



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL

“DISEÑO DE EDUCTORES PARA LA PRIMERA Y SEGUNDA
ETAPA DE LA C.H. MALPASO”

Periodo de residencia:

FEBRERO-JUNIO DEL 2011

Asesor interno:

ING. ROBERTO DEL ÁNGEL TORRES
S. A. R. H.

Asesor externo:

ING. GILDARDO JIMENEZ RAMOS

Residente:

VICTOR MANUEL HERNANDEZ VELAZQUEZ

Nombre de la dependencia:

CENTRAL HIDROELECTRICA MALPASO



TUXTLA GUTIERREZ CHIAPAS, JUNIO 2011



INDICE

| | |
|---|-----------|
| 1.-Introduccion | 4 |
| 2.-Justificacion | 6 |
| 3.-Objetivos | 7 |
| 3.1 Objetivo general | 7 |
| 3.2 Objetivos especificos | 7 |
| 4.-Caracterizacion del area en que participo | 8 |
| 4.1 Organigrama conceptual de la empresa | 9 |
| 5.-Problema a resolver | 10 |
| 6.-Alcances y limitaciones | 10 |
| 6.1 Alcance | 10 |
| 6.2 Limitaciones | 10 |
| 7.-Fundamento teorico | 11 |
| 7.1 Numero de reynolds | 11 |
| 7.2 Re y el carácter del flujo | 12 |
| 7.3 Flujo turbulento en un tubo | 12 |
| 7.4 Bombas y su selección | 13 |
| 7.4.1 Derminacion de las cargas | 13 |
| 7.4.2 Ecuacion de continuidad | 13 |
| 7.4.3 Teorea de bernoulli | 14 |
| 7.4.4 Friccion en tuberias | 15 |
| 7.4.4.1 Perdidas en tuberia recta | 15 |
| 7.4.4.2 Perdidas en accesorios | 16 |
| 7.5 Bombas de chorro | 17 |
| 7.5.1 Fundamentos y calculo | 17 |
| 7.5.2 El rendimiento | 26 |
| 7.5.3 Altura de aspiracion que se puede alcanzar. La cavitacion | 29 |
| 8.-Procedimiento y descripcion de las actividades realizadas | 35 |
| 8.1 Determinacion del caudal de aportacion | 35 |



| | |
|--|-----------|
| 8.2 Diseño Primera Etapa | 36 |
| 8.3 Diseño Segunda Etapa | 47 |
| 9.-Resultados, planos, graficas, prototipos y programas | 57 |
| 9.1 Resultados Primera Etapa | 57 |
| 9.1.1 Corte transversal del educador | 58 |
| 9.1.2 Vistas isometricas del educador | 59 |
| 9.2 Resultados Segunda Etapa | 60 |
| 9.2.1 Corte transversal del educador | 61 |
| 9.2.2 Vistas isometricas del educador | 62 |
| 10.-Conclusiones y recomendaciones | 63 |
| 10.1 Conclusiones | 63 |
| 10.2 Recomendaciones | 63 |
| 11.-Referencias bibliograficas y virtuales | 64 |
| 12.- ANEXOS | 65 |



1. INTRODUCCION

Las turbinas hidráulicas o unidades generadoras son turbomáquinas que aprovechan las energías, cinética y potencial del agua que pasa a través de ellas para producir la energía mecánica que transferido mediante un eje mueve directamente al generador que transforma dicha energía en energía eléctrica.

La C.H. Malpaso cuenta con 6 turbinas hidráulicas, de las cuales las primeras 4 son de la marca Mitsubishi y corresponden a la primera etapa de construcción de la central, y las unidades 5 y 6 son de la marca Escher Wyss corresponde a la segunda etapa.

Las filtraciones de obra de toma son recolectadas y enviadas a los cárcamos a través de las galerías de cada etapa. Tanto la primera etapa, como la segunda etapa cuenta con su propio cárcamo, la forma para desalojar el agua del cárcamo es a través de un sistema de bombeo, la primera etapa cuenta con 3 bombas centrifugas de cuatro etapas de 100 HP cada una con una altura dinámica de descarga de 31 m. de agua y la segunda etapa con dos bombas centrifugas de cuatro etapas de 200 HP cada una con una altura dinámica de descarga de 40 m. de agua.

Para hacer más seguro las instalaciones se emplearan adicionalmente dos educutores para el achique de las aguas filtradas en las dos etapas, previniendo de esta manera que cuando falle la energía eléctrica, los educutores reemplazaran a las bombas de achique y en este caso los de educutores utilizaran el agua a presión, proveniente de la presa para desalojar el agua acumulada.

En la primera etapa de la central, la descarga se realiza en la galería de la unidad auxiliar. Dicha galería se encuentra inundada por el agua de las filtraciones; de los servicios sanitarios y el agua filtrada en las compuertas de desfogue que se instalan durante los mantenimientos de las turbinas. El caudal a desalojar es de 0.209 m³/s, y la altura de aspiración se encuentra a 2 metros del fondo del cárcamo.



Para la segunda etapa la descarga se realiza en el pozo de oscilación de la unidad generadora numero 6, el caudal que se desaloja del cárcamo es $0.12058 \text{ m}^3/\text{s}$ en condiciones normales. Al igual que en la primera etapa, acá también se toma la precaución de disminuir la altura de aspiración en comparación con las bombas de achique, de manera que se encuentra a dos metros del fondo del cárcamo.

En el presente trabajo se desarrolla el cálculo de la capacidad del eductor por separado de las dos etapas con las que cuenta la central.



2. JUSTIFICACION

La elaboración del proyecto e instalación de los eductores, se pretende hacer mas seguro las instalaciones de la central, esto puede ser una alternativa para el desalojo de agua, durante una emergencia por falta de energía eléctrica, en las cuales el achique no pueda ser realizado por el sistema de bombeo ya instalado.

El sistema de bombeo, por lo regular tiene un tiempo de vida prolongado bajo condiciones adecuadas de operación y mantenimiento, actualmente las bombas instaladas en los cárcamos para realizar el achique han estado operando durante 44 años en la primera etapa y 34 años en la segunda etapa. Por lo tanto los eductores deben tener una duración cuando menos similar.

El eductor es un dispositivo formado por un conducto de succión, otro conducto de aportación de agua a presión y un conducto de descarga, dicho eductor tiene internamente una cámara que está conectada al ducto de succión, una boquilla que es alimentada con un flujo de agua que posee una energía potencial alta y una energía cinética reducida, y al salir de dicha boquilla el flujo de agua tendrá una energía cinética alta con una energía potencial reducida, creando un vacío en la cámara que succionara el agua que desea desalojar del cárcamo y la mezcla resultante de los flujos es introducido en un difusor, en donde su alta energía cinética es convertida gradualmente en una alta energía potencial con el que sale dicho flujo del eductor.



3. OBJETIVOS

3.1 Objetivos generales

- El cálculo de la capacidad de los eductores para la primera y segunda etapa de la C.H. Malpaso.

3.2 Objetivos específicos

- Identificar las alturas de los distintos niveles en los cuales se encuentran la succión y la descarga para la realización del achique.
- Elaborar los cálculos pertinentes para la realización del proyecto de la instalación de los eductores y sus tuberías que la alimentaran de agua a presión así como de las tuberías para succionar y descargar el agua que se desalojara de los cárcamos.
- Hacer el estudio de costo-beneficio para analizar lo viable que puede llegar a ser la instalación de los eductores dentro de la C.H Malpaso.



4. CARACTERIZACION DEL AREA EN QUE PARTICIPO

El proyecto denominado “Diseño de eductores para la descarga de aguas en cárcamo para la primera y segunda etapa de la C.H. Malpaso” es realizado en las instalaciones de la C.H. Malpaso en colaboración con la superintendencia mecánica y personal del departamento mecánico de la central.

Las centrales de generación Hidro-Eléctrica que atiende La subgerencia regional de generación Hidro-Grijalva se localiza en el sureste de la república Mexicana en los estados de Chiapas y Oaxaca. Y cuenta con 8 centrales hidroeléctricas y una central eólica. Las 4 principales plantas hidroeléctricas se encuentran sobre el río Grijalva que nace en la república de Guatemala, pasa por Chiapas y atraviesa el estado de Tabasco de sur a norte y desemboca en el golfo de México en la barra de frontera, municipio de Centla en Tabasco.

El primer aprovechamiento construido por la CFE sobre el río Grijalva es la C.H. Malpaso, obra que se realizó entre los años 1954 y 1959, y representa el tercer aprovechamiento de la cuenca hidráulica a partir de su nacimiento. Y su embalse es conocido popularmente como la presa de Malpaso y oficialmente conocido como la presa Netzahualcóyotl en honor del legendario rey de Texcoco.

La presa Netzahualcóyotl se encuentra ubicada en los municipios de Berriozábal, Tecpatán y Ocozocuahtla de Espinoza en el Noreste del estado de Chiapas, dentro de las coordenadas geográficas $93^{\circ} 45' 20''$ de longitud Oeste y $17^{\circ} 00' 15''$ de latitud Norte.

Comprendida en la Depresión Central de Chiapas, a 40 kilómetros al oriente del punto que concurren los límites de los estados de Veracruz, Oaxaca y Chiapas.

