:

- Elevado número de variables y disciplinas involucradas.
- Difícil visualización de la interrelación entre variables técnicas.
- Necesidad de datos de base suficientes y confiables.
- Estudios complejos para analizar cada alternativa.
- Necesidad de interrelacionar variables técnicas y económicas.

Las siguientes variables deben ser analizadas con profundidad para optimizar la selección.

- Rangos de operación, saltos netos máximos, nominal y mínimos.
- Potencia máxima, nominal y mínima.
- Variación de costos ante diferentes configuraciones de la obra civil.
- Variaciones de carga y caudal (diagrama colinar).
- Eficiencia requerida.
- Valoración de la energía generada.
- Frecuencias de vibración.
- Cantidad de sedimentos, requerimientos ambientales.
- Condiciones de adjudicación.
- Requerimientos de seguridad en cavitación, vibraciones y pulsaciones de presión.

El éxito de una buena selección depende de encontrar la mejor combinación entre todas las variables intentando disminuir los tiempos y costos de análisis, asegurando que la máquina seleccionada sea la más conveniente para el proyecto en su conjunto.

Una de las premisas básicas para optimizar el proceso de selección de un turbo grupo es conocer con precisión los parámetros físicos y criterios económicos que definen el aprovechamiento. Los principales son los siguientes:

- Rango de operación de la máquina (salto, caudal).
- Valoración del rango de operación (eficiencia, puntos ponderados).
- Condiciones de seguridad (cavitación, vibraciones, tensiones).
- Disposición general de las obras y costos asociados.

### 1.2. Velocidad específica y sincrónica

El número de revoluciones específico o velocidad específica es sin duda el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no solo el caudal y el salto, variables fundamentales, sino también la velocidad de giro, variable cinemática que le sigue en importancia. En el sistema métrico la velocidad específica  $n_s$  viene definida como:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_H}}{Hn^{5/4}}$$

Siendo:

$n_s$ : velocidad específica [rpm]

$n$ : velocidad sincrónica [rpm]

$P_H$ : potencia hidráulica [kW]

$Hn$ : salto neto [m]

La velocidad específica caracteriza el diseño de la turbina hidráulica. Las turbinas con el mismo número de velocidad son geoméricamente similares si tienen un diseño óptimo. Se utiliza como parámetro para la clasificación de turbinas. Cada tipo de turbina se encuentra dentro de un cierto rango según se muestra en la Figura 1.

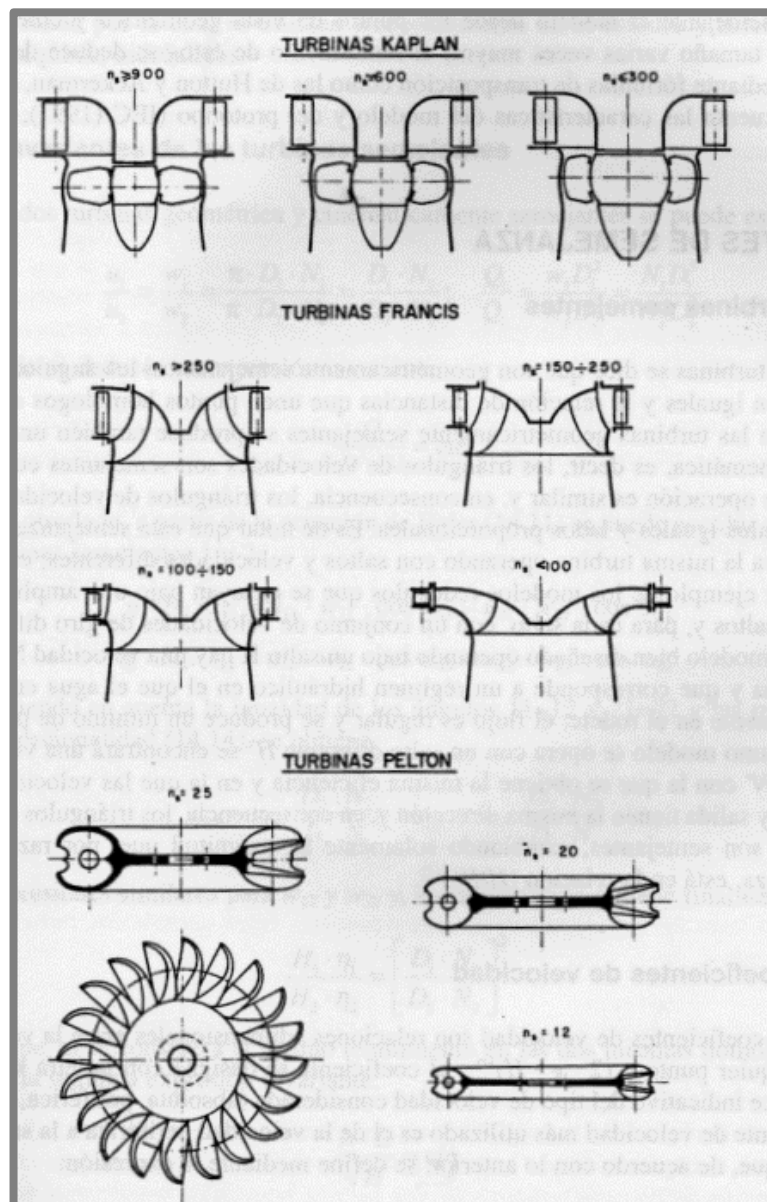


Figura 1: Rango de velocidad específica para turbinas hidráulicas.

Por otro lado, debe considerarse que la velocidad de rotación debe ser “sincrónica”, es decir debe ser tal que el generador pueda producir la energía eléctrica a frecuencia de red con un número de polos en el rotor que sea par. La velocidad de rotación nominal determina, en función de la frecuencia de la red, una cierta cantidad de polos:

$$n_{pp} = \frac{60 \cdot f}{n}$$

Siendo:

$n_{pp}$ : Número de pares de polos del generador [-]

$f$ : Frecuencia de la red, en Argentina  $f = 50 \text{ Hz}$  [Hz]

$n$ : Velocidad sincrónica [rpm]

Mientras que mayores velocidades de rotación para una potencia y saltos determinados se relacionan generalmente con menores costos del equipamiento; la velocidad puede estar limitada por la tendencia a cavitación del rodete, la caída de eficiencia, vibraciones y el diseño del generador.

Por lo tanto, la elección de la velocidad requiere un estudio pormenorizado de muchas variables y debe mirarse desde un punto de vista global.

Una velocidad alta podría reducir las dimensiones a valores que originarían velocidades de escurrimiento del agua a través del diámetro de garganta del rodete excesivamente altas originando problemas de cavitación y consecuentemente requerir una mayor sumergencia del rodete respecto al nivel de restitución lo que tendrá como consecuencia un incremento en excavación y costos estructurales.

La velocidad también podría contribuir a acoplamientos de frecuencias lo que podrían originar vibraciones y debe ser necesario verificar.

Si se dispone de información, puede realizarse una primera selección de un set de velocidades por métodos estadísticos y posteriormente, con información a base de ensayos de modelo (diagrama colinar) se seleccionará la máquina que mejor se adapte a las condiciones requeridas de cavitación, vibraciones y eficiencia para el proyecto en estudio.

### 1.3. Cavitación

Otro de los aspectos de gran importancia al momento de seleccionar una máquina hidráulica es el efecto de cavitación. En el flujo de agua en el interior de un conducto las presiones locales pueden alcanzar valores subatmosféricos (presiones negativas) dependiendo de la velocidad local, la altura de referencia y la naturaleza de los contornos del flujo. En turbinas hidráulicas, debido a las altas velocidades que existen en el rodete y a la salida del tubo difusor, las oportunidades de que ocurran altas velocidades locales y presiones negativas son altas. Cuando la presión negativa local alcanza la presión de vapor del agua, el vapor de agua se libera en forma de burbujas de vapor. Esta fase es similar a la ebullición del agua. Cuando estas burbujas se mueven a regiones de mayor presión en el flujo, se comprimen, disminuyen de tamaño y eventualmente pueden colapsar. El colapso de una burbuja de vapor es un fenómeno de implosión (explosión interna) y el agua circundante se precipita al vacío creado por la burbuja colapsada. Se ha podido determinar que las burbujas colapsan no simétricamente (ver Figura 2).

Cuando una burbuja colapsa, el agua circundante a ésta, forma micro jets en el proceso de llenado del vacío (dejado por la burbuja). Estos micro jets pueden incidir en la pared vecina. La Figura 2 es un bosquejo esquemático de la formación de un micro jet. Cuando las burbujas colapsan cerca de una pared, los micro jets, a su vez, causan pulsos locales de alta presión en la superficie. Este proceso de formación, desplazamiento y colapso de las burbujas de vapor en zonas de presión negativa de un flujo de líquido se conoce como cavitación. En un fenómeno de cavitación, el ciclo de formación rápida, desplazamiento y colapso ocurre en una pequeña escala de tiempo (microsegundos) y ocurre repetidamente.

Las superficies límite sólidas que se ven afectadas por micro jets y los pulsos de alta presión consecuentes sufren daños materiales debido al tipo de falla por fatiga en un área localizada. La superficie afectada sufre un daño característico llamado pitting (o picadura). Además del daño, el fenómeno de cavitación también está acompañado de ruido y vibraciones muy característicos. Los principales efectos de la cavitación en un dispositivo de flujo, como una máquina hidráulica, son:

1. Alteración del rendimiento del sistema, por ejemplo, aumento de la resistencia y caída de la eficiencia.
2. Ocurrencia de ruido y vibración.
3. Daño por picadura en la región de la pared del componente que sufre cavitación.
4. Vida útil reducida.

Por lo tanto, se puede apreciar que la cavitación es un fenómeno dañino y debe evitarse en el diseño e instalación de maquinaria y dispositivos hidráulicos. La condición física fundamental para la aparición de la cavitación es, evidentemente, que la presión en el punto de formación de estas bolsas caiga hasta la tensión de vapor del fluido en cuestión. Puesto que las diferencias de presión en máquinas que trabajan con agua son normalmente del mismo orden que las presiones absolutas, es claro que esta condición puede ocurrir fácilmente y con agua fría.

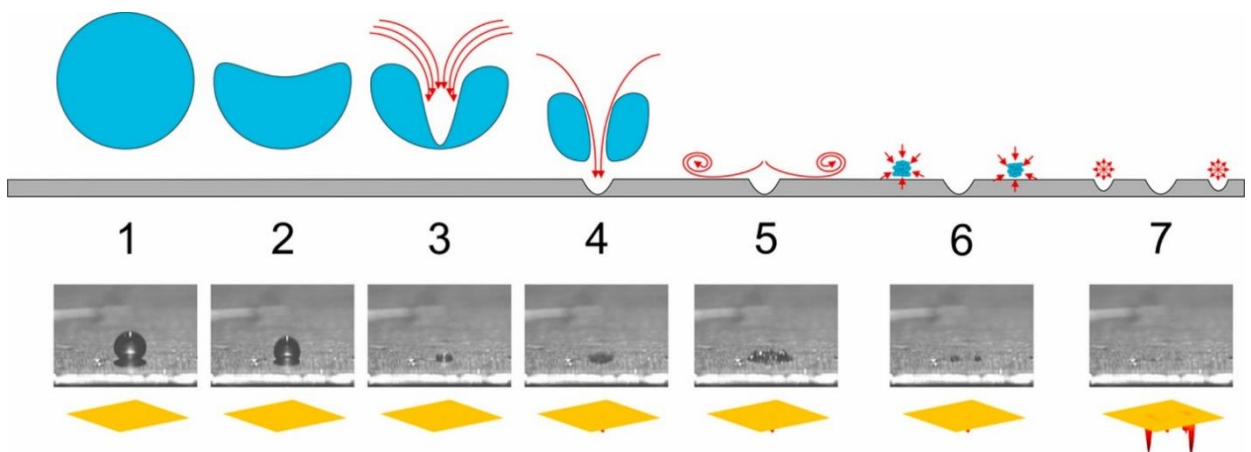


Figura 2: Proceso de pitting debido a cavitación.

Para minimizar la aparición de los efectos de cavitación, además de necesitar un correcto diseño hidráulico, es frecuente que las turbinas de reacción (Francis – Kaplan) se sitúen por debajo del nivel de restitución. Es decir, se busca tener una mayor altura de sumergencia, concepto que se abordará en el próximo subtema.

Una de las formas de estudio de los efectos de cavitación es a través de modelos a escala reducida, graficando lo que se conoce como la curva de “sigma break”. En este gráfico se coloca

en abscisas el coeficiente de cavitación o número de Thoma (representado por  $\sigma$  sigma), y en ordenadas el valor de eficiencia hidráulica de la turbina. El número de Thoma se define para una turbina de reacción como

$$\sigma = \frac{Ha - Hv - Hs}{Hn}$$

En este caso, los subíndices  $a$  y  $v$ , representan la altura de presión atmosférica y la altura de presión de vapor, respectivamente.  $Hn$  es el salto neto de la turbina y  $Hs$  es la altura de sumergencia (altura de la configuración de la turbina respecto del nivel del agua en la restitución).

La Figura 3 representa el resultado del ensayo de sigma break. Se muestra un diagrama esquemático de la variación de eficiencia con valores de sigma.

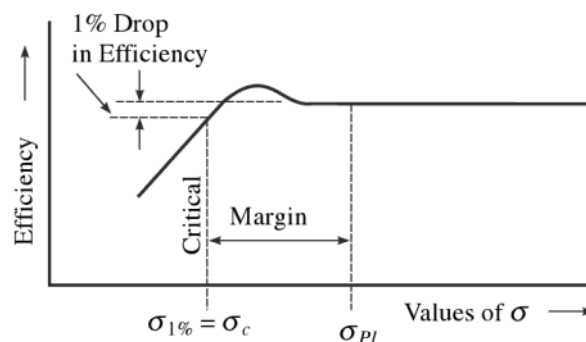


Figura 3: Definición de sigma crítico.

Generalmente la curva muestra un tramo de eficiencia constante con una posterior disminución rápida en el valor de la eficiencia. La rápida caída en la eficiencia de la turbina se debe al inicio de la cavitación. Antes del inicio de la caída rápida, puede haber un aumento momentáneo seguido de la caída.

El valor más pequeño de sigma en el que se manifiesta la cavitación incipiente en la turbina en estudio se identifica mediante el criterio de una caída del 1% en la eficiencia. Este punto (marcado  $\sigma_{1\%}$  en la Figura 3) representa el valor más bajo de sigma que puede permitirse en la turbina sin que se produzca una cavitación grave. Este punto se considera el punto crítico y se denomina parámetro de cavitación crítica (también conocido como coeficiente crítico de Thoma o sigma crítico) y se designa como  $\sigma_{cr}$ . El criterio del 1% es uno de los métodos de determinación de  $\sigma_{cr}$ , la norma IEC 60193 establece otras formas de determinación pero que a los alcances de este curso no corresponde mencionar. Cada turbina tendrá entonces un  $\sigma_{cr}$  único, y se puede definir el campo de operación de la turbina como sigue:

- (a) si  $\sigma \geq \sigma_{cr}$  no habrá peligro de cavitación, y
- (b) si  $\sigma < \sigma_{cr}$ , la instalación de la turbina sufrirá problemas de cavitación.