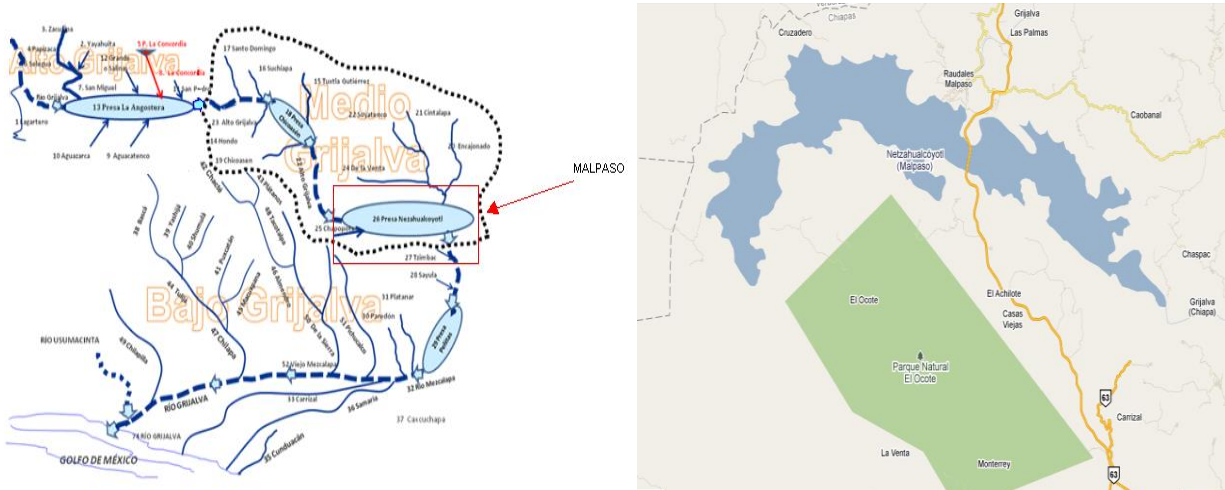
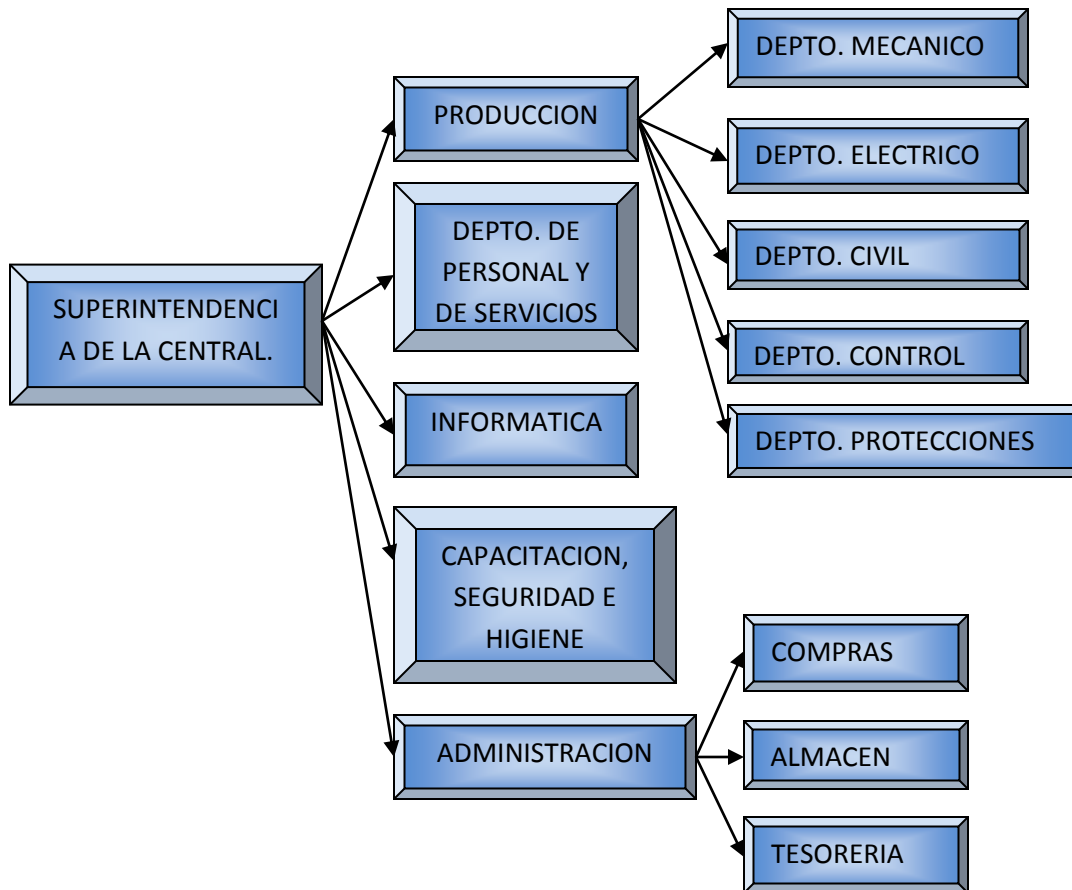


Fig. 1. Localización de la presa malpasó en Chiapas

4.1 Organigrama conceptual de la empresa





5. PROBLEMAS A RESOLVER

Calculo de la capacidad de los eductores para desalajo de aguas en cárcamo, hacia la galería de la unidad auxiliar para la primera etapa y para el pozo de oscilación de la unidad 6 para la segunda etapa, con la finalidad de mejorar el sistema de bombeo instalado y servir de apoyo a dicho sistema en la C.H. Malpasos.

6. ALCANCES Y LIMITACIONES

6.1 ALCANCE

El proyecto es realizado para los intereses de la C.H. Malpasos, pero también puede ser utilizado en un momento determinado como referencia para posibles diseños dentro de otras centrales hidroeléctricas pertenecientes a CFE.

6.2 LIMITACIONES

Las dimensiones obtenidas en el cálculo de la capacidad serán únicamente utilizables para la C.H. Malpasos ya que las condiciones a la que fueron calculados la capacidad de los eductores son exclusivos de esta planta.



7. FUNDAMENTO TEORICO

7.1 NÚMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande). Desde un punto de vista matemático el número de Reynolds de un problema o situación concreta se define por medio de la siguiente fórmula:

$$R_e = \frac{\rho V_s D}{\mu} \text{----- (1)}$$

O equivalentemente por:

$$R_e = \frac{V_s D}{\nu} \text{----- (2)}$$

Donde:

ρ : densidad del fluido

V_s : velocidad característica del fluido

D : diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido o longitud característica del sistema

μ : viscosidad dinámica del fluido

ν : viscosidad cinemática del fluido

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{----- (3)}$$

Como todo número adimensional es un cociente, una comparación. En este caso es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.



7.2 Re Y EL CARÁCTER DEL FLUJO

Además el número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos.

En conductos o tuberías:

Si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento. El mecanismo y muchas de las razones por las cuales un flujo es laminar o turbulento es todavía hoy objeto de especulación.

Según otros autores:

Para valores de $Re \leq 2000$ el flujo se mantiene estacionario y se comporta como si estuviera formado por láminas delgadas, que interactúan sólo en función de los esfuerzos tangenciales existentes. Por eso a este flujo se le llama flujo laminar. El colorante introducido en el flujo se mueve siguiendo una delgada línea paralela a las paredes del tubo.

Para valores de $2000 \leq Re \leq 4000$ la línea del colorante pierde estabilidad formando pequeñas ondulaciones variables en el tiempo, manteniéndose sin embargo delgada. Este régimen se denomina de transición.

Para valores de, $Re \geq 4000$ después de un pequeño tramo inicial con oscilaciones variables, el colorante tiende a difundirse en todo el flujo. Este régimen es llamado turbulento, es decir caracterizado por un movimiento desordenado, no estacionario y tridimensional.

7.3 FLUJO TURBULENTO EN UN TUBO

El estudio de flujo turbulento desarrollado en un tubo circular es de interés sustancial en flujos reales puesto que la mayoría de los flujos encontrados en aplicaciones prácticas son flujos turbulentos en tubos. Aun cuando en condiciones de laboratorio cuidadosamente controladas, se han observado flujos laminares con números de Reynolds hasta de 40 000 en flujos turbulentos desarrollados en tubos, se supone que los flujos turbulentos ocurren en tubos en condiciones de operación estándar siempre que el número de Reynolds excede de 4000; entre 2000 y 4000 se supone que el flujo oscila aleatoriamente entre laminar y turbulento.



7.4 BOMBAS Y SU SELECCION

Determinar la demanda, es estimar mediante la aplicación de un método óptimo el consumo promedio diario y el consumo máximo probable de agua de una red.

La determinación de la demanda es muy importante debido a que a partir de ésta se establece la capacidad o tamaño de todas las partes del sistema de suministro de agua. La ruta de cambio en la demanda es obviamente inconveniente para el diseño del sistema adecuado a las necesidades de la edificación, ésta puede llegar a aumentar desde un mínimo (DEMANDA MINIMA) hasta un máximo (DEMANDA MAXIMA) en un corto tiempo. Motivado a esto se hace necesario la aplicación de métodos de estimación de la demanda, que den resultados acordes con la realidad de consumo del área o instalación(es).

Los diversos propósitos para los cuales el agua es usada se pueden clasificar en domésticos, industriales-comerciales, públicos y contra incendio. El conocimiento de estos es necesario para la efectiva dotación de la(s) edificación(es). Por ejemplo, los usos industriales, son muy variables y algunas veces tan prolongados como los domésticos

7.4.1 DETERMINACION DE LAS CARGAS

Para poder entrar en el cálculo de cargas de una red de distribución, primero veremos algunas teorías y ecuaciones fundamentales de la hidráulica.

7.4.2 ECUACION DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa, el cual expresa que:

La ecuación de continuidad, para un flujo incompresible, adopta la forma

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \text{ --- (4)}$$

Para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de un conducto por unidad de tiempo es constante y se calcula como sigue:



$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 = \rho_3 A_3 V_3 \text{ (kg/s)} \text{ --- (5)}$$

Para fluidos incompresibles se tiene que el peso específico $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$, y por lo tanto, la ecuación se transforma en:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 = A_3 V_3 \text{ (m}^3\text{/s)} \text{ --- (6)}$$

Lo que nos da para tuberías circulares:

$$Q = A \cdot V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot V \text{ --- (7)}$$

Donde:

Q = Caudal (m³/s)

A = Área de la sección transversal del tubo (m²)

D = Diámetro interno del tubo (m)

V = Velocidad media de la corriente (m/s).

7.4.3 TEOREMA DE BERNOULLI

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la energía al flujo de fluidos en tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario, fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica (Energía Potencial), la altura debida a la presión (Energía de Presión) y la altura debida a la velocidad (Energía Cinética), es decir:

$$H = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \text{ --- (8)}$$

Donde:

H = Energía total en un punto



$Z = \text{Energia potencial}$

$\frac{P}{\gamma} = \text{Energia de presion}$

$\gamma = \text{Peso especifico del agua}$

$\frac{V^2}{2g} = \text{Energia cinetica}$

Debido a que existen pérdidas y/o incrementos de energía, estos se deben incluir en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía para dos puntos de fluido puede escribirse, considerando las pérdidas por razonamiento (PERDIDAS) de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + E_A = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \text{PERDIDAS} \text{ --- (9)}$$

7.4.4 FRICCION EN TUBERIAS

En esta sección se tratarán las pérdidas de energía que sufre un fluido, en su trayectoria dentro de una tubería debido a la fricción de éste con las paredes de la misma, así como también, las pérdidas causadas por los cambios de dirección, contracciones y expansiones a todo lo largo de una red de distribución

La pérdida de energía de un fluido dentro de una tubería, se expresa como pérdida de presión o pérdida de carga en el mismo.

7.4.4.1 Perdidas en tubería recta

Las pérdidas en tubería recta se determinan a través de la ecuación:

$$h_L = f \frac{L V_t^2}{D 2g} \text{ --- (10)}$$



EN DONDE:

h_L = *Perdidas en tubería recta (m)*

f = *Coeficiente de fricción*

D = *Diámetro de la tubería (m)*

V_t = *Velocidad en la tubería (m/s)*

g = *Constante de la gravedad (m/s²)*

7.4.4.2 Perdidas en accesorios

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta.

Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tubería alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional la cual se puede determinar por:

$$h_a = \frac{\sum K V_t^2}{2g} \text{----- (11)}$$

En donde:

h_a = *Perdidas por accesorios (m)*

K = *Constantes K para accesorios*

V_t = *Velocidad en la tubería (m/s)*

g = *Constante de la gravedad (m/s²)*



7.5 BOMBAS DE CHORRO

Además de los sistemas de impulsión mediante corrimiento y con la transmisión de un trabajo mecánico por medio de un rodete de alabes, hay otras formas de impulsar líquidos, por ejemplo, mediante el efecto impulsivo. En este sistema de transmisión de la energía se basa el funcionamiento de las bombas de chorro.

Mientras la transmisión de la energía, en los dos sistemas primeramente mencionados, se puede obtener con un efecto útil relativamente bueno, no ocurre lo mismo en la elevación por cambio de impulso. Prescindiendo de pérdidas corrientes como las de rozamiento y transformación de la energía en presión, entre otras, al hacerse la mezcla del medio impulsor de corriente rápida con el líquido impulsado de corriente lenta, se produce una pérdida muy considerable de capacidad de trabajo, que también se designa con el nombre de pérdida por choque, y que es inevitable. Aunque se puede reducir con una elección adecuada de las velocidades, es un factor que determina en gran parte el rendimiento de la transmisión de la energía.

La base del cálculo de las bombas de chorro es el principio de la impulsión. Si los fluidos impulsor e impulsado tienen el mismo estado de agregación, se dispone de detallados estudios teóricos, ratificados por los ensayos realizados, que permiten determinar las velocidades más convenientes y las secciones necesarias. Además, recientemente se ha dado a conocer un gran procedimiento de cálculo, apoyando en extensas investigaciones experimentales y que tiene como objeto el dimensionado de bombas de chorro de agua de gran potencia.

Si los fluidos impulsor e impulsado tienen distinto estado de agregación, el cálculo tropieza con grandes dificultades. En caso, el dimensionado de las bombas de chorro se apoya principalmente en conocimientos obtenidos en un modo empírico.

7.5.1 Fundamentos y cálculo.

El funcionamiento de la bomba de chorro de agua depende de que se disponga de agua a presión como medio de impulsor. Como fluido, impulsado cabe mencionar tanto los líquidos como los gases, en especial el aire. Este último caso lo excluirémos de aquí, por hallarse fuera de nuestras consideraciones. Las siguientes explicaciones se refieren al agua como líquido impulsado, con el peso específico del agua impulsora.

Las bombas de chorro de agua se usan para extraer agua de las zanjas de cimentación y bodegas inundadas, así como en la construcción de canales y en construcción realizadas bajo del nivel del suelo, etcétera. La bomba de chorro de agua, con la designación de bomba de aspiración profunda, tiene un campo muy amplio e importante en los pozos profundos.

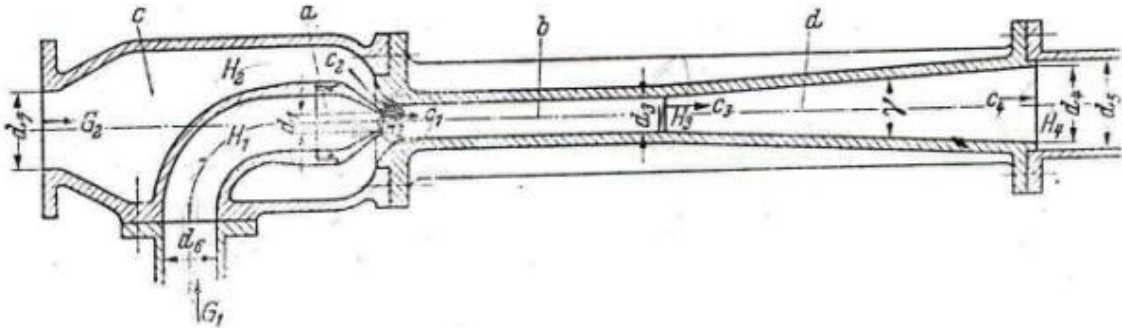


Fig. 2. Bomba de chorro (Eductor) para elevación de aguas.

El funcionamiento de la bomba de chorro de agua es muy sencillo: el agua sale de la tobera impulsora *a* y entra en la tobera de mezcla *b* con gran velocidad, en donde se mezcla con el agua impulsada aspirada de la cámara de aspiración *c*, con lo cual transmite a la misma una parte de su energía de movimiento. El cambio de velocidades que se produce en la tobera de mezcla, suele ir acompañado de un aumento de la presión. El subsiguiente aumento de la presión, hasta alcanzar la presión final, se produce en el difusor *d* adjunto, por transformación de la velocidad.

Empleando la ecuación de la energía o el principio de la impulsión, en el cálculo de la bomba de chorro de agua, se parte de que el cambio de impulsiones en la tobera de mezcla se verifica a presión constante. En cambio, las investigaciones teóricas de Flügel, plenamente confirmadas por los ensayos realizados, muestran que el cambio de velocidades tiene ya como consecuencia un notable aumento de la presión, cuando a tobera de mezcla ha sido dimensionada para obtener el mejor rendimiento en la bomba de chorro. En relación con lo expuesto, ha resultado que la velocidad de entrada del agua impulsada en la boca de la tobera de mezcla se ha de elegir relativamente grande. Con esto se produce un notable descenso de la presión en la boca de la tobera de mezcla, que se ha de compensar en el curso siguiente de la corriente.



Pero al mismo tiempo, la pérdida por choque se reduce tanto en el cambio de velocidades, que el aumento total de la presión se eleva notablemente en la bomba, o sea, que el rendimiento mejora de una forma correlativa.

Para el cálculo introducen aquí las siguientes designaciones:

H_1 (m columna de agua) = Altura absoluta de la presión delante de la boca de la tobera impulsora.

H_2 (m columna de agua) = Altura absoluta de la presión en la cámara de aspiración c.

H_2 (m columna de agua) = Altura absoluta de la presión en la boca de la tobera impulsora, o bien en la de la tobera de mezcla.

H_3 (m columna de agua) = Altura absoluta de la presión en el final de la tobera de mezcla.

H_4 (m columna de agua) = Altura absoluta de la presión en la salida del difusor.

$\epsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2}$ = Relación de alturas de las presiones.

$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} (m^2)$ = Sección del chorro impulsor.

$f_2 (m^2)$ = Sección del chorro de aspiración.

$f_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} (m^2)$ = Sección de salida de la tobera de mezcla.

$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2g (H_1 - H_2)} (m/seg)$ = Velocidad de salida del chorro impulsor.

$c_2 = \varphi_2 \sqrt{2g (H_2 - H_2)} (m/seg)$ = Velocidad de aspiración del agua impulsada.

$c_0 = \varphi_1 \sqrt{2g (H_1 - H_2)} (m/seg)$ = Velocidad en la tobera impulsora con una caída de alturas de presión de $(H_1 - H_2)$.

$c_3 (m/seg)$ = Velocidad igualada de la mezcla en la entrada del difusor.

$c_4 (m/seg)$ = Velocidad en la salida del difusor.

$x = c_2/c_0$; $y = c_3/c_0$ = Valores de las relaciones de las velocidades.

$G_1 (kg/seg)$ = Peso del agua impulsora.

$G_2 (kg/seg)$ = Peso del agua impulsada.

$m = G_1/G_2$ = Consumo relativo de agua impulsora.

$\gamma (kg/m^2)$ = Peso específico.



- $W(kg)$ = Resistencia de rozamiento en las paredes de la tobera de mezcla.
- λ = Coeficiente de rozamiento.
- ζ = Coeficiente de pérdida.
- η_M = Rendimiento de la tobera de mezcla.
- η_d = Rendimiento del difusor.
- η = Rendimiento de la bomba de chorro de agua.

De acuerdo con lo precedente, el aumento total de altura de presión producido en la bomba de chorro de agua se compone del crecimiento de la altura de presión en la tobera de mezcla, del aumento de altura de presión en el difusor y del descenso de altura de presión en la boca de la tobera de mezcla, debido a la velocidad de entrada del agua impulsada. De modo que:

$$H_4 - H_2 = (H_3 - H_2) + (H_4 - H_3) - (H_2 - H_2) \text{ --- (12)}$$

El aumento de la altura de presión en la tobera de mezcla, suponiendo que sea cilíndrica, será determinado con ayuda del principio de la impulsión de donde se obtiene:

$$\frac{G_1}{g} c_1 + \frac{G_2}{g} c_2 - \frac{G_1 - G_2}{g} c_3 = f_3(H_3 - H_2)\gamma + W \text{ --- (13)}$$

Si, como fuerza adicional W , se obtiene la resistencia de rozamiento en las paredes interiores de la tobera de mezcla. De aquí se obtiene el aumento de la altura de presión:

$$H_3 - H_2 = \frac{1}{f_3\gamma} \left[\frac{G_1}{g} c_1 + \frac{G_2}{g} c_2 - \frac{G_1 - G_2}{g} \left(c_3 + \frac{gW}{G_1 + G_2} \right) \right] \text{ --- (14)}$$

La resistencia de rozamiento W depende de la superficie de la tobera de mezcla y de la velocidad de paso. Para la tobera cilíndrica de mezcla de diámetro d_3 y la longitud reducida l_r , que es menor que la longitud de la parte cilíndrica, se tiene:

$$W = \lambda d_3 \pi l_r \gamma \frac{c_3^2}{2g} \text{ --- (15)}$$



λ es el coeficiente de rozamiento. La suposición de una longitud reducida de tobera de mezcla es para tener en cuenta que la velocidad del agua en las paredes crece en el curso de la corriente hasta alcanzar la velocidad igualada de salida c_3 . De la condición de continuidad resulta, además,

$$G_1 + G_2 = c_3 \frac{d_3^2 \pi}{4} \gamma \text{ --- (16)}$$

Si se divide la ecuación (15) por la (16) multiplicando simultáneamente por g , se obtiene:

$$\frac{W_g}{G_1 + G_2} = 4\lambda \frac{l_r}{d_3} \frac{c_3}{2} = \frac{\zeta}{2} c_3 \text{ --- (17)}$$

Si $4\lambda \frac{l_r}{d_3}$, se sustituye por un coeficiente de resistencia ζ . Utilizando la ecuación (17), la ecuación (14) resulta:

$$H_3 - H_2 = \frac{1}{f_3 \gamma} \left[\frac{G_1}{g} c_1 + \frac{G_2}{g} c_2 - \frac{G_1 + G_2}{g} c_3 \left(1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right] \text{ --- (18)}$$

O con:

$$f_3 = \frac{G_1 + G_2}{\gamma c_3} H_3 - H_2 = \frac{c_3}{g(G_1 + G_2)} \left[G_1 c_1 + G_2 c_2 - (G_1 + G_2) c_3 \left(1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right] \text{ --- (19)}$$

El aumento de la altura de presión en el difusor lo determinaremos con ayuda de la ecuación de la energía. Vale:

$$H_4 - H_3 = \frac{1}{2g} (c_3^2 - c_4^2) \eta_d \text{ --- (20)}$$

Si η_d designa el rendimiento del difusor. La velocidad de salida c_4 suele ser pequeña y se puede despreciar prácticamente. Entonces tendremos:



$$H_4 - H_3 = \frac{c_3^2}{2g} \eta_d \text{ --- (21)}$$

Como disminución de la altura de presión a consecuencia de la velocidad de entrada del agua se obtiene, con un coeficiente de tobera φ_2 :

$$H_2 - H_2 = \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g} \text{ --- (22)}$$

De modo que el aumento total de la altura de presión en la bomba de chorro valdrá:

$$H_4 - H_2 = \frac{c_3}{g(1+m)} \left[m c_1 + c_2 - (1+m) c_3 \left(1 + \frac{\xi}{2} \right) \right] + \frac{c_3^2}{2g} \eta_d - \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g} \text{ --- (23)}$$

Para simplificar el cálculo se recomienda expresar con números relativos no solo los pesos, sino también las velocidades y las alturas de presión, con lo cual todas las magnitudes variables carecerán de dimensiones. A este fin, pondremos:

$$H_1 - H_2 = \frac{c_0^2}{\varphi_1^2 2g} \text{ --- (24)}$$

De acuerdo con esto, c_0 es la velocidad que se produciría con la caída de alturas de presión $H_1 - H_2$, o sea, sin tener en cuenta el descenso de la presión debido a la velocidad de entrada c_2 en la boca de la tobera impulsora φ_1 , el coeficiente de la tobera impulsora. Dividiendo las ecuaciones (23) y (24), se obtiene:

$$\frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \varepsilon = \frac{2\varphi_1^2 c_3}{1+m c_0} \left[m \frac{c_1}{c_0} + \frac{c_2}{c_0} - \frac{c_3}{c_0} (1+m) \left(1 + \frac{\xi}{2} \right) \right] + \frac{c_3^2}{c_0^2} \varphi_1 \eta_d - \frac{c_2^2 \varphi_1^2}{c_0^2 \varphi_2^2} \text{ --- (25)}$$