En turbinas Francis suelen aparecer varios tipos de cavitación que suelen afectar tanto el rendimiento como provocar pérdida de material y deben ser distinguidos para poder prevenir.

Los diferentes tipos de cavitación dependen en general de la velocidad específica de la máquina y del punto de operación. Hay que distinguir dos categorías de cavitación. Algunos fenómenos



que dependen en gran medida de  $\sigma$ , mientras que otros dependen solo débilmente, pero son activados por regímenes operativos específicos. Éstos pueden ser (ver también Figura 4):

1. Travelling:

Es un tipo de cavitación que depende en gran medida del nivel de sumergencia de la máquina  $h_s$ . Aparecen burbujas de cavitación en el lado succión y en el borde de salida donde la presión es mínima sobre el álabe. Provoca pérdida de material y disminución de eficiencia de la máquina. Se puede dar en todo el rango de operación de la turbina, aunque es más frecuente para altos caudales. Para eliminarlo se debe profundizar la línea de centro de rodete de la máquina ( $H_s$ ). Se debe tratar de evitar en todos los casos. En los ensayos de sigma break este fenómeno provoca la variación de la eficiencia, por lo que termina definiendo la línea de centro de rodete (setting) de la máquina (sigma planta). El nivel de restitución generalmente viene impuesto.

2. Cavitación en borde de entrada lado succión (BELS):

Prácticamente no depende de la sumergencia, sino del diseño del rodete. Es muy peligrosa, provoca socavación de material (pitting). En este caso se produce una migración de burbujas desde la zona de baja presión hacia la zona de alta presión en donde terminan imploriendo generando vibraciones de alta frecuencia muy destructivas. Suele aparecer en las regiones de operación de saltos altos. En los prototipos, el daño es a menudo muy variable según el alabe considerado. Se desarrolla cerca de borde entrada, cerca de cubo o banda. Contra la banda puede producir daños a los álabes en forma muy rápida (pocas horas de operación).

3. Cavitación en borde de entrada lado presión (BELP):

Este tipo de cavitación no depende mucho del nivel de sumergencia, es de tipo no erosiva, aunque produce mucho ruido y vibraciones tanto en modelo como en prototipo. Se puede decir que la burbuja no migra, sino que queda encapsulada en la zona de presión. Suele aparecer en las áreas de operación de saltos bajos.

4. Channel vortex

En la región de bajos caudales, aparece un tipo de cavitación muy diferente, que toma la forma de un vórtice que cavita entre los álabes, a veces pueden aparecer varios (2 o 3). Este tipo de cavitación es bastante independiente de  $\sigma$ . Este fenómeno también es relativamente ruidoso (menor que BELP) y generalmente no produce daños, pero puede haber riesgos de algún daño en el cubo.

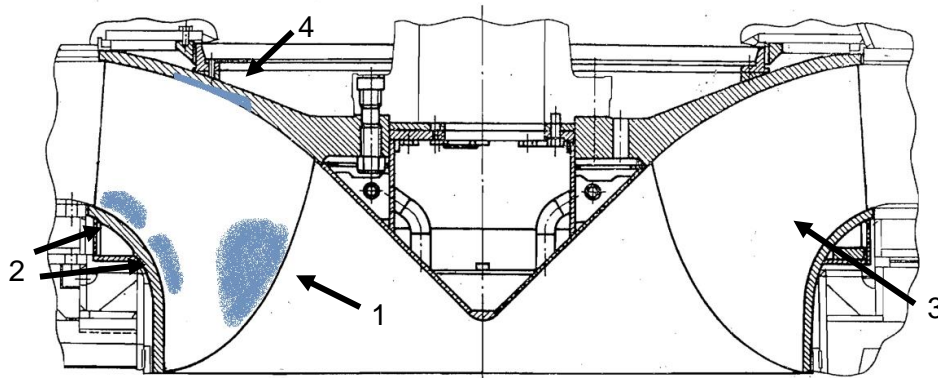


Figura 4: Áreas típicas de daño por cavitación en turbinas Francis. 1. Travelling, 2. Borde de ataque lado succión (contra la banda o contra el cubo), 3. Borde de ataque lado presión, 4. Channel vortex.

En el diagrama colinar que se muestra a continuación se presentan las zonas de aparición normales de los distintos tipos de cavitación con el agregado del fenómeno del vórtice de baja y alta carga que, si bien no produce cavitación (y es independiente del diseño), genera fluctuaciones de presión que es necesario tener en cuenta.

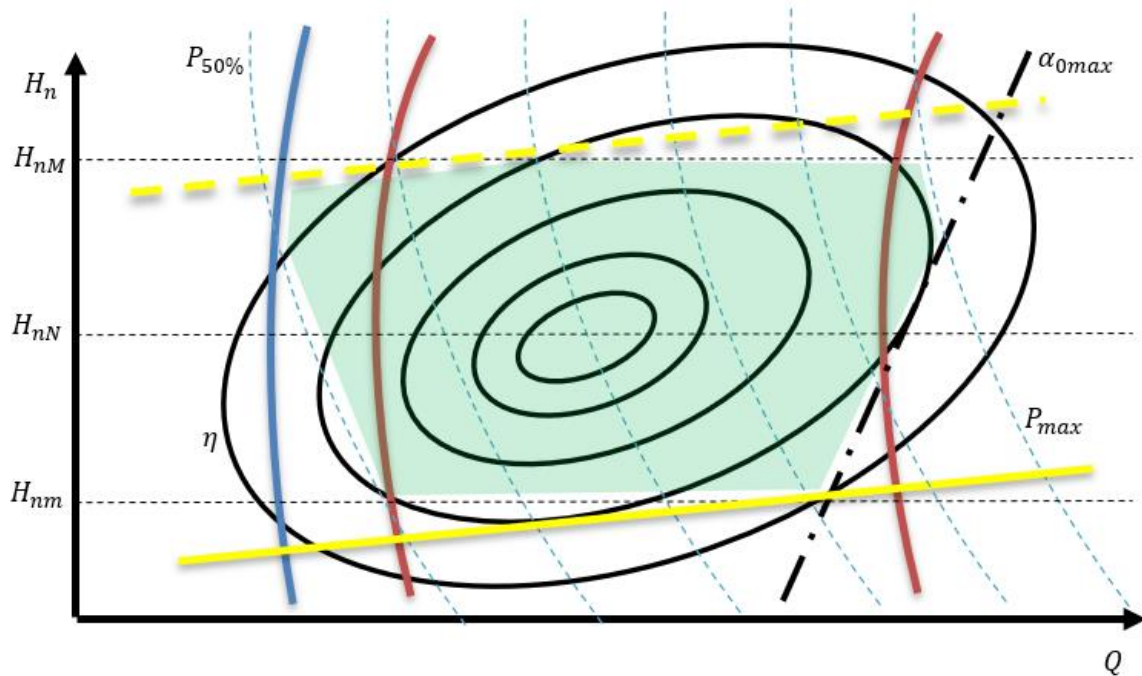


Figura 5: Diagrama colinar con límites de cavitación - Campo operativo

- Torcha o vórtice o vortex core, baja carga y alta carga
- Channel vortex
- · - Apertura de distribuidor  $\alpha_{0max}$
- Curvas de eficiencia  $\eta$
- · - Curvas de potencia  $P$
- · - Saltos netos  $H_n$
- Cavitación borde de entrada lado presión (BELP)
- · - Cavitación borde de entrada lado succión (BELS)
- ▭ Rango de operación

Es importante recordar que la cavitación es un proceso que se retroalimenta, ya que al producir cambios en el perfil hidráulico provoca incremento de velocidades y extiende el fenómeno.

### 1.1. Altura de sumergencia

Los niveles de presión absoluta sobre el rodete se relacionan con la sumergencia ( $H_s$ ) de la máquina. Esta se define como la diferencia de altitud entre el nivel de restitución y la línea de centro de rodete, siendo el nivel de restitución definido como aquel que alcanza el canal de restitución con una sola unidad en operación con caudal y salto nominales. Otros puntos característicos del diagrama deben ser estudiados, pues pueden resultar dimensionantes.

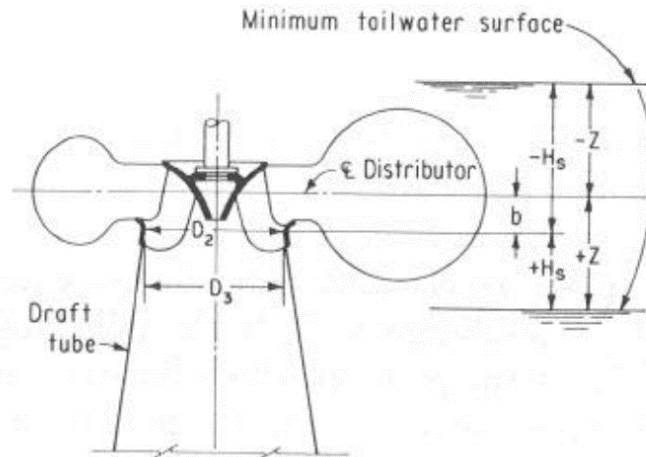


Figura 6: Definición de altura de sumergencia.

El nivel de sumergencia en una máquina de reacción debe ser estudiado en detalle para realizar en forma adecuada la selección de una máquina. Una sumergencia muy elevada podría resultar en excavaciones innecesarias y costos de estructura. Por otro lado, una sumergencia muy pequeña podría resultar en una excesiva cavitación de los álabes con un resultado de pérdida de eficiencia e incremento de costos de operación o mantenimiento, así como también pérdida de producción energética durante los períodos operativos y de indisponibilidad.

El nivel de sumergencia es calculado con el coeficiente de cavitación o número de Thoma. Para la determinación del nivel de sumergencia deben estudiarse los puntos críticos de la zona de operación de la máquina y los criterios de seguridad requeridos.

Usando  $\sigma_{cr}$ , la altura de sumergencia máxima para un ajuste de turbina se puede obtener como:

$$Hs_{max} = Ha - Hv - \sigma_{cr} \cdot Hn$$

Siendo:

$Hs_{max}$ : altura de sumergencia máxima [m]

$Ha$ : presión atmosférica [m]

$Hv$ : presión de vapor de agua [m]

$Hn$ : salto neto [m]

$\sigma_{cr}$ : coeficiente de cavitación crítica (Thoma) [-]

Se debe tener en cuenta que el valor de proyecto de la altura de sumergencia dado por la ecuación anterior, es el valor máximo de  $Hs$  que podría adoptarse en el sitio e indica las condiciones incipientes de cavitación en esa configuración. Para resguardarse de factores imprevistos, es habitual permitir un margen de seguridad (ver Figura 3 "margin") a definir según el criterio del proyectista, pudiendo entonces ser  $Hs$  mayor o igual. A veces, el factor de seguridad se incorpora en el valor de  $\sigma_{cr}$  al considerar que el sigma crítico operativo es un cierto porcentaje mayor que el sigma obtenido a partir del criterio del 1%. Tal sigma crítico se conoce como sigma de planta ( $\sigma_{pl}$ ). Resultando  $Hs$  igual a:

$$Hs = Ha - Hv - \sigma_{pl} \cdot Hn$$

$\sigma_{pl}$ : sigma planta [-]

Vale recordar que la presión barométrica es función de la elevación respecto del nivel mar. Por eso, la ubicación del emplazamiento debe determinarse con precisión al momento de evaluar la cavitación.

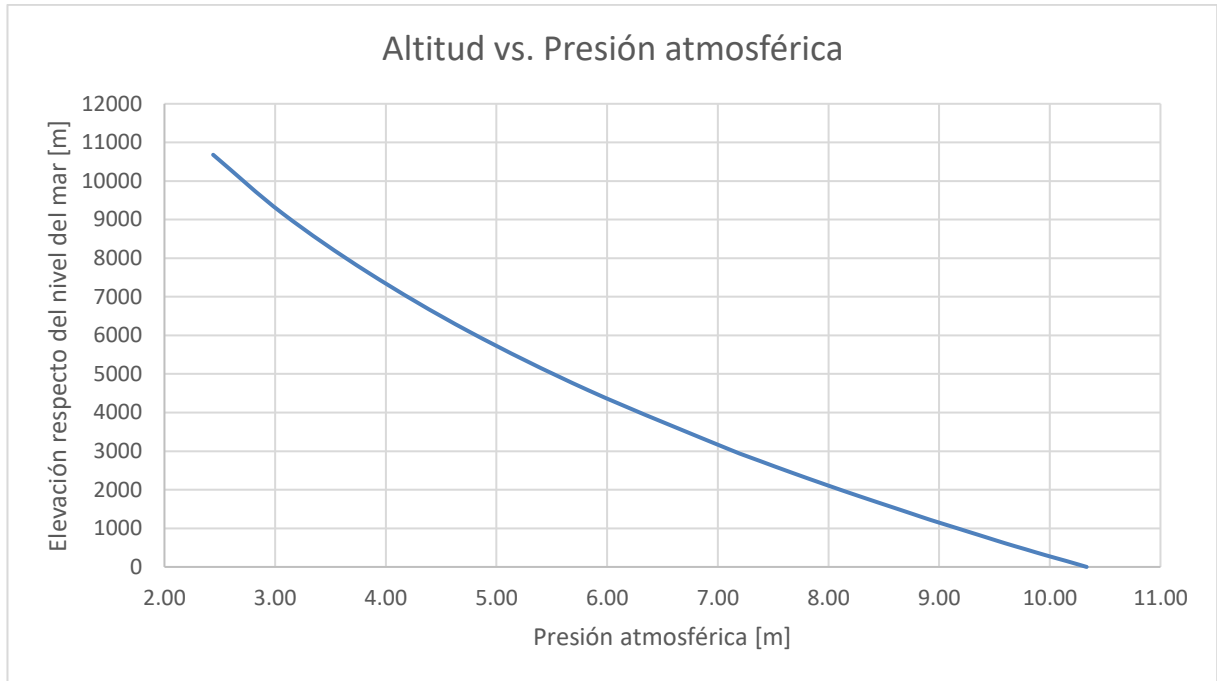


Figura 7: Variación de la presión atmosférica con la altitud respecto del nivel del mar.

Por otro lado, la presión de vapor de agua está en función de la temperatura del agua, por lo tanto, también este dato es requerido para el cálculo del nivel de sumergencia.