Según la ecuación de la energía,

$$\frac{c_1^2}{\varphi_1^2 2g} = \frac{c_0^2}{\varphi_1^2 2g} + \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g} \text{ --- (26)}$$



O bien

$$c_1 = \sqrt{c_0^2 + \frac{\varphi_1^2}{\varphi_2^2} c_2^2} = c_0 \sqrt{1 + \frac{\varphi_1^2}{\varphi_2^2} \left(\frac{c_2}{c_0}\right)^2} \text{ ----- (27)}$$

Si además, ponemos las relaciones de velocidad

$$\frac{c_2}{c_0} = x \text{ y } \frac{c_3}{c_0} = y \text{ ----- (28)}$$

Tendremos:

$$\varepsilon = \frac{2\varphi_1^2}{1+m} y \left[m \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} x\right)^2} + x - y(1+m)\left(1 + \frac{\xi}{2}\right) \right] + y^2 \varphi_1^2 \eta_d - \frac{\varphi_1^2}{\varphi_2^2} x^2 \text{ --- (29)}$$

La resolución de esta ecuación, despejando m da:

$$m = \frac{\left[\frac{\varepsilon}{\varphi_1^2} + y^2(2 + \zeta - \eta_d) + \left(\frac{x}{\varphi_2}\right)^2 \right] - 2xy}{2y \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} x\right)^2} - \left[\frac{\varepsilon}{\varphi_1^2} + y^2(2 + \xi - \eta_d) + \left(\frac{x}{\varphi_2}\right)^2 \right]} = \frac{A - 2xy}{2y \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} x\right)^2}} - A \text{ --- (30)}$$

Designando con A la expresión encerrada entre los corchetes. La ecuación (30) es la ecuación principal y de partida para el cálculo de la bomba de chorro de agua. Con ella se determina el consumo relativo de agua impulsora m (prescindiendo de los coeficientes de pérdida $\varphi_1, \varphi_2, \zeta$ y η_d), con ayuda de la relación de alturas de presión ε y de la relación de velocidades x e y . los coeficientes de pérdida dependen de la calidad y acomodación de la ejecución, así como del tamaño de la bomba de chorro. La relación de alturas de presión ε , según la ecuación, ejerce una considerable influencia sobre el consumo relativo de agua impulsora, aumentando m al crecer ε en una proporción mayor cada vez, hasta que, por fin, la corriente cesa por completo. El mejor valor del rendimiento se obtiene con una determinada relación de alturas de presión, como se demostrara más adelante. Sin embargo, ε muchas veces queda fijado por la altura de elevación exigida y por la altura



disponible de la presión del agua impulsora. Mas para cada valor ε , el consumo relativo de agua impulsora, y con ello también el rendimiento de la bomba de chorro, depende del valor de las relaciones de velocidades x e y . A un determinado par de valores x e y corresponde, con coeficiente de perdida dados, un valor mínimo del consumo de agua impulsora y un valor máximo del rendimiento. La determinación del par de valores x e y más favorable exige mucho tiempo. Pero cabe proceder de modo que para una relación existente de alturas de elevación y coeficientes de perdida dados se admita, en principio, un valor $x < 0.4$, calculando con x constante, y , según la ecuación, el consumo relativo de agua impulsora m para valores de y , se obtiene una curva que presenta un valor mínimo para un determinado valor de y . De la misma manera se ha proceder para otros valores de x . Si sobre la familia de curvas obtenida de esta manera se dibuja la envolvente, se podrá obtener de la misma el valor mínimo absoluto del consumo relativo de agua impulsora y, por tanto, el par de valores x e y más favorable para el caso de funcionamiento presente. Los pares de valores más favorables determinados de este modo dependen de la relación de alturas de presión ε en la figura (3). Son aplicables para los coeficientes de perdida consignados.

El conocimiento de x e y permite, además de la determinación del consumo más favorable de agua impulsora, según la ecuación (30), la de las velocidades:

$$c_1 = \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} x\right)^2} c_0, \quad c_2 = x c_0 \quad y \quad c_3 = y c_0 \quad \text{--- --- (31)}$$

Después de haber calculado c_0 con la ecuación (24). Además, se obtienen las importantes secciones:

$$f_1 = \frac{G_1}{c_1 \gamma}, \quad f_2 = \frac{G_2}{c_2 \gamma} \quad y \quad f_3 = \frac{G_1 + G_2}{c_2 \gamma} \quad \text{--- --- (32)}$$

Aquí resulta el hecho sorprendente de que en cada caso $f_1 + f_2 = f_3$. Esto quiere decir, pues, que como que la tobera de mezcla, al proyectar la bomba de chorro según el mejor rendimiento, recibe una forma cilíndrica, la tobera impulsora ha de desembocar directamente en la tobera de mezcla. Por este motivo no conviene la boquilla de entrada con disminución gradual de su sección hasta la sección más estrecha (de salida) de la

tobera de mezcla, usada muchas veces en las bombas de chorro de agua. La boca de la tobera de mezcla recibe solo un redondeamiento con un radio de $r \approx d_3$, a fin de que la entrada del agua impulsada esté libre de contracción.

Tiene también importancia la longitud de la tobera de mezcla, sobre la cual, el principio de la impulsión no da información alguna. Una tobera de mezcla demasiado corta, por ser insuficiente la mezcla de las corrientes impulsora o impulsada, no produce el aumento de presión esperado, ni en la tobera, ni en el difusor; si es demasiado larga, hay pérdidas por rozamiento, que son innecesarias. Las condiciones más favorables estriban en una tobera de mezcla de longitud moderada, que se puede fijar $l_3 = 8d_3$.

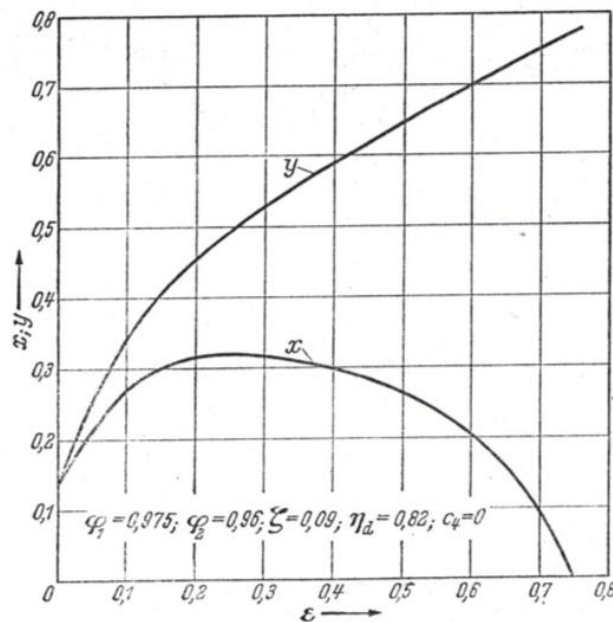


Fig.3. Las relaciones $x = \frac{c_2}{c_0}$ y $y = \frac{c_3}{c_0}$ para un consumo mínimo de agua de impulsión, en función de la relación de alturas manométricas $\varepsilon = H_4 - H_2 / H_1 - H_2$

Para dar forma a la tobera impulsora tiene importancia que la reducción de la sección, aunque sea continua, se efectuó en un trecho lo más corto posible, con paredes completamente lisas, puesto que solo de este modo se puede mantener reducida la pérdida por rozamiento. Las toberas impulsoras largas y de forma cónica solo trabajan con un rendimiento moderado. La condición de que la tobera impulsora ha de desembocar en la tobera de mezcla sin una boquilla de entrada especial, hace necesario que sea reducido el espesor de la pared en la boca de la tobera impulsora. Se obtienen las condiciones más favorables cuando la tobera impulsora penetra un poco en el redondeamiento de la tobera de mezcla, pero de tal modo que entre la boca de la tobera



impulsora y el comienzo de la parte cilíndrica de la tobera de mezcla quede todavía un espacio intermedio de $0.8d_3$ aproximadamente. Por lo demás, ambas toberas han de estar bien centradas, es decir, que su geométrico ha de ser común, puesto que solo podrá obtenerse el mejor valor del rendimiento cuando la corriente de entrada del líquido impulsado sea del todo simétrica respecto al eje. Por el mismo motivo, cuando la entrada del agua impulsada en la cámara de aspiración sea lateral, velocidad de entrada se mantendrá reducida, y la cámara de aspiración, grande.

Al contrario de la tobera impulsora, el difusor recibe la forma de un cono alargado manteniendo un determinado ángulo de cono. Un ángulo grande produciría un aumento continuo del espesor de la capa límite, debido a la corriente retrasada y al rozamiento de las paredes, y finalmente, al despegue de la corriente de la pared con inversión del movimiento en las cercanías de la misma, con lo cual se reduciría de un modo considerable el aumento de la presión. Un cono demasiado alargado aumenta la pérdida por rozamiento. Las condiciones más favorables se presentan cuando el ángulo del cono se hace grande, aunque se evita aun con la seguridad el despegue. Esto ocurre con el ensanchamiento de la sección aquí existente, para un ángulo de cono $\gamma = 7^\circ$ a 9° . Para ello es condición previa mantener reducido el rozamiento de las paredes, o sea, la formación de unas paredes completamente lisas. Como quiera que la transformación de la velocidad en presión prosigue aun mas allá de la sección final del difusor, conviene añadir al difusor un trozo de tubo recto. En este caso se puede acortar algo el difusor, de modo que su sección final pase súbitamente a la sección del tubo.

Con una ejecución cuidadosa de las toberas y del difusor se puede contar, poco más o menos, con estos coeficientes de pérdida: $\varphi_1 = 0.96$ a 0.98 ; $\varphi_2 = 0.95$ a 0.97 ; $\zeta = 0.07$ a 0.1 ; $\eta_d = 0.8$ a 0.85 . Aquí los valores límites superiores de $\varphi_1, \varphi_2, \eta_d$ y el valor límite inferior ζ , corresponden a secciones de dimensiones grandes de la bomba de chorro.

7.5.2 El Rendimiento

El rendimiento total depende también en la bomba de chorro de agua, de la relación entre la potencia útil y la potencia empleada en la misma. Por tanto,



$$\eta = \frac{G_2(H_4 - H_2)}{G_1(H_1 - H_4)} = \frac{H_4 - H_2}{m(H_1 - H_4)} \text{----- (33)}$$

Si se desprecia la energía de salida de la bomba. Como quiera que para el cálculo de la potencia empleada solo se ha de tener en cuenta la caída de altura de presión $H_1 - H_4$, el rendimiento contiene también las pérdidas que se producen en la tobera impulsora con el descenso de altura de presión de H_4 a H'_2 y en la recuperación de esta altura de presión en la tobera de mezcla, o bien en el difusor, con tal de que estas transformaciones de la energía se refieran al peso de agua impulsora G_1 . Si se pone $H_1 - H_4 = (H_1 - H_2) - (H_4 - H_2)$, tendremos que,

$$\eta = \frac{H_4 - H_2}{m[(H_1 - H_2) - (H_4 - H_2)]} \text{----- (34)}$$

O dividiendo por $H_1 - H_2$:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{m(1 - \varepsilon)} \text{----- (35)}$$

De acuerdo con esto, el rendimiento de la bomba de chorro de agua vendrá determinado por la relación de alturas de presión y el consumo relativo de agua impulsora, el cual, a su vez, depende de la relación de alturas de presión. La figura (4) da al curso de la curva del rendimiento $\eta = f(\varepsilon)$ válida para los coeficientes de pérdidas consignados. El valor máximo del rendimiento solo se puede lograr con una determinada relación de alturas de presión, que en el presente caso es $\varepsilon = 0.25$ a 0.275 .