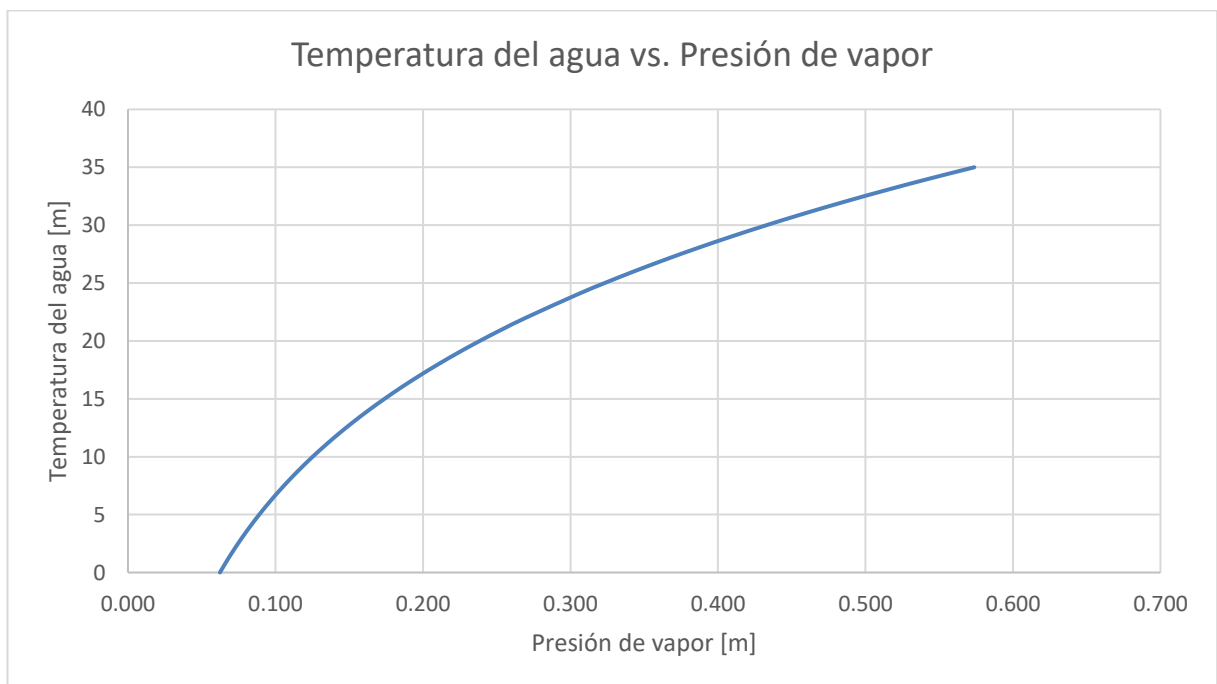


Figura 8: Variación de la presión de vapor con la temperatura del agua.

## 2. Rango operativo

El rango de operación está determinado por la especificación de los saltos netos en donde trabajará la máquina (saltos netos característicos) y las potencias máximas y mínimas de operación continua y temporaria para cada salto neto operativo. Las características de operación de una turbina dada (diámetro y velocidad sincrónica constantes) se pueden visualizar en forma clara a través de un diagrama de colina o colinar.

En este tipo de diagrama se suele graficar en ordenadas saltos netos y en abscisas caudales. Luego, a partir de un gran número de ensayos de modelo a escala se trazan curvas que representan las variables a analizar:

- 1- Curvas de igual eficiencia.
- 2- Curvas de apertura del distribuidor,  $\alpha_0$ .
- 3- Puntos de igual potencia.
- 4- Curvas límites de cavitación.

Ver Figura 5.

### 2.1. Saltos netos característicos

De acuerdo a la norma IEC 60193, la cual establece los criterios de aceptación y prueba de turbinas y bombas hidráulicas en general a nivel internacional; el salto neto se define como la diferencia entre el nivel de embalse y el nivel de restitución, restando además todas las pérdidas de carga incluidas desde la obra de toma hasta la entrada a la cámara espiral de la turbina, menos la energía cinética a la salida del tubo difusor.

$$H_n = N_e - N_r - \Delta h_{\text{conducto}} - \Delta h_{\text{tubo difusor}}$$

Siendo:

$H_n$ : salto neto [m]

$N_e$ : nivel de embalse [msnm]

$N_r$ : nivel de restitución [msnm]

$\Delta h_{\text{conducto}}$ : pérdidas de carga por singularidades y frotamiento en la conducción [m]

$\Delta h_{\text{tubo difusor}}$ : pérdidas de carga a la salida del tubo difusor [m]

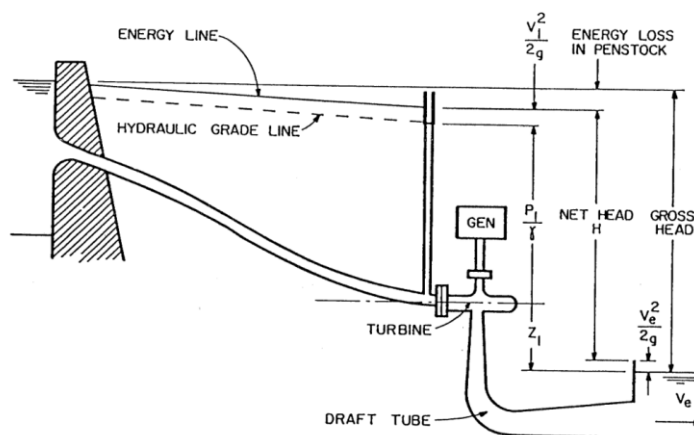


Figura 9: Esquema de definición de salto neto.

Por lo tanto, para la determinación de un salto deben establecerse con precisión los niveles de embalse y de restitución, y definir también los conductos de admisión para la determinación de las pérdidas de carga.

- Niveles de embalse
  - Nivel de embalse máximo maximorum,  $NeMM$ : Corresponde al nivel máximo alcanzado ante la crecida decamilenaria.
  - Nivel de embalse máximo normal,  $NeMN$ : Corresponde al nivel máximo que el reservorio puede alcanzar en operación normal el cual puede ir variando a lo largo del año dependiendo de las crecidas.
  - Nivel de embalse mínimo normal,  $NemN$ : Corresponde al nivel resultante de la máxima depleción operativa cuando las máquinas están en operación.
  - Nivel mínimo extraordinario,  $Neme$ : Corresponde a un nivel de trabajo entre el nivel de embalse mínimo normal y el mínimo para usos consuntivos.
- Niveles de restitución
  - Nivel de restitución máximo maximorum,  $NrMM$ : Es el nivel correspondiente al caudal de crecida decamilenaria.
  - Nivel de restitución máximo normal,  $NrMN$ : Es el nivel correspondiente al caudal total turbinado cuando las unidades están operando con el distribuidor en la máxima apertura.
  - Nivel de restitución normal,  $NrN$ : Es el nivel correspondiente al caudal turbinado debido a una unidad operando a la potencia máxima de modo de atender las condiciones más críticas de cavitación. Generalmente corresponde con la operación de una sola turbina a potencia máxima (100% caudal).
  - Nivel de restitución mínimo normal,  $NrmN$ : Es el nivel correspondiente a la operación de una unidad cuando la misma está funcionando a carga parcial.
- Saltos netos característicos
  - Salto neto máximo,  $HnM$ : Es el salto resultante de la combinación entre el nivel de embalse máximo normal ( $NeMN$ ) y el nivel de restitución mínimo normal ( $NrmN$ ) menos las pérdidas de carga asociadas ( $\Delta h$ ).

$$HnM = NeMN - NrmN - \Delta h$$

- Salto neto de proyecto,  $HnP$ : Es el salto correspondiente al punto de rendimiento máximo.
- Salto neto mínimo,  $Hnm$ : Es el salto resultante de la combinación entre el nivel de reservorio mínimo normal ( $NemN$ ) y el nivel de restitución máximo normal ( $NrMN$ ) menos las pérdidas de carga asociadas ( $\Delta h$ ).

$$Hnm = NemN - NrMN - \Delta h$$

- Salto neto nominal,  $HnN$ : Es el menor salto en el cual la turbina debería suministrar la potencia correspondiente a la potencia efectiva del generador con el distribuidor totalmente abierto. Hay diferentes criterios para dimensionar este salto. Por lo general esta definición en embalses regulados da un salto bajo por lo que es preferible definirlo a partir de un estudio energético económico. Este salto es de fundamental importancia para la definición de la turbina.

## 2.2. Potencia hidráulica y mecánica

Nuevamente, en base a la Norma IEC 60193, se define la potencia hidráulica como:

$$P_H = \frac{Q \cdot Hn \cdot \rho \cdot g \cdot \eta_H}{1000}$$

Siendo:

$P_H$ : potencia hidráulica [kW]

$Q$ : caudal [m<sup>3</sup>/s]

$Hn$ : salto neto [m]

$\rho$ : densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

$g$ : aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]

$\eta_H$ : eficiencia hidráulica [-]

La potencia hidráulica (o potencia de placa) es la que comúnmente se conoce como potencia en el eje. Las potencias máximas y mínimas van a estar dadas por los saltos netos máximos y mínimos respectivamente.

La potencia mecánica del aprovechamiento va a estar dada en función de la potencia hidráulica afectada por las eficiencias intervinientes del cojinete guía, definido según la norma IEC. Por otro lado, la potencia global del aprovechamiento se define como la potencia hidráulica afectada por las pérdidas debidas a los cojinetes, el generador y el transformador. A efectos de dar un orden de magnitud son los siguientes:

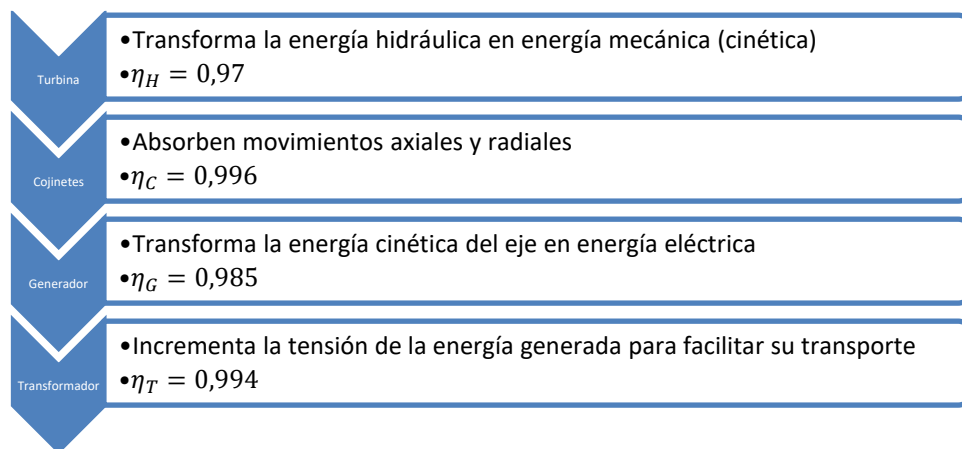


Figura 10: Esquema de eficiencias.

Resultando la eficiencia global con un valor cercano a:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_C \cdot \eta_G \cdot \eta_T = 0,97 \cdot 0,996 \cdot 0,985 \cdot 0,994 = 0,946$$

### 3. Selección de turbomáquinas por métodos estadísticos

#### 3.1. Determinación de velocidad de rotación y diámetro

El método descrito a continuación es el resultado de análisis estadísticos de una gran serie de datos obtenidos de turbinas fabricadas y en operación, y suele ser utilizado para estudios a nivel de prefactibilidad, factibilidad y en algunos casos, hasta diseño, ya que da una idea de la magnitud de los parámetros. Tiene la ventaja de ser un método muy sencillo y rápido, de gran ayuda para el Ingeniero proyectista.

Los métodos estadísticos se basan en general en la relación entre la velocidad específica y la velocidad de rotación o sincrónica. Como se vio:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{Hn^{5/4}} \qquad n_{pp} = \frac{60 \cdot f}{n}$$

Para un salto y potencia determinados, mayor velocidad específica representa mayor velocidad de la unidad. Partiendo entonces del conocimiento de la velocidad específica puede calcularse la velocidad de rotación para un aprovechamiento con un salto y potencia-caudal determinados.

Por la relación existente entre la velocidad específica y la velocidad de rotación basta conocer la primera para poder adelantar un valor de la segunda. Los autores que han desarrollado los métodos estadísticos han propuesto expresiones que permiten anticipar un valor de la velocidad específica en función solamente del salto neto. Estos resultados son fruto de la experiencia recogida de un gran número de turbinas en operación.

Partiendo de un valor estimativo de la velocidad específica los distintos métodos proponen entonces un valor de diámetro de salida del rodete y en función de este dato, las demás variables geométricas de la turbina, la cámara espiral y el tubo difusor.

El procedimiento general es el siguiente:

- i. Partiendo del salto neto dado se determina un valor de velocidad específica provisorio y tentativo.
- ii. Con el valor de velocidad específica obtenido se despeja un valor provisorio de la velocidad sincrónica.
- iii. En función de la velocidad específica provisoria se determina el número de pares de polos del generador, el cual debe ser un número entero (inmediato superior o anterior, queda a criterio del proyectista).
- iv. Se debe redefinir entonces la velocidad sincrónica a partir del valor adoptado del número de pares de polos.
- v. Finalmente se redefine el valor de la velocidad específica a adoptar.

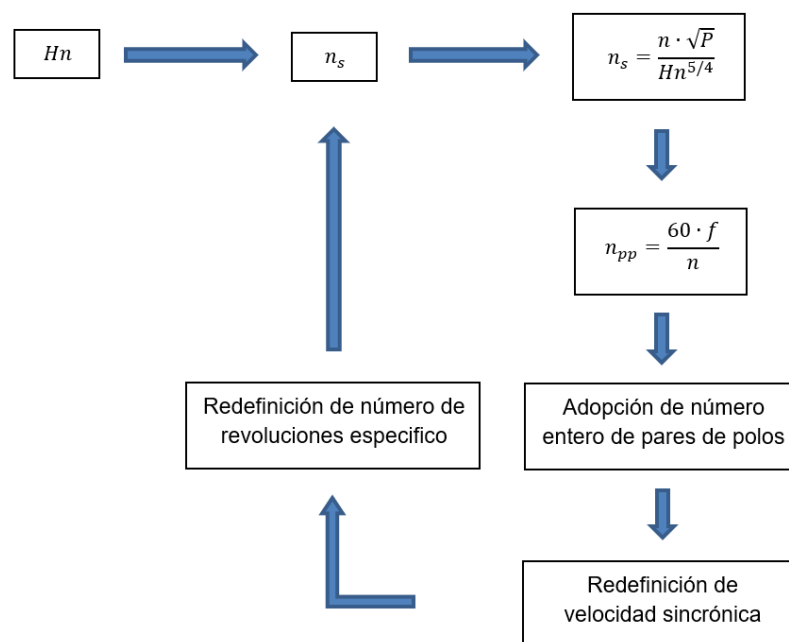


Figura 11: Proceso de determinación de velocidad específica



### 3.2. Ejercicios prácticos de selección utilizando diferentes métodos

#### 3.2.1. Método estadístico manual

El procedimiento propuesto por los autores F. de Siervo y F. de Leva se basa en estimar inicialmente un número de velocidad específico para la turbina en estudio a partir del salto neto dado. Para dicha estimación se ha realizado un análisis estadístico y de correlación de un gran número de turbinas en operación.

##### i. Datos

Se ha utilizado en este caso los datos correspondientes a la Central de Cacheuta, en la Provincia de Mendoza, a fines de poder realizar una comparación entre los resultados de los distintos métodos y el diseño final adoptado por el fabricante de turbinas luego de un estudio pormenorizado.

- a.  $Hn = 170 \text{ m}$
- b.  $Q = 20 \text{ m}^3/\text{s}$
- c.  $\rho = 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- d.  $\eta_H = 0,945$
- e.  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- f.  $f = 50 \text{ Hz}$
- g. *Cota central* = 1194.84 m
- h.  $Ta = 15^\circ\text{C}$

##### ii. Potencia hidráulica

$$P = \frac{Q \cdot Hn \cdot \rho \cdot \eta \cdot g}{1000} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 170 \text{ m} \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,945 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{1000} = 31424,97 \text{ kW} = 31,4 \text{ MW}$$

##### iii. Velocidad sincrónica y número específico de revoluciones

El método propone tres fórmulas para la estimación de la velocidad específica en función del salto neto según el período de tiempo en el que fueron fabricadas las turbinas analizadas, cada una con su coeficiente de correlación y desviación estándar correspondiente:

- a. 1960 – 1964     $n_s = 2959 \cdot Hn^{-0.625}$      $r = -0.94$      $s = 52.6$
- b. 1965 – 1969     $n_s = 3250 \cdot Hn^{-0.625}$      $r = -0.97$      $s = 30.2$
- c. 1970 – 1975     $n_s = 3470 \cdot Hn^{-0.625}$      $r = -0.95$      $s = 39.8$

Para este caso práctico se adopta la opción c, debido a que corresponde a la serie de datos más recientes.

$$n_s = 3470 \cdot Hn^{-0.625} = 3470 \cdot 170 \text{ m}^{-0.625} = 140,06 \text{ rpm}$$

La velocidad sincrónica se obtiene entonces como:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{Hn^{5/4}} \Rightarrow n = \frac{n_s \cdot Hn^{5/4}}{\sqrt{P}} = n = \frac{140,06 \text{ rpm} \cdot 170 \text{ m}^{5/4}}{\sqrt{31424,97 \text{ kW}}} = 484,98 \text{ rpm}$$

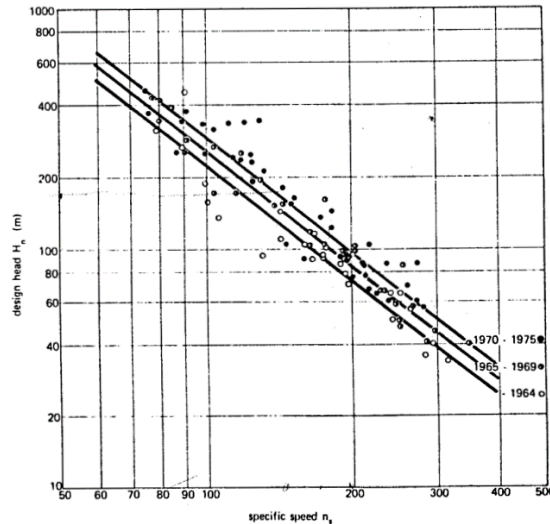


Fig. 1. Specific speed versus design head. The curves indicate that over a period extending from some time before 1964 to the present there has been a trend to increase the value of the specific speed for a given head.

Figura 12: Velocidad específica versus salto neto de diseño.

iv. Número de pares de polos y redefinición del número de revoluciones específico

$$npp = \frac{60 \cdot f}{n} = \frac{60 \cdot 50 \text{ Hz}}{484,98 \text{ rpm}} = 6,19$$

Se debe adoptar un número entero, podrían analizarse dos alternativas:

- Alternativa 1:  $npp = 6$
- Alternativa 2:  $npp = 7$

En este caso, y sabiendo de antemano que la velocidad específica del diseño final adoptado y fabricado para la central de Cacheuta es  $n = 500 \text{ rpm}$ , se decide adoptar  $npp = 6$ . Pero también hubiera sido válido seleccionar  $npp = 7$ . Esta etapa responde a los criterios de diseño del proyectista.

A continuación, se redefine la velocidad específica:

$$npp = \frac{60 \cdot f}{n} \Rightarrow 6 = \frac{60 \cdot 50 \text{ Hz}}{n} \Rightarrow n = 500,00 \text{ rpm}$$

$$n_s = \frac{500,00 \text{ rpm} \cdot \sqrt{31424,97 \text{ kW}}}{170 \text{ m}^{5/4}} = 144,39 \text{ rpm}$$

v. Altura de sumergencia

Como se vio, la altura de sumergencia está definida como:

$$H_s = H_a - H_v - H_n \cdot \sigma$$

En el método se propone determinar el coeficiente de cavitación según:

$$\sigma = 7,57 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^{1,41} = 7,57 \cdot 10^{-5} \cdot 144,39 \text{ rpm}^{1,41} = 0,084$$

En función de la altura sobre el nivel del mar del emplazamiento de la central y la temperatura del agua se determinan los valores de:

$$H_a = 8,95 \text{ m}$$

$$H_v = 0,174 \text{ m}$$

Resultando:

$$H_s = 8,95 \text{ m} - 0,174 \text{ m} - 170 \text{ m} \cdot 0,084 = -5,50 \text{ m}$$

vi. Dimensionamiento del rodete

El método propone aproximar las dimensiones del rodete en función del coeficiente de velocidad periférica  $k_u$ , el cual muestra una relación aproximadamente lineal con respecto a la velocidad específica.

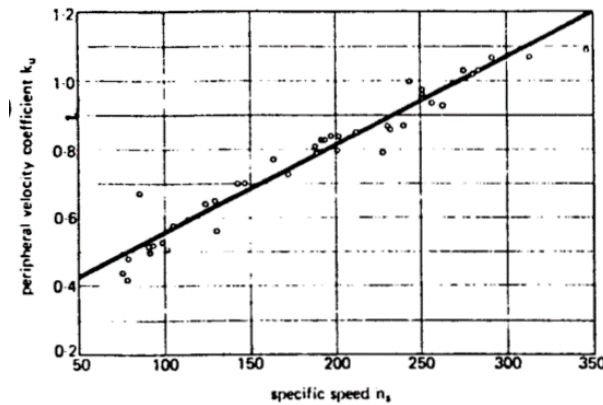


Figura 13: Relación entre el coeficiente de velocidad periférica y la velocidad específica.

La función de interpolación es:

$$k_u = 0,31 + 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot n_s = 0,31 + 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 144,39 \text{ rpm} = 0,671$$

$$D_3 = \frac{84,5 \cdot k_u \cdot \sqrt{H_n}}{n} = 1,479 \text{ m}$$

- Diámetro de entrada  $D_1$ :

$$\frac{D_1}{D_3} = 0,4 + 94,5 \cdot n_s \Rightarrow D_1 = 1,559 \text{ m}$$

- Diámetro medio  $D_2$ :

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{1}{0,96 + 0,00038 \cdot n_s} \Rightarrow D_2 = 1,621 \text{ m}$$

- Altura  $H_1$  desde el centro del rodete al borde superior del mismo:

$$\frac{H_1}{D_3} = 0,094 + 0,00025 \cdot n_s \Rightarrow H_1 = 0,192 \text{ m}$$

- Altura  $H_2$  desde el centro del rodete al borde inferior del mismo:

$$\frac{H_2}{D_3} = -0,05 + \frac{42}{n_s} \Rightarrow H_2 = 0,356 \text{ m}$$

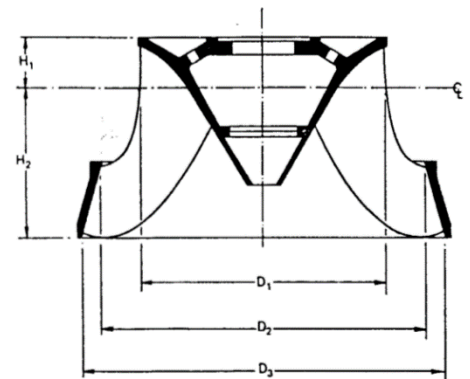


Figura 14: Diámetros del rodete.

- Dimensionamiento de la Cámara Espiral

Las principales dimensiones de la Cámara Espiral se ilustran en la Figura 15.

Las funciones de estimación son:

$$\frac{A}{D_3} = 1,2 - \frac{19,56}{n_s} \Rightarrow A = 1,574 m$$

$$\frac{B}{D_3} = 1,1 - \frac{54,8}{n_s} \Rightarrow B = 1,065 m$$

$$\frac{C}{D_3} = 1,32 + \frac{49,25}{n_s} \Rightarrow C = 2,456 m$$

$$\frac{D}{D_3} = 1,50 + \frac{48,8}{n_s} \Rightarrow D = 2,717 m$$

$$\frac{E}{D_3} = 0,98 + \frac{63,60}{n_s} \Rightarrow E = 2,100 m$$

$$\frac{F}{D_3} = 1 + \frac{131,4}{n_s} \Rightarrow F = 2,824 m$$

$$\frac{G}{D_3} = 0,89 + \frac{96,5}{n_s} \Rightarrow G = 2,304 m$$

$$\frac{H}{D_3} = 0,79 + \frac{81,75}{n_s} \Rightarrow H = 2,005 m$$

$$\frac{I}{D_3} = 0,1 + 0,00065 \cdot n_s \Rightarrow I = 0,287 m$$

$$\frac{L}{D_3} = 0,88 + 0,00049 \cdot n_s \Rightarrow L = 1,406 m$$

$$\frac{M}{D_3} = 0,60 + 0,000015 \cdot n_s \Rightarrow M = 0,890 m$$

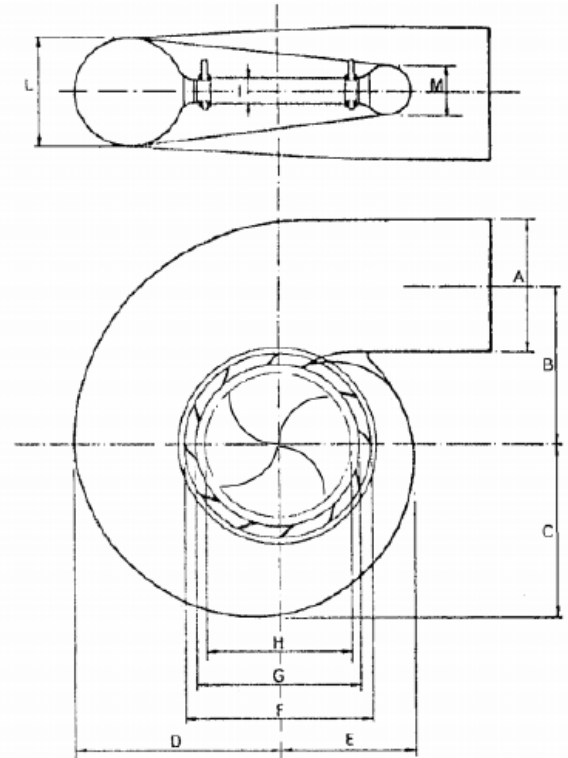


Figura 15: Principales dimensiones de la Cámara Espiral

- Dimensionamiento del tubo de aspiración

El tamaño del tubo de aspiración está directamente determinado por el tamaño del rodete, ambos tienen en común el diámetro  $D_3$  y la velocidad absoluta en la sección de entrada, la cual corresponde con la velocidad de descarga del rodete.

Las principales dimensiones se calculan con las siguientes fórmulas:

$$\frac{N}{D_3} = 1,54 + \frac{203,5}{n_s} \Rightarrow N = 4,361 m$$

$$\frac{O}{D_3} = 0,83 + \frac{140,7}{n_s} \Rightarrow O = 2,668 m$$

$$\frac{P}{D_3} = 1,37 - 0,00056 \cdot n_s \Rightarrow P = 1,906 m$$

$$\frac{Q}{D_3} = 0,58 + \frac{22,6}{n_s} \Rightarrow Q = 1,089 \text{ m}$$

$$\frac{R}{D_3} = 1,6 - \frac{0,0013}{n_s} \Rightarrow R = 2,366 \text{ m}$$

$$\frac{S}{D_3} = \frac{n_s}{-9,28 + 0,25 \cdot n_s} \Rightarrow S = 7,960 \text{ m}$$

$$\frac{T}{D_3} = 1,50 + 0,00019 \cdot n_s \Rightarrow T = 2,068 \text{ m}$$

$$\frac{U}{D_3} = 0,51 - 0,0007 \cdot n_s \Rightarrow U = 0,065 \text{ m}$$

$$\frac{V}{D_3} = 1,10 + \frac{53,7}{n_s} \Rightarrow V = 2,176 \text{ m}$$

$$\frac{Z}{D_3} = 2,63 + \frac{33,8}{n_s} \Rightarrow Z = 4,235 \text{ m}$$

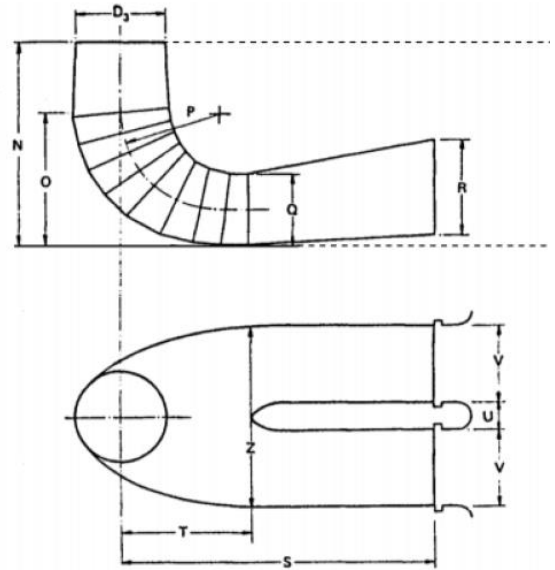


Figura 16: Principales dimensiones del Tubo Difusor

### 3.2.2. Software específico

El software utilizado en este caso es TURBNPRO, desarrollado por Hydro Info Systems (<https://www.turbnpro.com/>). El propósito de elegir este software fue el de poder mostrar otro método de selección de turbinas hidráulicas, también basado en la estadística y con algunos ajustes teóricos, y aprovechar la interfaz gráfica muy didáctica.

El programa ofrece la posibilidad de seleccionar turbinas de tipo Kaplan (tipo hélice o Propeller), Francis y Pelton, que como se ha mencionado son los tipos más ampliamente utilizados.