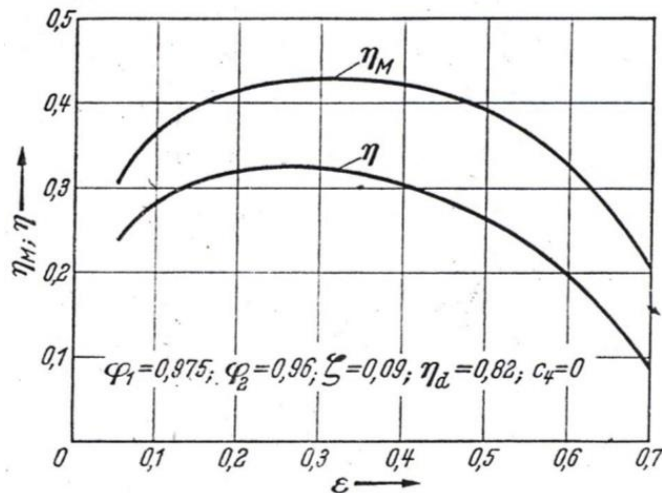


Fig.4. Rendimiento total η y rendimiento de la tobera de mezcla η_M en función de la relación de alturas manométricas $\varepsilon = H_4 - H_2 / H_1 - H_2$

Sorprende el reducido valor absoluto del rendimiento, lo cual se ha de atribuir- como ya hemos dicho- a las pérdidas que se producen en el cambio de impulsión entre el fluido impulsor y el líquido impulsado, principalmente en la tobera de mezcla. Sacando las pérdidas de tobera impulsora y de difusor, se puede determinar, de una forma relativamente sencilla, el rendimiento de la tobera de mezcla η_M a partir del rendimiento total η .

Despreciando la velocidad de salida c_3 , la pérdida del difusor es

$$Z_d = (1 - \eta_d) \frac{c_3^2}{2g} = (1 - \eta_d) y^2 \frac{c_0^2}{2g} = (1 - \eta_d) y^2 \varphi_1^2 (H_1 - H_2) \text{ --- (36)}$$

Si introducimos este valor en la ecuación (33) para aumentar correlativamente la altura de elevación $H_4 - H_2$ y reducir la altura de presión impulsora $H_1 - H_4$, tendremos:

$$\begin{aligned} \eta' &= \frac{(H_4 - H_2) + (1 + \eta_d) y^2 \varphi_1^2 (H_1 - H_2)}{m[(H_1 - H_4) - (1 - \eta_d) y^2 \varphi_1^2 (H_1 - H_2)]} \\ &= \frac{(H_4 - H_2) + (1 - \eta_d) y^2 \varphi_1^2 (H_1 - H_2)}{m[(H_1 - H_2) - (H_4 - H_2) - (1 - \eta_d) y^2 \varphi_1^2 (H_1 - H_2)]} \text{ --- (37)} \end{aligned}$$



Dividiendo por $H_1 - H_2$, resulta:

$$\eta = \frac{\frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} + (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2}{m\left[1 - \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} - (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2\right]} = \frac{1^\varepsilon + (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2}{m[1 - \varepsilon + (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2]} \text{ --- (38)}$$

Contiene, además de la pérdida de tobera de mezcla, la pérdida en la tobera impulsora. Esta última se puede separar poniendo en la ecuación (38) en lugar de la caída media en la tobera impulsora $H_1 - H_2$, la caída efectiva $(H_1 - H_2)\varphi^2$. Con esto resulta como rendimiento de la tobera de mezcla:

$$\eta_M = \frac{\frac{\varepsilon}{\varphi_1^2} + (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2}{m\left[1 - \frac{\varepsilon}{\varphi_1^2} - (1 - \eta_d)y^2\varphi_1^2\right]} \text{ --- (39)}$$

η_M es también una función de ε y m , como tal, está representada para los mismos coeficientes de pérdida de la tabla – incluida en el anexo. El valor máximo que se alcanza $\eta_{M_{max}} = 0.43$ permite ver que la causa del bajo rendimiento total se ha de buscar esencialmente en las pérdidas de la tobera de mezcla. Como quiera que estas pérdidas se producen principalmente a causa de la pérdida por choque inevitable en el cambio de velocidad entre el agua impulsora y el agua impulsada, resultan reducidas las perspectivas de una mejora considerable del rendimiento de la tobera de mezcla.

7.5.3 Altura de aspiración que se puede alcanzar. La cavitación.

La bomba de chorro de agua es autoaspirante, en determinadas condiciones. La causa de la capacidad de aspiración, con un recipiente de aspiración, es la presión del aire exterior, la cual, a la altura del nivel del mar suele corresponder, por término medio, a la presión de una columna de agua de 10.33 m de altura y 4° C de temperatura. Pero la altura de aspiración que se puede lograr efectivamente es siempre mucho más pequeña que el valor indicado. Para rebajarlo actúan la pérdida de altura de presión en la tubería de aspiración, la tensión de la altura de presión, producida por las condiciones de la corriente en la tobera de mezcla, especialmente a causa de la velocidad de entrada c_2 del agua



impulsada en la sección anular de la entrada de la tobera de mezcla. Adoptando las designaciones corrientes en las bombas centrífugas, sea A la altura de la presión atmosférica: e_s , la altura neta de aspiración, o sea, la diferencia de alturas entre la entrada de la tobera de mezcla y el nivel de agua de aspiración; Z_s , la suma de todas las resistencias de la tubería de aspiración, incluso la pérdida de presión debida a la formación de la velocidad de paso, y H_t , la tensión del vapor del agua, en lo cual todas las magnitudes se han de medir en metros de columna de agua. Así, tendremos:

$$A = e_{s_{max}} + H_t + Z_s + \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g} \text{----- (40)}$$

De aquí resulta la altura de aspiración que se puede lograr:

$$e_{s_{max}} = A - H_t - Z_s - \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g} \text{(metros columna de agua) ----- (41)}$$

Si, según la ecuación (31), se pone

$$c_2 = xc_0 = x\varphi\sqrt{2g(H_1 - H_2)} \text{----- (42)}$$

Tendremos que

$$e_{s_{max}} = A - H_t - Z_s - \left(\frac{x\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2 (H_1 - H_2) \text{(m. de col. de agua) ----- (43)}$$

Para la altura total de aspiración $H_{s_{max}} = e_{s_{max}} + Z_s$, se tiene:

$$H_{s_{max}} = A - H_t - \left(\frac{x\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2 (H_1 - H_2) \text{(m. col. de agua) ----- (44)}$$

Según la ecuación (44), la altura de aspiración que se puede alcanzar depende, de una medida considerable, del descenso de altura de aspiración en la tobera de mezcla, y este, a su vez, de la altura de presión del agua impulsora. Esto se aplica especialmente si –



como ocurre en el presente caso- para la reducción de las pérdidas en la tobera de mezcla, o sea, para alcanzar el mejor aprovechamiento posible de la energía, se elige grande la velocidad de entrada c_2 y, por tanto, también el coeficiente de relación x . Sin embargo, el verdadero descenso de la altura de presión en la tobera de mezcla no queda abarcado del todo por el último término de la ecuación (44).

Según investigaciones hechas por SCHULZ y FASOL, el máximo descenso de la presión no se produce en la sección de aspiración de forma anular de la tobera de mezcla, sino en el centro de la sección del chorro impulsor, o sea en la zona de la máxima velocidad. El mínimo de la presión está situado aproximadamente en la sección inicial de la parte cilíndrica de la tobera de mezcla. Si la presión desciende aquí hasta la tensión del vapor, que, con agua fría, vale aproximadamente de 0.1 a 0.2m de columna de agua, el agua empieza a evaporarse. Se forman burbujas de vapor, que se deshacen tan pronto como la corriente llega a una zona de mayor presión. Al principio se forma vapor solo en el centro de la sección de la tobera de mezcla, mientras que las paredes no entran en contacto con el mismo. El comienzo se hace notar con unos ligeros crujidos irregulares. Al avanzar la cavitación (por reducirse la contrapresión H_4) se continúa extendiendo la formación de vapor en la tobera de mezcla, sin que se perturbe por ello el proceso de la impulsión. Al principio, la corriente aumenta de acuerdo con el descenso de la presión. Además, casi siempre se observa un aumento del rendimiento, fenómeno que también aparece en las bombas centrifugas y turbinas hidráulicas, y que se atribuyen a la reducción de la viscosidad del líquido impulsado. Cuando la formación de vapor alcanza, finalmente, el extremo de la tobera de mezcla, llega también a la pared de la tobera. A partir de este estado, la corriente permanece invariable, no obstante seguir disminuyendo la contrapresión, mientras que el rendimiento se reduce con rapidez. El ruido de los crujidos se transforma en una crepitación continua, acompañada, a menudo, por sacudidas del aparato de chorro. Otra consecuencia es la destrucción gradual de las paredes de la tobera de mezcla.

De acuerdo con esto, entre el comienzo de la cavitación y la misma completamente formada, existe una zona de trabajo, en la cual la bomba de chorro de agua puede trabajar aun, y prácticamente no muestra destrucción o perturbación alguna porque la formación del vapor se limita a la parte interna del chorro de la tobera de mezcla.

Mas, por otra parte, de lo dicho también se deduce que es descenso verdadero de la presión en la tobera de mezcla es mayor de lo que resulta de la ecuación (43). Por tanto,



la cavitación aparece también más pronto, de modo que se reduce la altura de aspiración que se puede alcanzar. Se llega más cerca de las condiciones reales si, de acuerdo con SCHULZ y FASOL, se introduce un coeficiente de cavitación $\sigma = \frac{H_2}{H_1 - H_2}$ con validez para el agua fría, cuyos valores críticos σ_2 , para el comienzo de la cavitación, y σ'_3 , para la cavitación completamente formada, se determinan en forma experimental. H_2 Significa aquí, como antes, la altura absoluta de presión en la cámara de aspiración de la bomba de chorro, y H_1 , la altura absoluta de presión delante de la boca de la tobera impulsora. Con el coeficiente de cavitación crítico σ_k , H_{2k} , o bien H_{2k} es la altura absoluta de presión que ha de existir, por lo menos, en la cámara de aspiración de la bomba, para evitar el comienzo de la cavitación, o su formación completa. En el primer caso se ha de cumplir la condición $\sigma_k(H_1 - H_2) = H_{2k} \leq H_2$; en el segundo, $\sigma'_k(H_1 - H_2) = H_{2k} \leq H_2$. Con la altura absoluta de presión $H_{2k} = \sigma_k(H_1 - H_2)$, que comprende, pues, el descenso de la altura de presión en la tobera de mezcla y la reducida altura de la tensión del vapor del agua fría, la ecuación (44) resulta así:

$$H_{smax} = H - \sigma_k(H_1 - H_2)(\text{metros columna de agua}) \text{ --- (45)}$$

La tabla siguiente da los coeficientes de cavitación críticos σ_k y σ'_k respecto a la relación de alturas de presión ϵ . Son adecuados para proyectar la bomba a base de un rendimiento mejor, y han sido determinados para agua fría en una aparato de chorro con $d_3 = 101 \text{ mm } \phi$.

| COEFICIENTES DE CAVITACION CRITICOS | | | | | | | | | |
|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\epsilon =$ | 0.05 | 0.1 | 0.15 | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 |
| $\sigma_K =$ | 0.24 | 0.23 | 0.24 | 0.25 | 0.27 | 0.29 | 0.32 | 0.35 | 0.39 |
| $\sigma'_K =$ | 0.09 | 0.13 | 0.14 | 0.15 | 0.15 | 0.14 | 0.13 | 0.11 | 0.09 |

Según las explicaciones anteriores, la bomba de chorro de agua queda aun en condiciones de funcionar cuando el cálculo da un coeficiente de cavitación $\sigma = \frac{H_2}{H_1 - H_2}$



comprendido entre σ_k y σ'_k . Además, la ecuación (45) permite comprender que no cabe esperar que la bomba sea capaz de aspirar con una mayor altura de presión de impulsión. En muchos casos, hasta hay que tomar medidas que eviten la cavitación. En general esto es posible haciendo que a entrada de la alimentación del agua impulsada esta en carga o reduciendo la velocidad de entrada c_2 , es decir, el coeficiente de relación x . sin embargo, la medida citada en último lugar implica un empeoramiento del rendimiento, y por este motivo solo se habría de emplear al no poder situar el chorro en una cota más baja. Si en un caso así no se varía la velocidad de salida c_3 de la tobera de mezcla, o sea, el coeficiente de relación y , la sección aumentada de entrada de la tobera de mezcla se ha de adaptar a la parte cilíndrica de salida mediante una boquilla de entrada. Pero si, por el contrario, y debido a razones constructivas, se desea mantener la forma cilíndrica de la tobera de mezcla, que es más sencilla, habrá que reducir también la velocidad de salida c_3 . Para la forma cilíndrica de la tobera de mezcla, de acuerdo con la condición de continuidad, resulta:

$$\frac{G_1 + G_2}{c_3\gamma} = \frac{G_1}{c_1\gamma} + \frac{G_2}{c_2\gamma} \text{ --- (46)}$$

O bien

$$\frac{1 + m}{y} = \frac{m}{\frac{m}{\sqrt{1 + \left(\frac{x\phi_1}{\phi_2}\right)^2}} + \frac{1}{x}} \text{ --- (47)}$$

Con ello,

$$y = \frac{1 + m}{\frac{m}{\sqrt{1 + \left(\frac{x\phi_1}{\phi_2}\right)^2}} + \frac{1}{x}} \text{ --- (48)}$$

Con x dada, la ecuación (48) contiene las dos incógnitas, y y m , para cuya determinación se dispone aún de la ecuación (30). Debido a que las relaciones son complicadas, lo más sencillo es hallar la solución por tanteo, para lo cual, con el valor reducido de x se admite



un valor de y , también reducido, y con la ecuación (30) se determina m . Los coeficientes de relación x e y admitidos, así como el valor calculado para m , han de satisfacer la ecuación (48), lo cual se puede lograr con facilidad mediante una y variada adecuadamente. Si x es el coeficiente de relación primitivo y x_1 el reducido entre límites moderados, el coeficiente de cavitación crítico se reduce, aproximadamente, a

$$\sigma_{k_1} = \sigma_k \left(\frac{x_1}{x} \right)^2 \text{ ----- (49)}$$



8. PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

8.1 DETERMINACION DEL CAUDAL DE APORTACION

El inicio de este diseño, fue el dimensionamiento de los cárcamos y con ello poder tomar un valor de volumen, para medir la aportación de flujo en cada uno de los cárcamos.

Para la primera etapa se hizo la medición de los cárcamos con apoyo de personal de la central, hicimos la medición del área del fondo de dicho cárcamo para tomar como base un volumen de control, el cual tomaríamos el tiempo de llenado para determinar el caudal de aportación.

El área fue $A_1 = 28.8m^2$ y el volumen de control fue $V_1 = 2.88m^3$ y el tiempo que este volumen fue llenado es de 13.78 segundos tomados con un cronometro digital, por lo tanto el caudal de aportación obtenido fue de:

$$Q_{Aportacion} = \frac{2.88m^3}{13.78 s}$$

$$Q_{Aportacion} = 0.209 m^3/s$$

En la segunda etapa se utilizo el mismo método para determinar el caudal de aportación el área para el cárcamo de la segunda etapa fue de $A_2 = 12m^2$ y el volumen de control de $V_2 = 1.2m^3$, el tiempo en que lleno fue de 10 segundos tomados con un cronometro digital, por lo que el caudal de aportación obtenido fue de:

$$Q_{Aportacion} = \frac{1.2m^3}{10 s}$$

$$Q_{Aportacion} = 0.12058 m^3/s$$



Fig. 6. Galería de inspección del cárcamo segunda etapa

Para el desarrollo de este diseño se separaron en las dos etapas que de las cuales está formada la C.H Malpaso por lo que a continuación se muestra el diseño efectuado.

Por inicio del diseño se realizaron los cálculos no considerando las pérdidas por tubería y accesorios para poder encontrar un caudal del fluido propulsor necesario para que la bomba de chorro funcione.

8.2 DISEÑO PRIMERA ETAPA

La presión mínima con la que se cuenta es de 92 m.c.a. y una presión máxima de 112 m.c.a. el eductor (bomba de chorro) se plantea como si estuviese montado a dos metros de el fondo del cárcamo, el caudal que se pretende desalojar es de $Q_2 = 0.209 \text{ m}^3/\text{seg}$.

Con lo que procedemos a determinar el diámetro de la tubería de aspiración a través de la ecuación de Coolebrok proponiendo una perdida en la tubería de 0.5 m y una longitud de la tubería de 2 m de acero soldado sabiendo que el agua se encuentra a 20°C:

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04} \text{ --- (50)}$$



$$D = 0.66 \left[(0.00006)^{1.25} \left(\frac{(2)(0.209 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5\text{m})} \right)^{4.75} + (1.007\text{E} - 6)(0.209 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{(2\text{m})}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5\text{m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.2582 \text{ m} \quad D = 10.17 \text{ Pul} \approx D = 10\text{Pul}$$

Si $Q = V \cdot A$ tenemos:

$$V = \frac{0.209 \text{ m}^3/\text{s}}{\left[\frac{\pi(10 \cdot 0.0254)^2}{4} \right]}$$
$$V = 4.1246 \text{ m/s}$$

De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(4.1246 \text{ m/s})(0.254 \text{ m})}{1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$
$$R_e = 1.04\text{E}6$$

Del diagrama de Moody:

$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{25.4 \text{ cm}} = 0.000236$$

Obtenemos

$$f = 0.016$$

De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.016) \left(\frac{2 \text{ m}}{0.254 \text{ m}} \right) \left[\frac{(4.1246 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$



$$h_L = 0.1092 \text{ m}$$

Con esto determinamos la altura de aspiración:

$$H_s = 2 \text{ m} + 0.1092 \text{ m} = 2.1092 \text{ m}$$

Posteriormente determinamos las presiones:

La H_1 que es la presión delante de la tobera impulsora se determina mediante la suma de la presión a vencer del eductor sin pérdidas más la presión impulsora del mismo:

$$H_1 = 26 \text{ m} + 92 \text{ m} = 118 \text{ m}$$

Por lo tanto H_2 es la altura de presión en la cámara de aspiración y se determina en la resta de la presión a vencer del eductor menos la altura total de aspiración:

$$H_2 = 26 - 2.1092 \text{ m} = 23.8908 \text{ m}$$

Por otra parte la presión a la salida del difusor H_4 , para hallarla realizamos la suma de la presión a vencer del eductor, más la presión atmosférica, menos la altura total de aspiración:

$$H_4 = 26 \text{ m} - 2.1092 \text{ m} + 10 \text{ m} = 33.8908 \text{ m}$$

Ya encontradas las alturas de presión, pasamos a determinar los coeficientes de pérdida ($\zeta, \varphi_1, \varphi_2$ y η_d) con ayuda de la relación de alturas de presión ε , plasmada en la figura (3).

$$\zeta = 0.09, \varphi_1 = 0.975, \varphi_2 = 0.96, \eta_d = 0.82$$

$$\varepsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \frac{33.8908 \text{ m} - 23.8908 \text{ m}}{118 \text{ m} - 23.8908 \text{ m}} = 0.10625$$

Y obtenemos:

$$x = 0.27, \quad y = 0.38$$



Sustituimos en la ecuación (30):

$$m = \frac{\left[\frac{0.12178}{(0.975)^2} + (0.38)^2(2 + 0.09 - 0.82) + \left(\frac{0.27}{0.96}\right)^2 \right] - 2(0.27)(0.38)}{2(0.38) \sqrt{1 + \left(\frac{0.975}{0.96}(0.27)\right)^2} - \left[\frac{0.12178}{(0.975)^2} + (0.38)^2(2 + 0.09 - 0.82) + \left(\frac{0.27}{0.96}\right)^2 \right]}$$

$$m = 0.294817$$

De la relación de gastos $G_1 = mG_2$ obtenemos:

$$G_1 = (0.294817)(0.209 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$G_1 = 0.0616167 \text{ m}^3/\text{s} (1000 \text{ kg/m}^3)$$

$$G_1 = 61.6167 \text{ kg/s}$$

Si $G_3 = G_1 + G_2$:

$$G_3 = 0.270616 \text{ m}^3/\text{s} (1000 \text{ kg/m}^3)$$

$$G_3 = 270.616 \text{ kg/s}$$

Tomando el caudal de salida como $Q_3 = 0.27 \text{ m}^3/\text{s}$ recalculamos pero ahora consideraremos las pérdidas en la tubería.

Primeramente determinamos el diámetro de la tubería a la salida del eductor a través de la ecuación de Coolebrok:

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

Para la facilitación del proceso de ingreso de los valores de pérdidas propuestos se utilizó una hoja de cálculo, a fin de obtener el diámetro que nos provoque menos pérdidas y el flujo sea menos turbulento. Obtuvimos un valor propuesto de pérdidas $h_L = 1\text{m}$ la rugosidad utilizada es la de acero comercial y soldado, la longitud de la tubería es de 26m. y la viscosidad cinemática utilizada es de $\nu = 1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2$.



$$D = 0.66 \left[(0.00006 \text{ m})^{1.25} \left(\frac{(26 \text{ m})(0.27 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m}/\text{s}^2)(1 \text{ m})} \right)^{4.75} + (1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2)(0.27 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{(26 \text{ m})}{(9.81 \text{ m}/\text{s}^2)(1 \text{ m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.30049 \text{ m} \quad D = 11.83 \text{ Pul} \approx D = 12 \text{ Pul}$$

De la ecuación de caudal:

$$Q = V \cdot A$$

Sustituimos el caudal y al área para obtener la velocidad:

$$0.27 \text{ m}^3/\text{s} = V \cdot \left[\frac{\pi(12 \cdot 0.0254 \text{ m})^2}{4} \right]$$

$$V = 3.7 \text{ m/s}$$

Pasamos a calcular las pérdidas por tubería recta y por accesorios.

De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(3.7 \text{ m/s})(0.3048 \text{ m})}{1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$

$$R_e = 1.119\text{E}6$$

Del diagrama de Moody:

$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{30.48 \text{ cm}} = 0.0001968$$

Obtenemos

$$f = 0.015$$



De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.015) \left(\frac{26 \text{ m}}{0.3048 \text{ m}} \right) \left[\frac{(3.7 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$
$$h_L = 0.89 \text{ m}$$

De la ecuación (11) sustituimos:

$$h_a = \frac{(3.6)(3.7 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$
$$h_a = 2.51 \text{ m}$$

Ya con las perdidas obtenidas se las sumamos a la altura a vencer:

$$H = 26 + 3.40 = 29.40 \text{ m}$$

Y obtenemos la presión que el eductor debe vencer.