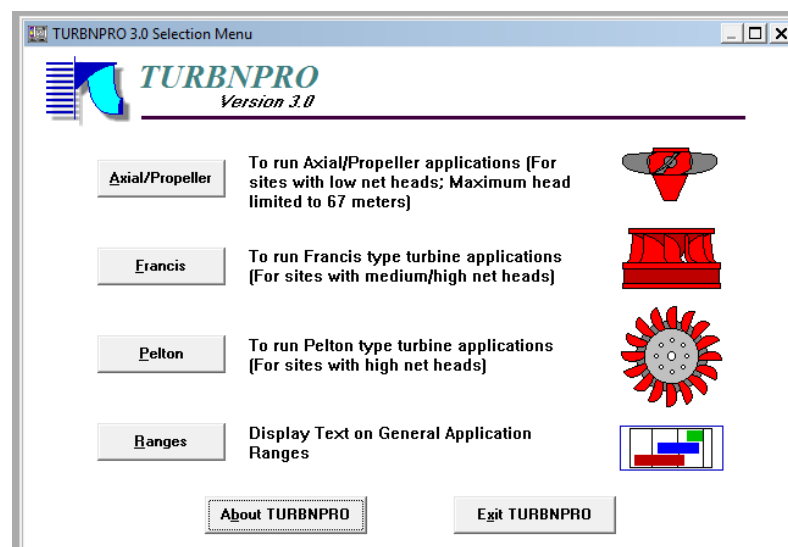


Figura 17: Menú de inicio.

Haciendo clic en el botón de "Range" se muestra de forma esquemática el rango de saltos netos en los cuales trabajan los diferentes tipos de turbinas, con una pequeña descripción de cada uno y su aplicación.

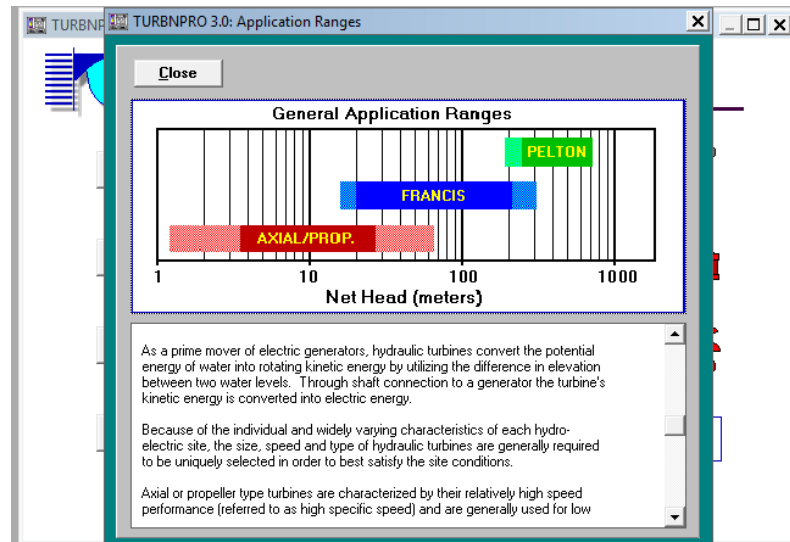


Figura 18: Rango de saltos de operación de los principales tipos de turbinas.

Para este caso, se va a seleccionar una turbina tipo Francis por lo que al hacer clic en el botón "Francis" se abre una nueva ventana como la mostrada a continuación.

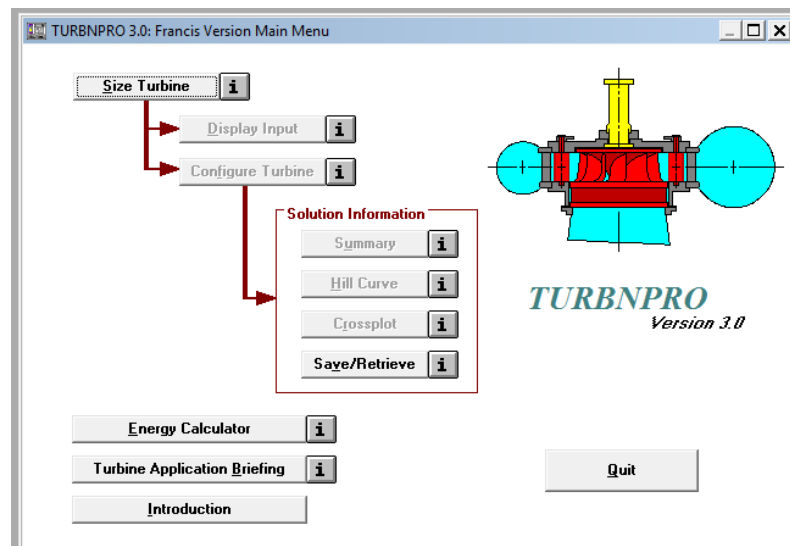


Figura 19: Menú principal turbina tipo Francis.

En el botón de información se indica que la rutina de Dimensionamiento de la turbina ("Size Turbine") desarrollará y mostrará una serie de posibles tamaños y velocidades de turbinas dentro de un rango de diseños de velocidad específicos adecuados. Este procedimiento requiere que el usuario ingrese información sobre diez características principales del sitio y los requisitos de funcionamiento deseados de la turbina.

Figura 20: Formulario de datos de ingreso.

1. Caudal nominal (“*Rated Discharge*”): Debe ser mayor que  $0 \text{ m}^3/\text{s}$  y menor que  $28\,300 \text{ m}^3/\text{s}$ . El valor ingresado será utilizado por el programa como la capacidad de descarga de la turbina bajo la condición de salto neto ingresado más adelante.

Figura 21: Descarga nominal.

2. Salto neto (“*Net Head*”): Debe ser superior a  $0 \text{ m}$ . El salto neto es aproximadamente el salto bruto o estático menos cualquier pérdida de carga debida al diseño de la toma de admisión, bastidores de basura, fricción de la compuerta y pérdidas de carga de velocidad en la admisión y descarga de la turbina. Se debe tener en cuenta que este salto neto debe ser el salto de la turbina cuando funciona a caudal nominal.

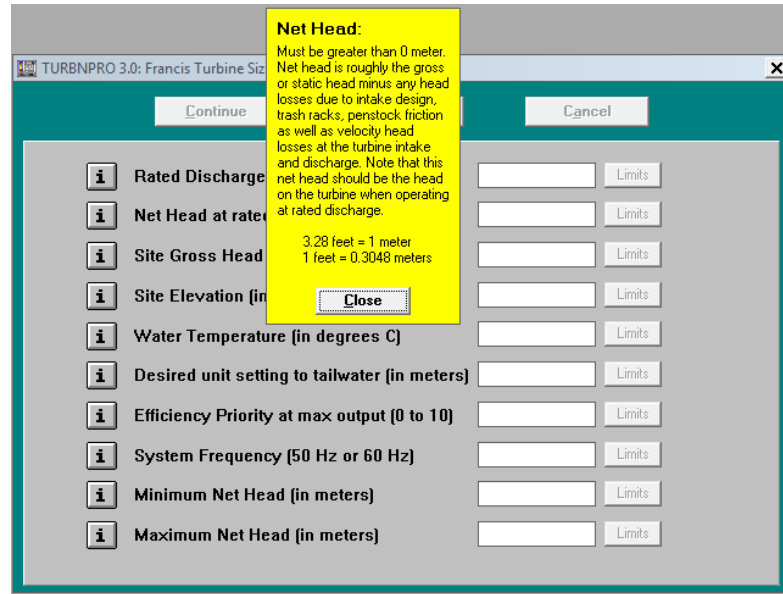


Figura 22: Salto neto.

- Salto bruto (“*Gross Head*”): Debe ser mayor que 0 m y no menos que el salto neto ingresado anteriormente. El salto bruto es la máxima diferencia posible en la elevación entre los niveles de agua en la cabecera o el embalse y el nivel de agua en la restitución.

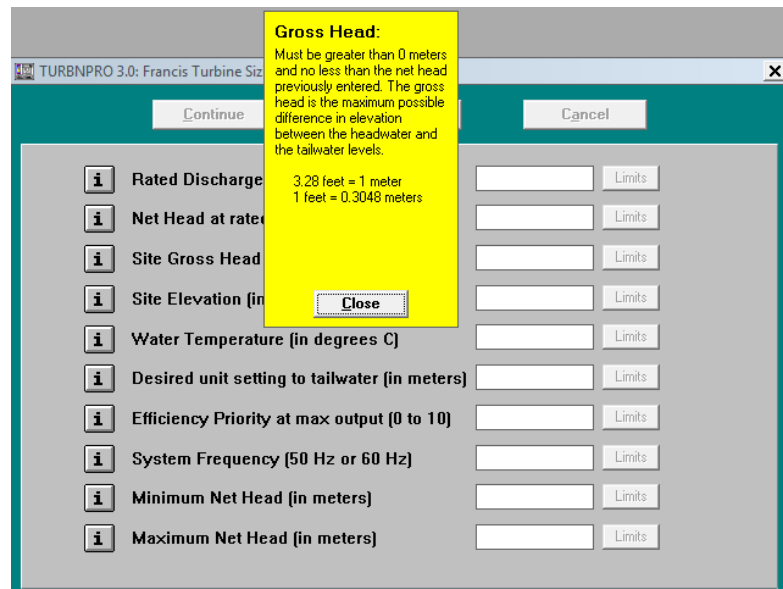


Figura 23: Salto bruto.

- Cota de emplazamiento (“*Site Elevation*”): Debe estar entre 0 m y 4 570 m sobre el nivel del mar. La elevación introducida se utiliza para determinar la altura de presión atmosférica para el coeficiente de cavitación y los cálculos de ajuste de la unidad. Cuanto mayor sea la elevación, mayor será la probabilidad de que ocurra una cavitación no deseada.



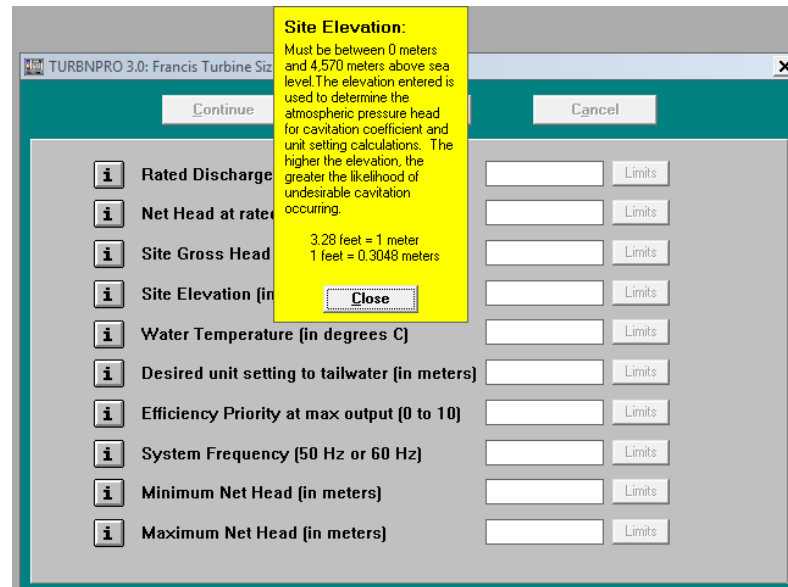


Figura 24: Cota de emplazamiento.

5. Temperatura del agua (“*Water Temperature*”): Debe estar entre 0 °C y 32.7 °C . La temperatura ingresada se utiliza para determinar la presión de vapor de agua para el coeficiente de cavitación y los cálculos de configuración de la unidad. Cuanto más caliente esté el agua, mayor será la probabilidad de que ocurra una cavitación indeseable.

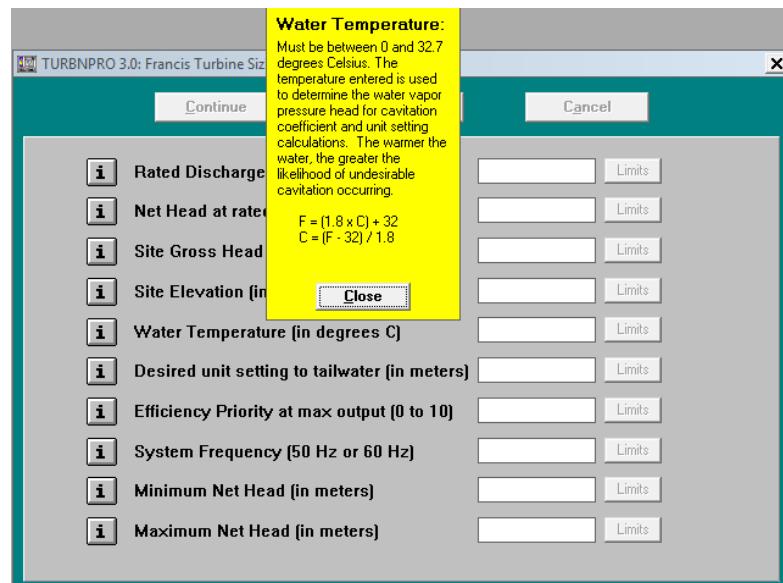


Figura 25: Temperatura del agua.

6. Altura de sumergencia deseada (“*Desired unit setting to tailwater*”): La altura de sumergencia (o *centerline setting*) deseada es la diferencia en la elevación entre la línea central del rodete de la turbina y el nivel del agua en la restitución. Un valor negativo representa una configuración de unidad debajo del nivel de restitución.

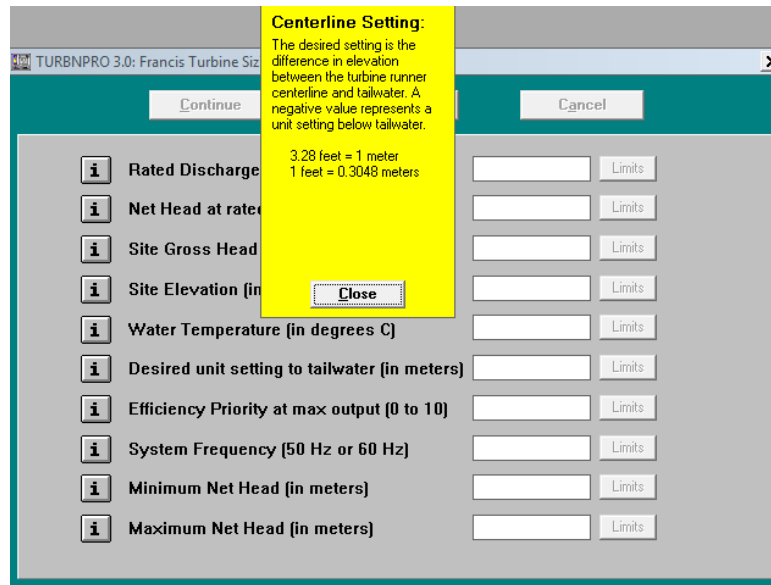


Figura 26: Altura de sumergencia.

7. Prioridad de eficiencia (“*Efficiency Priority*”): Una prioridad de 10 dimensionaría la turbina para que tenga una descarga nominal coincidente con el punto de eficiencia máxima. Una prioridad de "0" tendría a la descarga nominal muy por encima de la descarga de eficiencia máxima. Una unidad dimensionada con un valor de prioridad más alto será más grande y tendrá un rango de flujo operativo más limitado.