Para la tubería de aspiración tenemos la ecuación $H_s = e_s + Z_s$ donde e_s es la altura neta de aspiración y $Z_s(h_L)$ es la suma de todas las resistencias de la tubería de aspiración. El caudal a desalojar como ya mencionamos es de $Q_2 = 0.209 \text{ m}^3/\text{s}$ nuevamente utilizando la ecuación de coolebrok determinamos el diámetro de la tubería nuevamente con el apoyo de una hoja de cálculo para facilitar el proceso de introducir valores.

$$D = 0.66 \left[(0.00006 \text{ m})^{1.25} \left(\frac{(2 \text{ m})(0.209 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.4 \text{ m})} \right)^{4.75} + (1.007E - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2)(0.209 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{(2 \text{ m})}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.4 \text{ m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D_7 = 0.198217 \text{ m} \quad D_7 = 7.803 \text{ Pul} \approx D_7 = 8 \text{ Pul}$$



De la ecuación de caudal:

$$0.209 \text{ m}^3/\text{s} = V \cdot \left[\frac{\pi(8 \cdot 0.0254\text{m})^2}{4} \right]$$
$$V = 6.44 \text{ m/s}$$

De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(6.44 \text{ m/s})(0.2032 \text{ m})}{1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$
$$R_e = 1.29\text{E}6$$

Del diagrama de Moody:

$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{20.32 \text{ cm}} = 0.000295$$

Obtenemos

$$f = 0.016$$

De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.016) \left(\frac{2 \text{ m}}{0.2032 \text{ m}} \right) \left[\frac{(6.44 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$
$$h_L = 0.33 \text{ m}$$

De la ecuación de altura total de aspiración, sustituimos los valores conocidos:

$$H_s = 2 \text{ m} + 0.33 \text{ m} = 2.33 \text{ m}$$

Si el caudal de salida $Q_3 = 0.27 \text{ m}^3/\text{s}$ y sabemos que la sumatoria de caudales es igual al caudal de salida por lo tanto:



$$\begin{aligned}Q_3 &= Q_2 + Q_1 \\0.27 \text{ m}^3/\text{s} &= 0.209 \text{ m}^3/\text{s} + Q_1 \\Q_1 &= 0.061 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{y} \quad G_1 = (0.061 \text{ m}^3/\text{s})(1000 \text{ kg}/\text{m}^3) \\G_1 &= 61 \text{ kg}/\text{s}\end{aligned}$$

Si de la relación de gastos $G_1 = mG_2$ donde m es el consumo relativo del agua impulsora obtenemos:

$$\begin{aligned}61 \text{ kg}/\text{s} &= m(209 \text{ kg}/\text{s}) \\m &= 0.291866\end{aligned}$$

Continuamos ahora con la determinación de las presiones en el eductor.

La H_1 que es la presión delante de la tobera impulsora se determina mediante la suma de la presión a vencer del eductor más la presión impulsora del mismo:

$$H_1 = 29.40 \text{ m} + 92 \text{ m} = 121.4 \text{ m}$$

Por lo tanto H_2 es la altura de presión en la cámara de aspiración y se determina en la resta de la presión a vencer del eductor menos la altura total de aspiración:

$$H_2 = 29.40 \text{ m} - 2.33 \text{ m} = 27.07 \text{ m}$$

Por otra parte la presión a la salida del difusor H_4 , para hallarla realizamos la suma de la presión a vencer del eductor, más la presión atmosférica, menos la altura total de aspiración:

$$H_4 = 29.40 \text{ m} - 2.33 \text{ m} + 10 \text{ m} = 37.07$$

Ya encontradas las alturas de presión, pasamos a determinar los coeficientes de pérdida ($\zeta, \varphi_1, \varphi_2$ y η_d) con ayuda de la relación de alturas de presión ε , plasmada en la figura (3).

$$\zeta = 0.09, \varphi_1 = 0.975, \varphi_2 = 0.96, \eta_d = 0.82$$



$$\varepsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \frac{37.07 \text{ m} - 27.07 \text{ m}}{121.4 \text{ m} - 27.07 \text{ m}} = 0.10601$$

Y obtenemos:

$$x = 0.263, \quad y = 0.341$$

Velocidades del eductor.

De la ecuación (24)

$$C_o = (0.975)\sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(124.4 \text{ m} - 27.07 \text{ m})}$$
$$C_o = 42.606 \text{ m/s}$$

Sustituyendo C_o en la ecuación (31)

$$C_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{0.975}{0.96}(0.263)\right)^2} (42.606 \text{ m/s})$$
$$C_1 = 39.566 \text{ m/s}$$

Nuevamente sustituyendo C_o en (28) obtenemos:

$$C_2 = (0.263)(42.606 \text{ m/s}) = 11.205 \text{ m/s}$$
$$C_3 = (0.341)(42.606 \text{ m/s}) = 14.528 \text{ m/s}$$

Al obtener las velocidades ya podemos calcular las áreas del eductor como se indica a continuación.

De la ecuación (32) sustituimos el gasto y la velocidad:

$$f_1 = \frac{61 \text{ kg/s}}{(39.566 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.0015417 \text{ m}^2 = 1541.72 \text{ mm}^2$$



$$D_1 = 0.0443 \text{ m} = 1.74 \text{ pul}$$

$$f_2 = \frac{209 \text{ kg/s}}{(11.205 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.018652 \text{ m}^2 = 18652.38 \text{ mm}^2$$

$$f_3 = \frac{270 \text{ kg/s}}{(14.528 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.0185848 \text{ m}^2 = 18584.8 \text{ mm}^2$$

$$D_3 = 0.15382 \text{ m} = 6.056 \text{ pul}$$

Para la sección de salida del eductor utilizamos la velocidad obtenida a través de la ecuación de caudal:

$$f_4 = \frac{270 \text{ kg/s}}{(3.7 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.072972 \text{ m}^2 = 72972.97 \text{ mm}^2$$

$$D_4 = 0.3048 \text{ m} = 12 \text{ pul}$$

En la tubería de aportación del agua impulsora (D_6) utilizamos un diámetro de 4 pul normalizado con lo que:

$$C_{\text{agua impulsora}} = \frac{61 \text{ kg/s}}{(0.0081073 \text{ m}^2)(1000 \text{ kg/m}^3)} = 7.52 \text{ m/s}$$

Dimensiones longitudinales.

La parte cilíndrica de la tobera de mezcla (excluyendo el rendimiento) recibe una longitud de:

$$l_3 \approx 8d_3 \approx (8)(6.056 \text{ pul}) = 48.448 \text{ pul} = 1.23 \text{ m}$$

La longitud l_4 del difusor contiguo viene determinada por el ángulo de cono θ . Sea $\theta = 7$ grados. Entonces tendremos:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{d_4 - d_3}{2l_4}$$



$$l_4 = \frac{12 - 6.056}{2 \tan \frac{\theta}{2}} = 48.59 \text{ pul} = 1.2342 \text{ m}$$

Rendimiento

Según la ecuación (35), es:

$$\eta = \frac{0.10601}{0.291866(1 - 0.10601)} = 0.40628$$

Coefficiente de cavitación

$$\sigma = \frac{27.07 \text{ m}}{121.4 \text{ m} - 27.07 \text{ m}} = 0.28697$$

Dado que los límites de aceptación de cavitación críticos están entre 0.23122-0.13122 al estar fuera de este rango, la probabilidad de cavitación es bajo. Siendo el primero el inicio de la cavitación y el segundo la cavitación totalmente formada.



8.3 DISEÑO SEGUNDA ETAPA

De nuevo la presión mínima con la que se cuenta es de 92 m.c.a. y una presión máxima de 112 m.c.a. el eductor (bomba de chorro) se plantea como si estuviese montado a dos metros de el fondo del cárcamo, el caudal que se pretende desalojar es de $Q_2 = 0.12058 \text{ m}^3/\text{seg}$.

Con lo que procedemos a determinar el diámetro de la tubería de aspiración a través de la ecuación de Coolebrok proponiendo una perdida en la tubería de 0.5 m y una longitud de la tubería de 2 m de acero soldado sabiendo que el agua se encuentra a 20°C:

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.66 \left[(0.00006)^{1.25} \left(\frac{(2)(0.12058 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5\text{m})} \right)^{4.75} + (1.007\text{E} - 6)(0.12058 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{(2\text{m})}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5\text{m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.1541 \text{ m} \quad D = 6.067 \text{ Pul} \approx D = 6\text{Pul}$$

Si $Q = V \cdot A$ tenemos

$$V = \frac{0.12058 \text{ m}^3/\text{s}}{\left[\frac{\pi(6 \cdot 0.0254)^2}{4} \right]}$$

$$V = 6.61021 \text{ m/s}$$

De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(6.61021 \text{ m/s})(0.1524 \text{ m})}{1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$

$$R_e = 1.00039\text{E}6$$

Del diagrama de Moody:



$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{15.24 \text{ cm}} = 0.000394$$

Obtenemos

$$f = 0.0175$$

De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.0175) \left(\frac{2 \text{ m}}{0.1524 \text{ m}} \right) \left[\frac{(6.61021 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$
$$h_L = 0.51 \text{ m}$$

Con esto determinamos la altura de aspiración:

$$H_s = 2 \text{ m} + 0.51 \text{ m} = 2.51 \text{ m}$$

Posteriormente determinamos las presiones:

La H_1 que es la presión delante de la tobera impulsora se determina mediante la suma de la presión a vencer del eductor sin pérdidas más la presión impulsora del mismo:

$$H_1 = 38 \text{ m} + 92 \text{ m} = 130 \text{ m}$$

Por lo tanto H_2 es la altura de presión en la cámara de aspiración y se determina en la resta de la presión a vencer del eductor menos la altura total de aspiración:

$$H_2 = 38 - 2.51 \text{ m} = 35.49 \text{ m}$$

Por otra parte la presión a la salida del difusor H_4 , para hallarla realizamos la suma de la presión a vencer del eductor, más la presión atmosférica, menos la altura total de aspiración:

$$H_4 = 38 \text{ m} - 2.51 \text{ m} + 10 \text{ m} = 45.49 \text{ m}$$



Ya encontradas las alturas de presión, pasamos a determinar los coeficientes de pérdida ($\zeta, \varphi_1, \varphi_2$ y η_d) con ayuda de la relación de alturas de presión ε , plasmada en la figura (3).

$$\zeta = 0.09, \varphi_1 = 0.975, \varphi_2 = 0.96, \eta_d = 0.82$$

$$\varepsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \frac{45.49 \text{ m} - 35.49 \text{ m}}{130 \text{ m} - 35.49 \text{ m}} = 0.105809$$

Y obtenemos:

$$x = 0.29, \quad y = 0.37$$

Sustituimos en la ecuación (30):

$$m = \frac{\left[\frac{0.105809}{(0.975)^2} + (0.37)^2(2 + 0.09 - 0.82) + \left(\frac{0.29}{0.96}\right)^2 \right] - 2(0.29)(0.37)}{2(0.37) \sqrt{1 + \left(\frac{0.975}{0.96}(0.29)\right)^2} - \left[\frac{0.105809}{(0.975)^2} + (0.37)^2(2 + 0.09 - 0.82) + \left(\frac{0.29}{0.96}\right)^2 \right]}$$

$$m = 0.244456$$

De la relación de gastos $G_1 = mG_2$ obtenemos:

$$G_1 = (0.244456)(0.12058 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$G_1 = 0.029476 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (1000 kg/m}^3\text{)}$$

$$G_1 = 29.476 \text{ kg/s}$$

Si $G_3 = G_1 + G_2$:

$$G_3 = 0.150056 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (1000 kg/m}^3\text{)}$$

$$G_3 = 150.056 \text{ kg/s}$$



Tomando el caudal de salida como $Q_3 = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ recalculamos pero ahora consideraremos las pérdidas en la tubería.