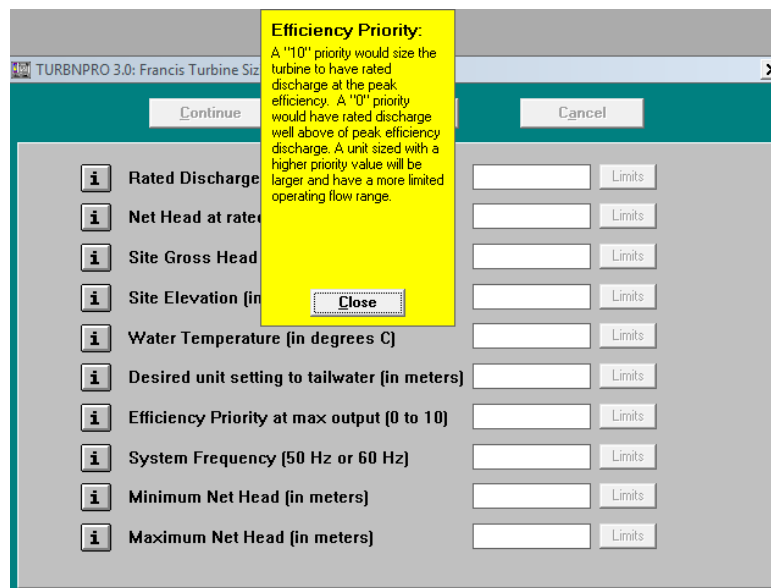


Figura 27: Prioridad de eficiencia.

8. Frecuencia del sistema (“*System Frequency*”): La selección de la frecuencia del sistema de servicio eléctrico es necesaria para determinar las velocidades apropiadas de rotación de la turbina. La entrada debe ser 50 Hz o 60 Hz.

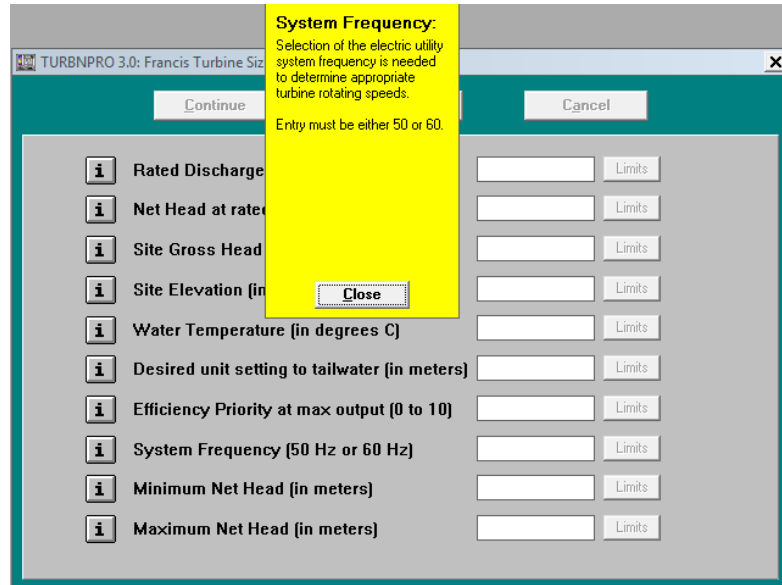


Figura 28: Frecuencia del sistema.

9. Salto neto mínimo (“*Minimun Net Head*”): Debe ser mayor que 0 m pero no mayor que el salto neto ingresado previamente.

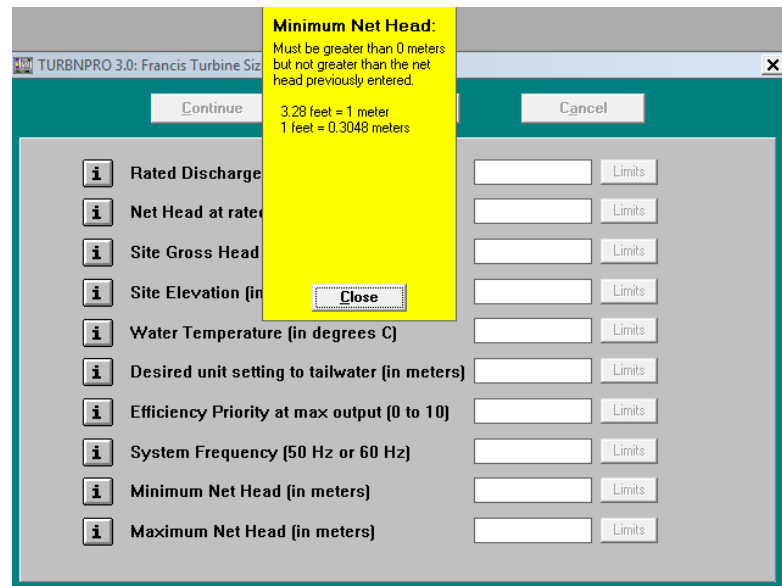


Figura 29: Salto neto mínimo.

10. Salto neto máximo (“*Maximun Net Head*”): Debe ser mayor que el salto neto nominal pero no mayor que el salto bruto ingresado previamente.

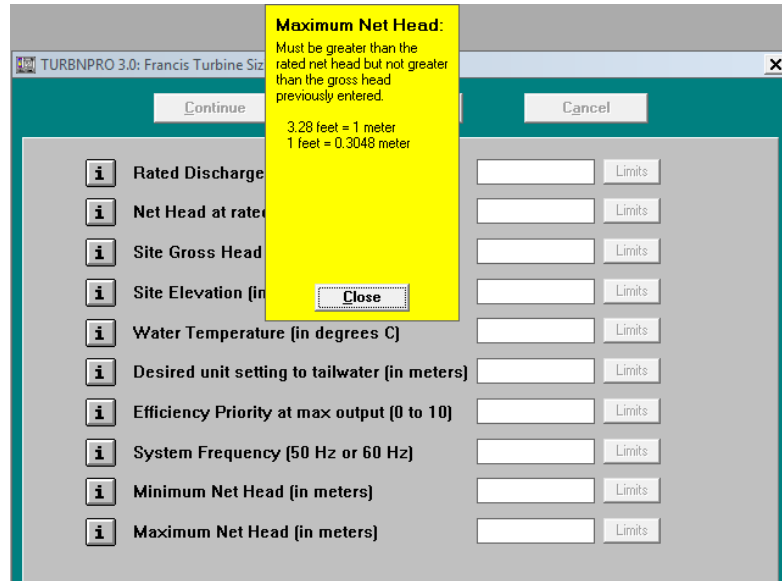


Figura 30: Salto neto máximo.

A continuación, se completan los datos solicitados según las características del proyecto y se continúa con el proceso de selección.

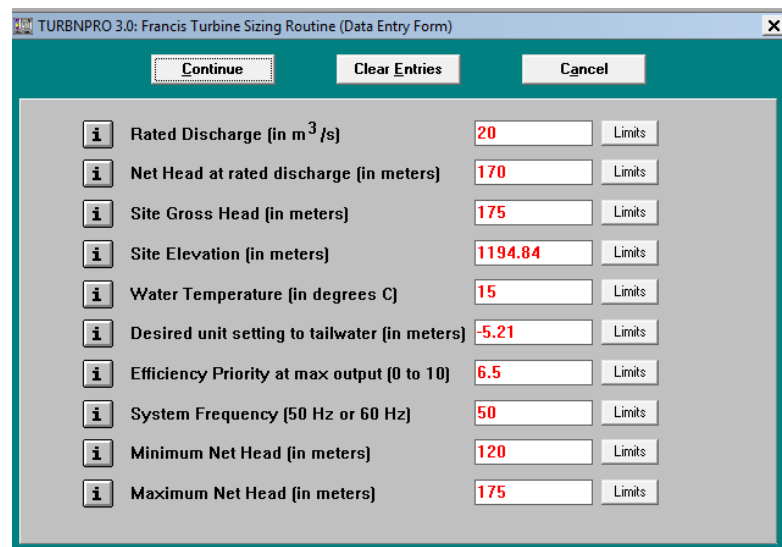


Figura 31: Formulario completo para proyecto en estudio.

En este caso, se propuso como altura de sumergencia deseada la finalmente adoptada en el proyecto ( $H_s = -5.21\text{ m}$ ). Después se verá si el programa propone un valor cercano o no al valor final.

La ventana siguiente muestra una serie de posibles alternativas a adoptar, que pueden satisfacer los criterios de diseño propuestos. Este paso también depende del gusto del proyectista de adoptar un caso con velocidad específica mayor o menor.

Solution Number	Runner Diameter Millimeters	Runner Diameter Inches	Unit Speed rpm	Specific Speed NS	Centerline Setting meters
1	1511	59.5	500.0	141	-2.5
2	1603	63.1	428.6	121	-0.2
3	1685	66.3	375.0	106	1.6
4	1755	69.1	333.3	94	2.4
5	1820	71.7	300.0	85	3.0
6	1874	73.8	272.7	77	3.5
7	1922	75.7	250.0	71	3.8
8	1967	77.4	230.8	65	4.1
9	1980	78.0	214.3	61	4.4
10	1993	78.5	200.0	57	4.7

Preliminary Output: 30152 KW

Figura 32: Alternativas de solución.

Se decide seleccionar el primer tamaño, ya que en este caso se conoce previamente la velocidad específica del prototipo final. En esta instancia, el programa también provee, preliminarmente, del dato de la potencia de salida, siendo en este caso  $P = 30.152 \text{ MW}$ . Al dar clic en continuar, el programa regresa el menú principal permitiendo acceder a “Display Input”, donde simplemente muestra un resumen de los datos de la turbina seleccionada y los principales datos de base cargados. El siguiente paso, en “Configure Turbine”, se le brinda al programa mayor definición en diferentes aspectos relacionados con la configuración de la turbina.

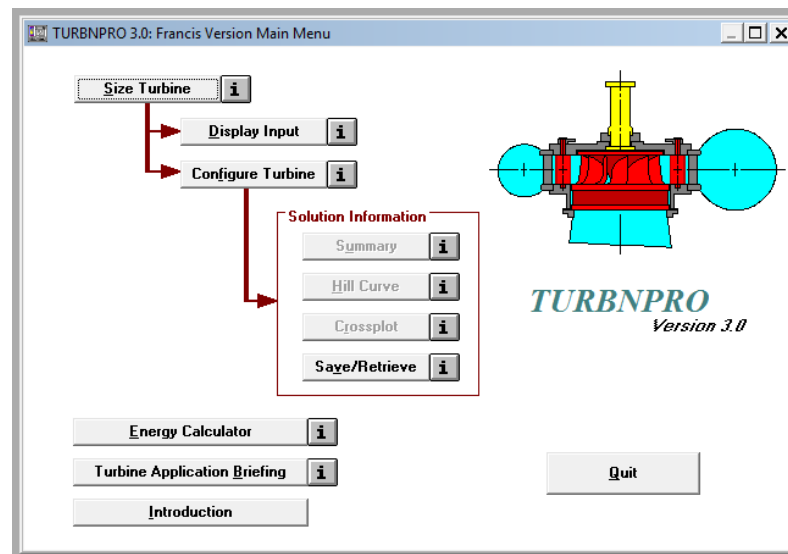


Figura 33: Menú principal turbina tipo Francis.

Se debe entonces elegir la configuración final de 4 aspectos importantes:

- 1) Orientación del eje (“Axis Orientation”): Esta puede ser horizontal como vertical. Debido en este caso al tamaño del rodete, no se permite una unidad de eje horizontal.

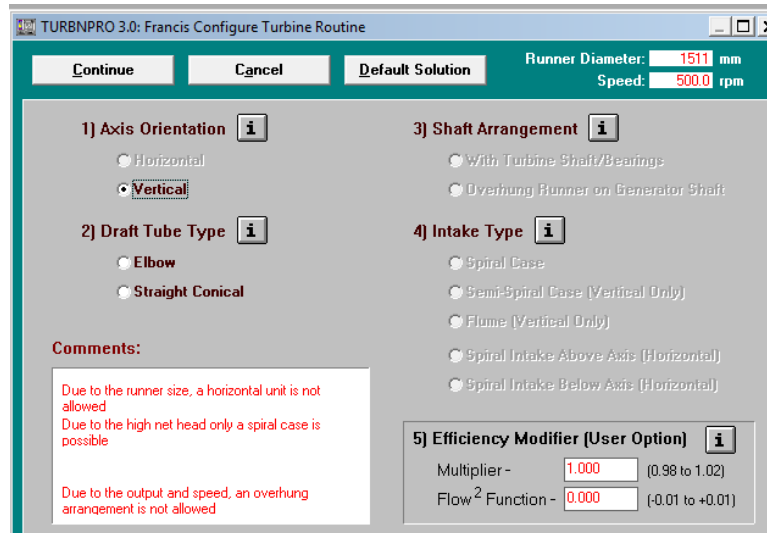


Figura 34: Opciones de orientación de eje.

La orientación del eje de la turbina es la del eje de rotación. La selección está limitada a Horizontal o Vertical. Aunque las unidades verticales son posibles en todos los tamaños, las unidades horizontales generalmente se limitan a tamaños más pequeños.

Cuando la opción está disponible, la selección de una orientación horizontal frente a una vertical se basa en gran medida en la disposición de la central deseada. Existen ventajas y desventajas para ambos. Una unidad horizontal generalmente permitiría una central con una altura total más baja, posiblemente requeriría un generador de menor costo y permitiría un acceso más fácil al rodete de la turbina para su mantenimiento y/o remoción a través del tubo de aspiración sin molestar al generador. Además, una orientación horizontal puede requerir una excavación menos profunda en el sitio durante la construcción de la central eléctrica. Sin embargo, una unidad vertical puede requerir menos área total de piso que tenga una huella más pequeña. Esto podría ser particularmente importante si el espacio es limitado. Una unidad vertical también tendría el generador ubicado físicamente muy por encima de la línea central del rodete de la turbina, lo que resultaría en un menor riesgo debido a la inundación de la casa de máquinas.

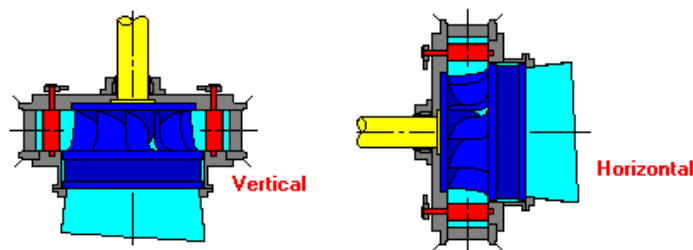


Figura 35: Distintas configuraciones de orientación eje en turbinas tipo Francis.

- 2) Tipo de tubo de aspiración (“Draft Tube Type”): El tubo de aspiración puede ser en forma de codo (“Elbow”) o de cono recto (“Straight Cone”). Se prefiere seleccionar el tipo cono principalmente por motivos económicos de obra civil, para evitar mayores excavaciones.

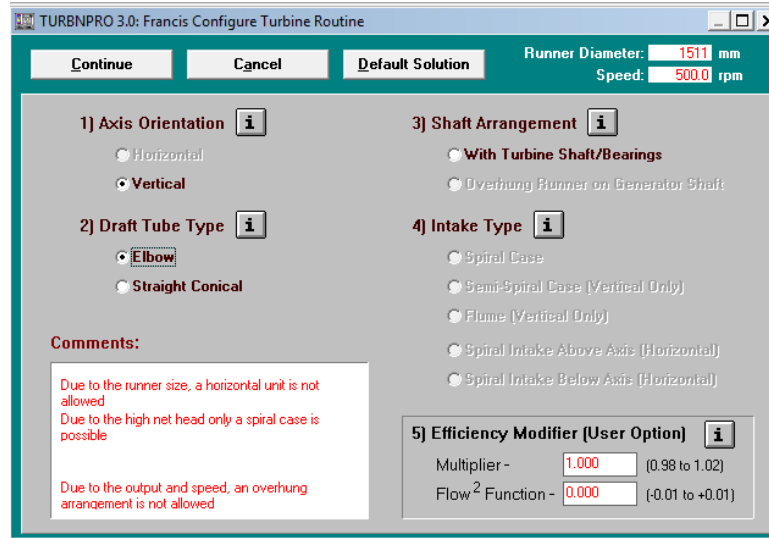


Figura 36: Opciones de tubo difusor.

El tubo difusor de la turbina puede ser de tipo recto cónico, de expansión constante, o de tipo codo en ángulo recto. Los tubos difusores de tipo codo especialmente diseñados con ángulos diferentes de 90 grados pueden ser posibles para ciertas aplicaciones, pero el software no los tiene en cuenta.

En las unidades verticales, los tubos de aspiración rectos deben limitarse a aquellas unidades que sean lo suficientemente pequeñas y estén lo suficientemente altas por encima del nivel de restitución para evitar que los costos de excavación sean prohibitivos. A medida que el tamaño de la unidad aumenta, la viabilidad de un tubo de aspiración de eje recto disminuye rápidamente. En unidades horizontales, un tubo difusor recto solo se puede aplicar si la configuración de la unidad es lo suficientemente profunda por debajo del agua de la cola para asegurar una inmersión completa de la salida del tubo difusor.

Los tubos de aspiración acodados se usan comúnmente en unidades verticales para evitar una excavación excesiva en el sitio. En las unidades horizontales, los tubos en codo son necesarios a menos que haya una configuración de la unidad lo suficientemente profunda como para permitir un tubo difusor recto con inmersión en la salida.

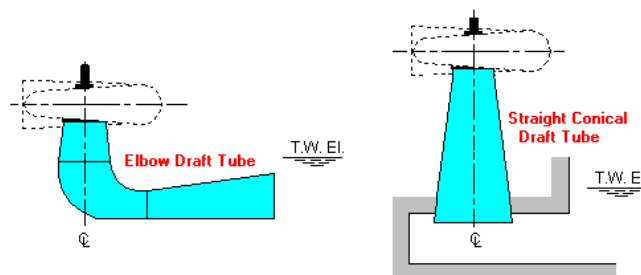


Figura 37: Distintas configuraciones de tubo difusor en turbinas tipo Francis.

- 3) Configuración del eje (“*Shaft Arrangement*”): El eje que conecta el rodete de la turbina con el generador y que hace que estos giren solidariamente puede adoptar dos formas básicas. Una que se denomina, en este caso, suspendido y responde a que el rodete y el generador se unen en forma directa mediante una sola pieza; y la otra forma denominada sostenida mediante la cual el eje puede estar formado por dos o más partes y limitado en cuanto a movimientos radiales y axiales por cojinetes.

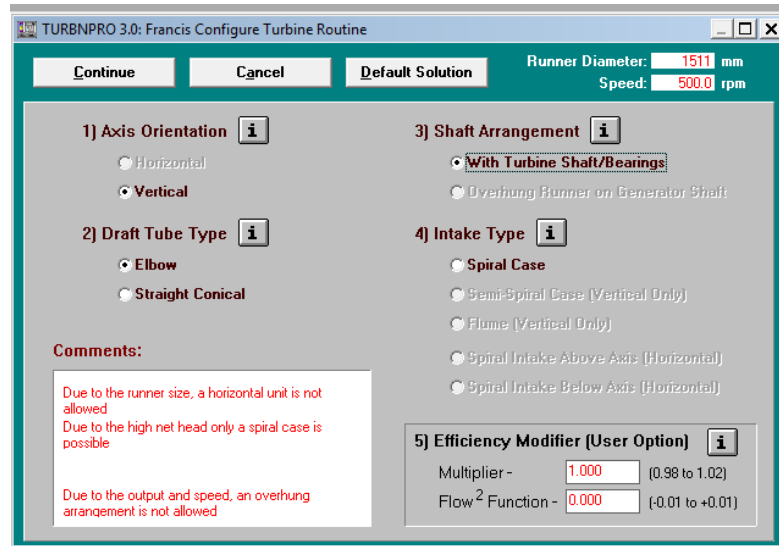


Figura 38: Opciones de configuración de eje de turbina.

La configuración del eje de la turbina describe cómo se acopla la turbina al generador y cómo se soporta el rodete de la turbina. Tanto en la orientación horizontal como en la vertical y, según las limitaciones de tamaño, la disposición puede sobresalir o incluir un eje de turbina separado con rodamientos. Con una disposición de eje suspendido, el rodete de la turbina se monta directamente en el eje del generador. Esto requiere que el eje del generador se extienda un poco más con los cojinetes del eje y del generador suficientemente diseñados para soportar las cargas de empuje radial y axial del rodete de la turbina. Al no utilizar un sistema separado de eje/rodamiento de turbina, la disposición suspendido da como resultado unas dimensiones generales más compactas de la unidad. Sin embargo, debido a las altas fuerzas en voladizo y las tensiones de flexión, una disposición sobresaliente aumenta significativamente los costos del generador y se limita a unidades relativamente pequeñas. Además, una disposición sobresaliente requiere la remoción del rodete y posiblemente otros componentes de la turbina si el generador necesita ser removido para su servicio

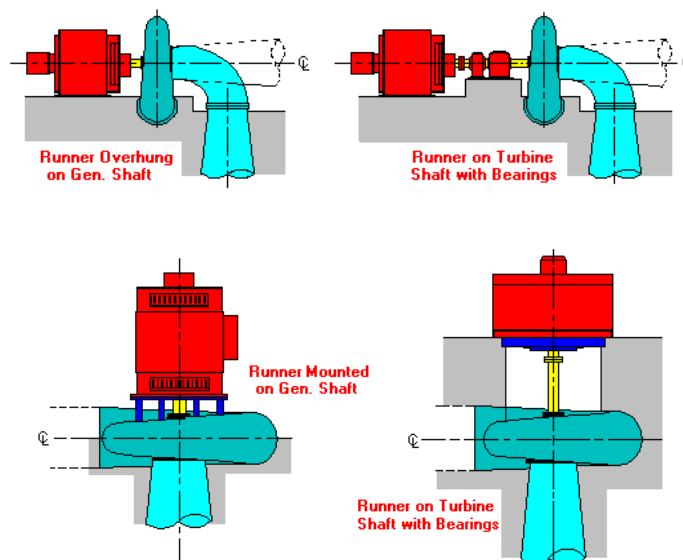


Figura 39: Diferentes configuraciones de eje de turbina.



- 4) Tipo de entrada (“Intake Type”): Puede ser básicamente de tres tipos, cámara espiral, cámara semiespiral o en canal. A su vez, dependiendo la orientación del eje, si esta es horizontal, la configuración de la toma puede ser por encima del nivel del eje o por debajo de este. Para este caso, dado el tamaño del rodete la única opción disponible es mediante cámara espiral.

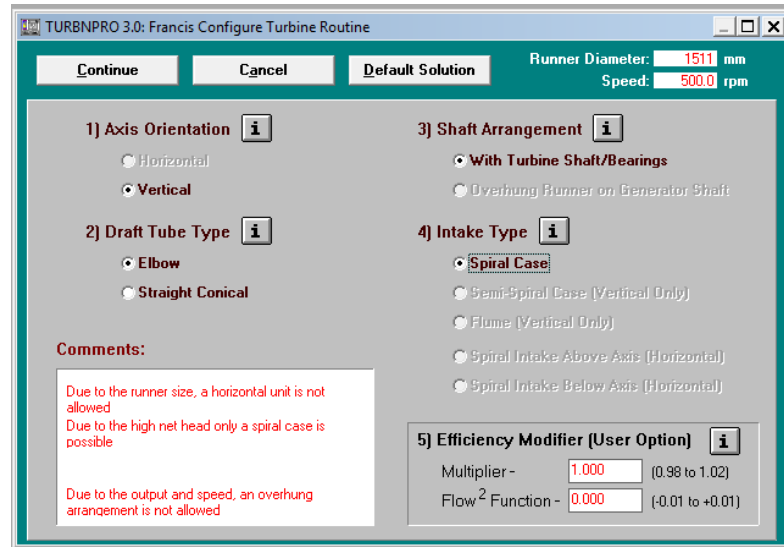


Figura 40: Opciones de configuración de toma.

Dependiendo de la orientación del eje de la turbina seleccionada, el tipo de entrada de admisión tomará una de dos formas. Si la orientación de la turbina es horizontal, el único tipo de admisión disponible es una carcasa en espiral y se le da al usuario la opción de una entrada de la caja en espiral por encima o por debajo de la línea central. Si la orientación es vertical, al usuario se le da la opción de una caja de espiral, una caja semiespiral o una entrada de tipo de canal.

- Si el eje es horizontal:

Normalmente, la entrada de la caja espiral en una turbina de eje horizontal está debajo de la línea central de la unidad. Esto hace que las partes estructurales más grandes de la caja espiral se incrusten en la obra civil de hormigón y las fuerzas hidráulicas más altas se transmitan adecuadamente a la base de la casa de máquinas. Sin embargo, también requiere que la compuerta que conduce a la unidad se instale en una elevación más baja que requiera una excavación adicional. Alternativamente, en algunos casos puede ser conveniente tener la entrada de la cámara espiral sobre la línea central de la turbina, girándola hacia abajo en el lado de aguas abajo de la unidad hacia la base de la central. Una disposición de este tipo generalmente requeriría menos excavación de la central eléctrica debajo de la compuerta y la caja espiral. Esta disposición es algo inusual y requeriría consideraciones de diseño especiales tanto en la turbina como en el empotramiento alrededor de la carcasa en espiral.

- Si el eje es vertical:

Las unidades orientadas verticalmente pueden tener cualquiera de los tres tipos de tomas: caja espiral, caja semi espiral y canal. La selección de estas tomas puede limitarse al tamaño del rodete y al salto neto del sitio además de la preferencia del diseño de la casa de máquinas. Una toma de caja en espiral es una parte integral de la turbina,

típicamente fabricada de acero fundido o fabricado y parcialmente o totalmente integrada a la obra civil. Aunque es aplicable en todo el rango de saltos, se recomienda una caja espiral en condiciones de presiones más altas. El software solicita una entrada de caja espiral en saltos netos nominales superiores a  $27,4\text{ m}$ . Una caja semiespiral es una entrada formada típicamente de hormigón armado, lo que la convierte en una característica integral de la estructura de la casa de máquinas. En general, tiene una entrada amplia con áreas de sección transversal decrecientes solo alrededor de la mitad de la periferia de la unidad. Su uso reduce el costo del equipo de la turbina al tiempo que aumenta los costos de construcción de la central debido a las formas relativamente complejas que se deben formar. Debido a las limitaciones de presión y velocidad del agua, una cámara semiespiral solo es aplicable en saltos netos relativamente bajos.

Un canal es una estructura de admisión simple y de bajo costo dentro de la cual la turbina está instalada y totalmente sumergida. Normalmente es cuadrada o rectangular y lo suficientemente grande para mantener bajas las velocidades del agua, minimizando las pérdidas de carga. Los costos del equipo de la turbina son más bajos con una entrada de canal que con una caja espiral. Además de las pérdidas de carga que afectan a las eficiencias de la turbina, una desventaja de la entrada del tubo es que toda la turbina está sumergida. Esto incluye el mecanismo de operación de la compuerta, el cojinete de guía y otros componentes que de otra manera serían secos y accesibles con los otros tipos de admisión. Este tipo de admisión generalmente se considera un diseño obsoleto y rara vez se utiliza en equipos de turbinas modernas. Las tomas de canal deben restringirse a unidades relativamente pequeñas.

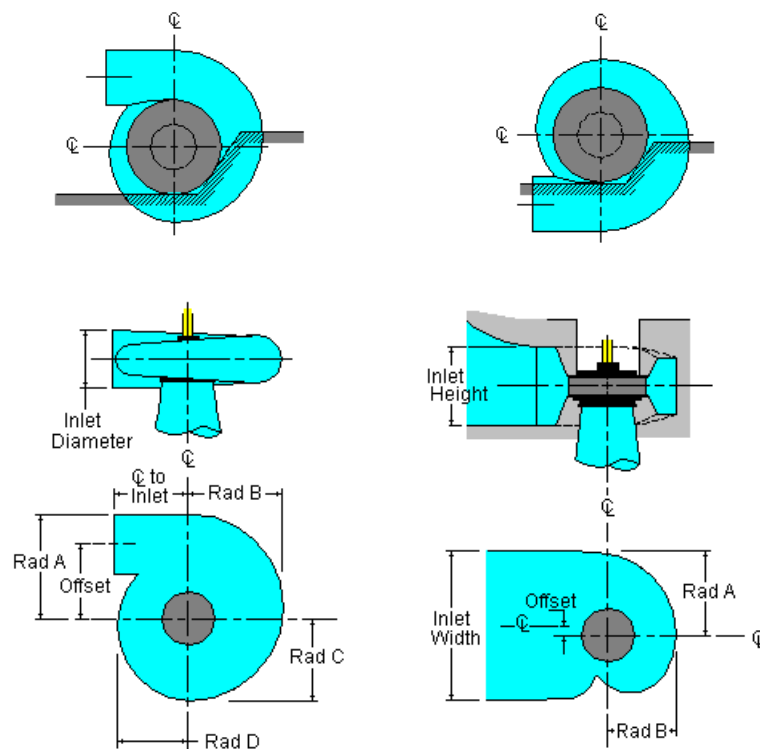


Figura 41: Diferentes configuraciones de entrada de turbinas tipo Francis.

Una vez seleccionadas las 4 configuraciones se da clic en continuar para que el programa termine de determinar los parámetros de geometría y de eficiencia.

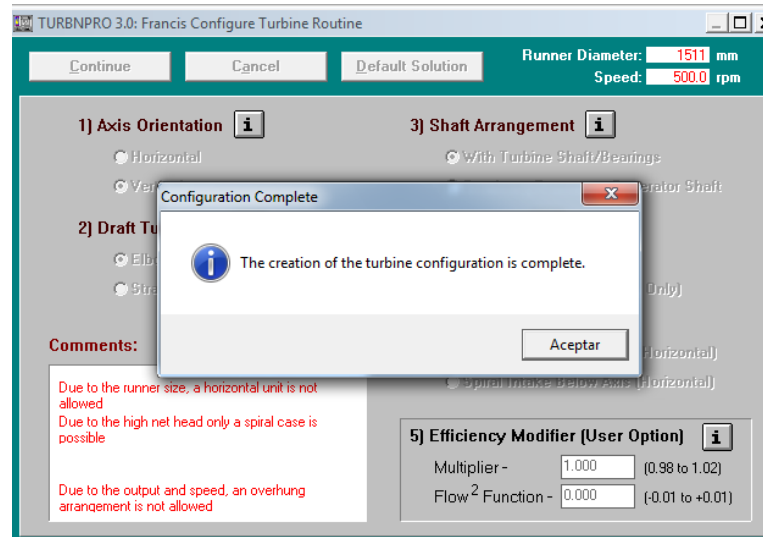


Figura 42: Mensaje de creación satisfactoria de la configuración de la turbina.

Nuevamente se retorna al menú principal mostrando nuevas opciones. Entre ellas la más interesante es el diagrama de colina (“Hill Curve”), el cual se analiza en breve. El resumen de la información de la solución se obtiene al hacer clic en el botón “Summary”.

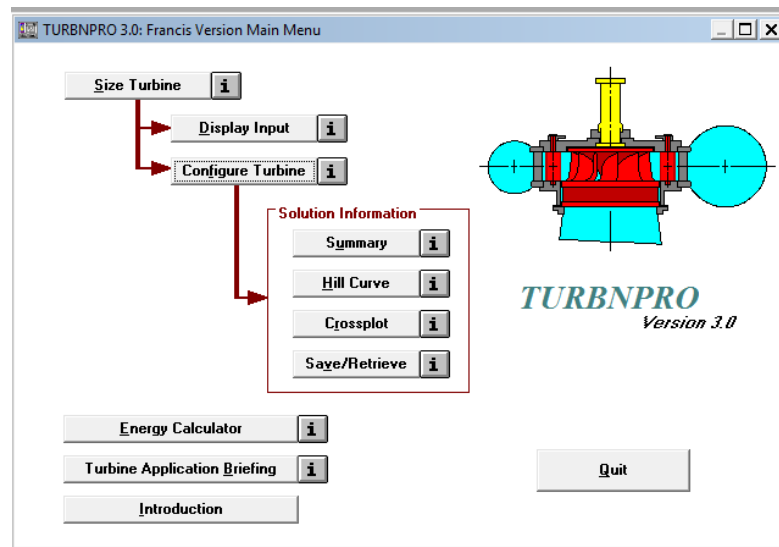


Figura 43: Menú principal de selección de turbina una vez obtenida la solución.

En esta ventana se muestran de forma tabulada el desempeño que se estima podría tener la turbina seleccionada para distintos puntos del campo operativo. Los puntos a destacar son el correspondiente al punto óptimo de eficiencia y el de carga parcial. Se muestra además valores estimativos del número de Thoma, planta y admisible para distintos funcionamientos.

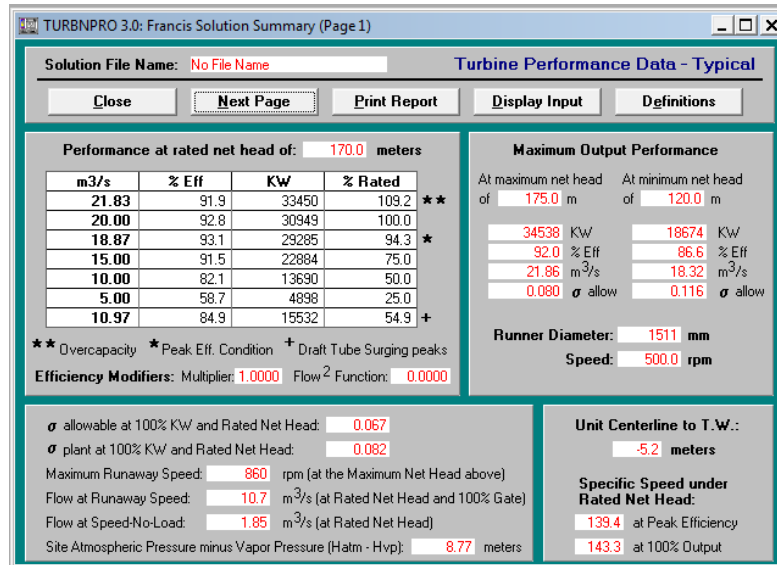


Figura 44: Ventana de resumen de datos de rendimiento para el caso seleccionado.

Avanzando a la próxima página el programa entrega las dimensiones obtenidas tanto para la cámara espiral, el tubo difusor, características del eje y algunas otras dimensiones relevantes.

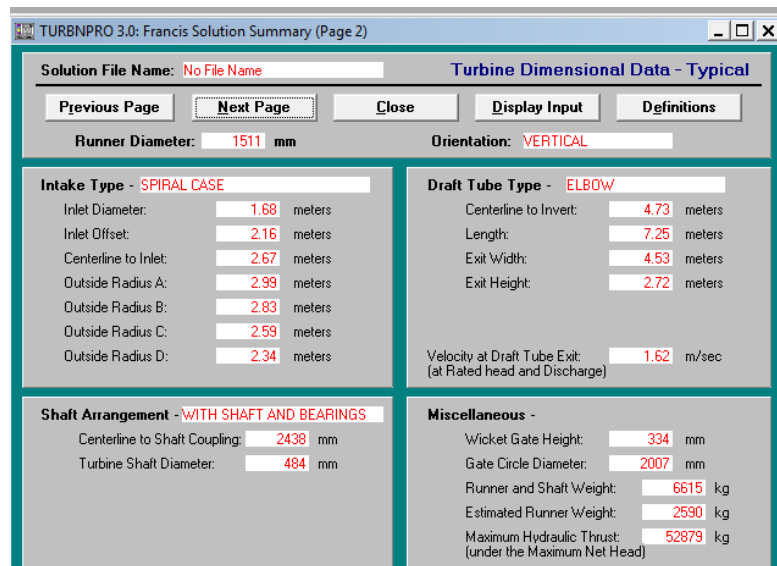


Figura 45: Resumen de características dimensionales de turbina.

Por último, se muestran distintos cortes y plantas esquemáticas de las dimensiones de los distintos componentes mecánicos.

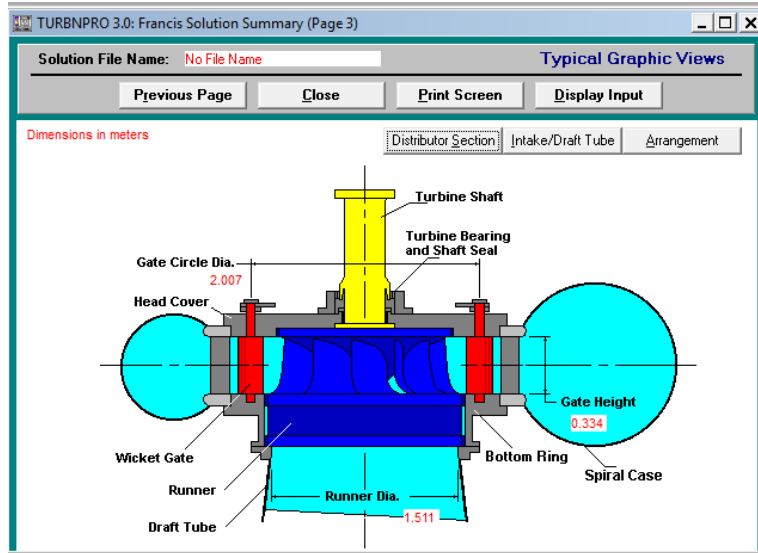


Figura 46: Dimensiones principales de turbina.

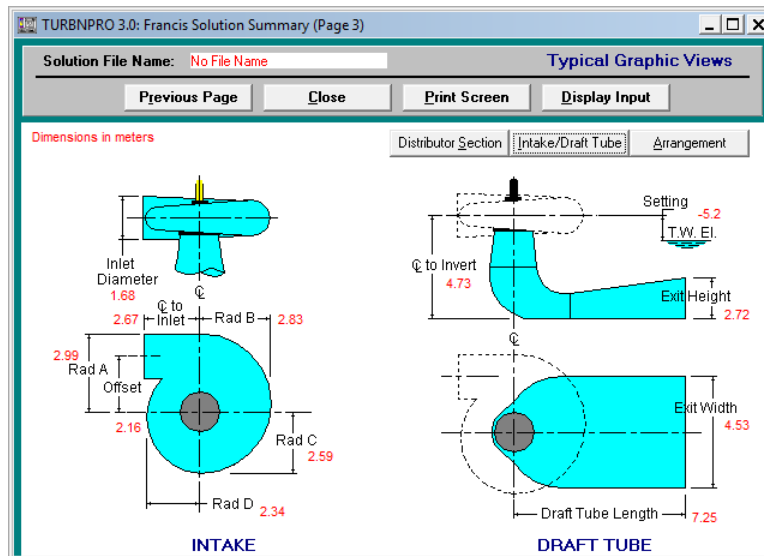


Figura 47: Dimensiones principales de cámara espiral.

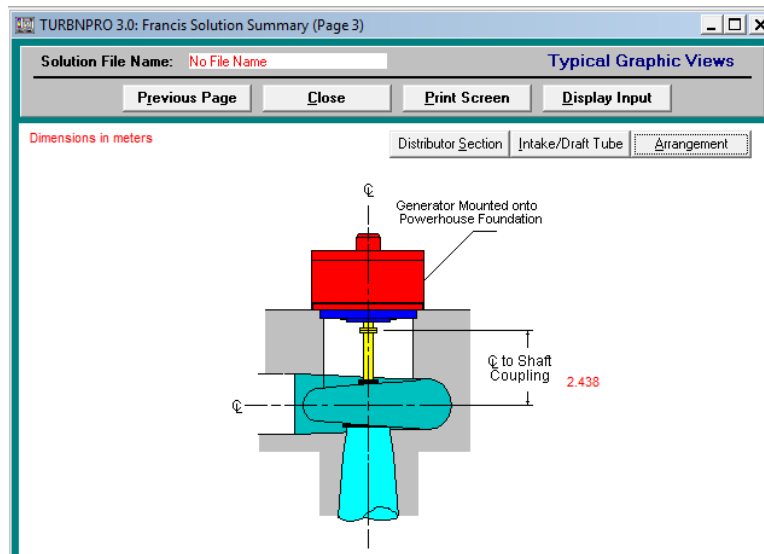


Figura 48: Longitud estimada de eje.

Por último, el programa entrega un diagrama de colina tentativo, en donde se muestran curvas de eficiencia, límite de cavitación, saltos netos máximos y mínimos ingresados y saltos netos límites, además del caudal nominal y del caudal para eficiencia pico.

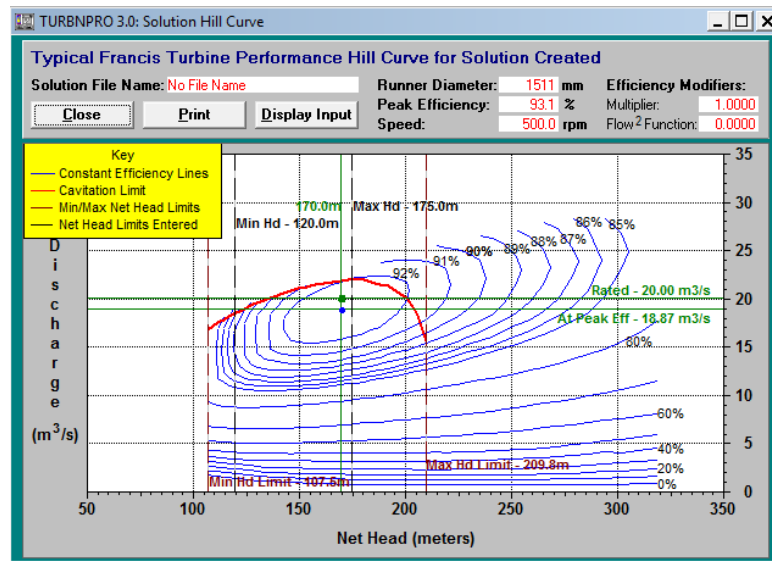


Figura 49: Diagrama de colina estimativo.

### 3.2.3. Comparación de resultados

Se muestra a continuación una tabla comparativa de los resultados obtenidos por el método “manual” (para las dos alternativas de  $n_{pp}$ ) y mediante el software, en contraste con los valores finalmente adoptados para la Central de Cacheuta (Diseño Final).

Tabla 1: Comparación de resultados.

	ns	n	P	D3	Hs
	[rpm]	[rpm]	[MW]	[mm]	[m]
Método Manual	123.77	428.57	31.42	1592.35	-2.71
	144.39	500.00	31.42	1478.50	-5.50
TURBNPRO	141.00	500.00	31.00	1511.00	-2.50
Diseño Final	-	500.00	30.70	1666.80	-5.66

### 3.2.4. Conclusiones

Si bien, a simple vista hay una buena cercanía entre los distintos valores obtenidos por los métodos de selección estadísticos en comparación con el diseño final del prototipo efectivamente fabricado, no se puede decir lo mismo para la altura de sumergencia. Esto probablemente responda a la dificultad de estimar las condiciones de cavitación para cada modelo en particular. De todos modos, los métodos propuestos no dejan de ser efectivos para cumplir el propósito planteado, es decir, predimensionar rápidamente la turbina más conveniente para poder avanzar con el dimensionamiento hidráulico y estructural de los demás elementos constituyentes de un aprovechamiento hidráulico.

Otro aspecto a destacar es la diferencia en la altura de sumergencia resultante para la turbina más lenta, al adoptar un número de pares de polos mayor (corresponde a la alternativa 2,  $n_{pp}$  =

7). De haber optado por este diseño probablemente se podría haber hecho un ahorro significativo en la obra civil de la central.

#### 4. Bibliografía

- E. Vallarino & L. Cuesta Diego, Aprovechamientos Hidroeléctricos (2000), Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.
- K. Subramanya, Hydraulic Machines (2013), Tata McGraw-Hill.
- Subsecretaría de Recursos Hídricos de la Nación, Inventario de presas y centrales hidroeléctricas de la República Argentina (2011).
- F. de Siervo & F. de Leva, Modern trends in selecting and designing Francis turbines (1976).
- Apuntes de clase Cátedra "Aprovechamientos Hidráulicos", Facultad de Ingeniería, UNCuyo.
- J. S. Gulliver & R. E. A. Arndt, Hydropower Engineering Handbook (1991), McGraw-Hill.
- Dular, Matevz & Požar, Tomaž & Zevnik, Jure & Petkovšek, Rok. (2018). High speed observation of damage created by a collapse of a single cavitation bubble. Wear. 418-419. 10.1016/j.wear.2018.11.004.