Primeramente determinamos el diámetro de la tubería a la salida del eductor a través de la ecuación de Colebrook:

$$D = 0.66 \left[\epsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04} \text{ --- (50)}$$

Para la facilitación del proceso de ingreso de los valores de perdidas propuestos se utilizó una hoja de cálculo, a fin de obtener el diámetro que nos provoque menos pérdidas y el flujo sea menos turbulento. Obtuvimos un valor propuesto de pérdidas $h_L = 1.2 \text{ m}$ la rugosidad utilizada es la de acero comercial y soldado ($\epsilon = 0.006 \text{ cm}$ valor de diseño), la longitud de la tubería es de 99m. y la viscosidad cinemática utilizada es de $\nu = 1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

$$D = 0.66 \left[(0.00006 \text{ m})^{1.25} \left(\frac{(99 \text{ m})(0.15 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m/s}^2)(1.2 \text{ m})} \right)^{4.75} + (1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2)(0.15 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{99 \text{ m}}{(9.81 \text{ m/s}^2)(1.2 \text{ m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.30147 \text{ m} \quad D = 11.87 \text{ Pul} \approx D = 12 \text{ Pul}$$

De la ecuación de caudal:

$$Q = V \cdot A$$

Sustituimos el caudal y al área para obtener la velocidad:

$$0.15 \text{ m}^3/\text{s} = V \cdot \left[\frac{\pi(12 \cdot 0.0254 \text{ m})^2}{4} \right]$$

$$V = 2.0557 \text{ m/s}$$



Pasamos a calcular las pérdidas por tubería recta y por accesorios.
De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(2.0557 \text{ m/s})(0.3048 \text{ m})}{1.007 \text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$
$$R_e = 6.2 \text{E}5$$

Del diagrama de Moody:

$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{30.48 \text{ cm}} = 0.0001968$$

Obtenemos

$$f = 0.016$$

De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.016) \left(\frac{99 \text{ m}}{0.3048 \text{ m}} \right) \left[\frac{(2.0557 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$
$$h_L = 1.12 \text{ m}$$

De la ecuación (11) sustituimos:

$$h_a = \frac{(3.6)(2.0557 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$
$$h_a = 0.775 \text{ m}$$

Ya con las pérdidas obtenidas se las sumamos a la altura a vencer:

$$H = 38 + 1.89 = 39.89 \text{ m}$$

Y obtenemos la presión que el eductor debe vencer.



Para la tubería de aspiración tenemos la ecuación $H_s = e_s + Z_s$ donde e_s es la altura neta de aspiración y $Z_s(h_L)$ es la suma de todas las resistencias de la tubería de aspiración. El caudal a desalojar como ya mencionamos es de $Q_2 = 0.12058 \text{ m}^3/\text{s}$ nuevamente utilizando la ecuación de coolebrook determinamos el diámetro de la tubería nuevamente con el apoyo de una hoja de cálculo para facilitar el proceso de introducir valores, determinando con ello $h_L = 0.5$.

$$D = 0.66 \left[(0.00006 \text{ m})^{1.25} \left(\frac{(2 \text{ m})(0.12058 \text{ m}^3/\text{s})^2}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5 \text{ m})} \right)^{4.75} + (1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2)(0.12058 \text{ m}^3/\text{s})^{9.4} \left(\frac{(2 \text{ m})}{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.5 \text{ m})} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.1541 \text{ m} \quad D = 6.06 \text{ Pul} \approx D = 6 \text{ Pul}$$

De la ecuación de caudal:

$$0.12058 \text{ m}^3/\text{s} = V \cdot \left[\frac{\pi(6 \cdot 0.0254 \text{ m})^2}{4} \right]$$
$$V = 6.61 \text{ m/s}$$

De la ecuación (2) sustituimos:

$$R_e = \frac{(6.61 \text{ m/s})(0.1524 \text{ m})}{1.007\text{E} - 6 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$
$$R_e = 1\text{E}6$$

Del diagrama de Moody:

$$\frac{e}{d} = \frac{0.006 \text{ cm}}{15.24 \text{ cm}} = 0.000394$$

Obtenemos

$$f = 0.0165$$



De la ecuación (10) sustituimos:

$$h_L = (0.0165) \left(\frac{2 \text{ m}}{0.1524 \text{ m}} \right) \left[\frac{(6.61 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \right]$$
$$h_L = 0.482 \text{ m}$$

De la ecuación de altura total de aspiración, sustituimos los valores conocidos:

$$H_s = 2 \text{ m} + 0.482 \text{ m} = 2.4822 \text{ m}$$

Si el caudal supuesto de salida $Q_3 = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ y sabemos que la sumatoria de caudales es igual al caudal de salida por lo tanto:

$$Q_3 = Q_2 + Q_1$$
$$0.15 \text{ m}^3/\text{s} = 0.12058 \text{ m}^3/\text{s} + Q_1$$
$$Q_1 = 0.02942 \text{ m}^3/\text{s} \text{ y } G_1 = (0.02942 \text{ m}^3/\text{s})(1000 \text{ kg/m}^3)$$
$$G_1 = 29.42 \text{ kg/s}$$

Si de la relación de gastos $G_1 = mG_2$ donde m es el consumo relativo del agua impulsora obtenemos:

$$29.42 \text{ kg/s} = m(120.58 \text{ kg/s})$$
$$m = 0.24398$$

Alturas de presión

Continuamos ahora con la determinación de las presiones en el eductor.

La H_1 que es la presión delante de la tobera impulsora se determina mediante la suma de la presión a vencer del eductor más la presión impulsora del mismo:

$$H_1 = 39.89 \text{ m} + 92 \text{ m} = 131.89 \text{ m}$$

Por lo tanto H_2 es la altura de presión en la cámara de aspiración y se determina en la resta de la presión a vencer del eductor menos la altura total de aspiración:



$$H_2 = 39.89 \text{ m} - 2.4822 \text{ m} = 37.4078 \text{ m}$$

Por otra parte la presión a la salida del difusor H_4 , para hallarla realizamos la suma de la presión a vencer del eductor, más la presión atmosférica, menos la altura total de aspiración:

$$H_4 = 39.89 \text{ m} - 2.4822 \text{ m} + 10 \text{ m} = 47.4078$$

Ya encontradas las alturas de presión, pasamos a determinar los coeficientes de pérdida ($\zeta, \varphi_1, \varphi_2$ y η_d) con ayuda de la relación de alturas de presión ε , plasmada en la figura (3).

$$\zeta = 0.09, \varphi_1 = 0.975, \varphi_2 = 0.96, \eta_d = 0.82$$

$$\varepsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \frac{47.4078 \text{ m} - 37.4078 \text{ m}}{131.89 \text{ m} - 37.4878 \text{ m}} = 0.10584$$

Y obtenemos:

$$x = 0.261, \quad y = 0.340$$

Velocidades del eductor.

De la ecuación (24)

$$C_o = (0.975) \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(131.89 \text{ m} - 37.4078 \text{ m})}$$
$$C_o = 41.978 \text{ m/s}$$

Sustituyendo C_o en la ecuación (31)

$$C_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{0.975}{0.96} (0.261) \right)^2} (41.978 \text{ m/s})$$
$$C_1 = 40.476 \text{ m/s}$$



Nuevamente sustituyendo C_o en (28) obtenemos:

$$C_2 = (0.261)(41.978 \text{ m/s}) = 10.956 \text{ m/s}$$

$$C_3 = (0.340)(41.978 \text{ m/s}) = 14.272 \text{ m/s}$$

Al obtener las velocidades ya podemos calcular las áreas del eductor como se indica a continuación.

De la ecuación (32) sustituimos el gasto y la velocidad:

$$f_1 = \frac{29.42 \text{ kg/s}}{(40.476 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.0007268 \text{ m}^2 = 726.85 \text{ mm}^2$$

$$D_1 = 0.0304038 \text{ m} = 1.197 \text{ pul}$$

$$f_2 = \frac{120.58 \text{ kg/s}}{(10.956 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.0110058 \text{ m}^2 = 11005.84 \text{ mm}^2$$

$$f_3 = \frac{150 \text{ kg/s}}{(14.272 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.01051 \text{ m}^2 = 10510.08 \text{ mm}^2$$

$$D_3 = 0.11567 \text{ m} = 4.554 \text{ pul}$$

Para la sección de salida del eductor utilizamos la velocidad obtenida a través de la ecuación de caudal:

$$f_4 = \frac{150 \text{ kg/s}}{(2.0557 \text{ m/s})(1000 \text{ kg/m}^3)} = 0.07296 \text{ m}^2 = 72967.84 \text{ mm}^2$$

$$D_4 = 0.3048 \text{ m} = 12 \text{ pul}$$

En la tubería de aportación del agua impulsora (D_6) utilizamos un diámetro de 3 pul normalizado con lo que:

$$C_{\text{agua impulsora}} = \frac{29.42 \text{ kg/s}}{(0.0045603 \text{ m}^2)(1000 \text{ kg/m}^3)} = 6.45 \text{ m/s}$$



Dimensiones longitudinales.

La parte cilíndrica de la tobera de mezcla (excluyendo el rendimiento) recibe una longitud de:

$$l_3 \approx 8d_3 \approx (8)(4.554 \text{ pul}) = 36.432 \text{ pul} = 0.9253 \text{ m}$$

La longitud l_4 del difusor contiguo viene determinada por el ángulo de cono θ . Sea $\theta = 7$ grados. Entonces tendremos:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{d_4 - d_3}{2l_4}$$
$$l_4 = \frac{12 - 4.554}{2 \tan \frac{\theta}{2}} = 60.87 \text{ pul} = 1.546 \text{ m}$$

Rendimiento

Según la ecuación (35), es:

$$\eta = \frac{0.10584}{0.24398(1 - 0.10584)} = 0.48515$$

Coefficiente de cavitación

$$\sigma = \frac{37.4078 \text{ m}}{131.89 \text{ m} - 37.4078 \text{ m}} = 0.3959$$

Dado que los límites de aceptación los límites de cavitación críticos están entre 0.231168-0.131168 al estar fuera de este rango, la probabilidad de cavitación es baja.



9. RESULTADOS, PLANOS, GRÁFICAS, PROTOTIPOS Y PROGRAMAS

Las dimensiones obtenidas en los cálculos a continuación son puestas en orden para la mejor comprensión de los datos plasmados en los planos:

Para la primera y segunda etapa obtenemos los siguientes datos partiendo de un caudal de salida propuesto en base a un cálculo previo en el cual no se consideraron las pérdidas por tubería recta y accesorios posteriores a la salida del difusor de mezcla las cuales son necesarias para un mejor diseño de dicho educador.

9.1 RESULTADOS PRIMERA ETAPA

$$Q_{propuesto\ salida} = 0.27\ m^3/s$$

$$D_{salida} = 0.3048\ m = 12\ pul$$

$$V_{salida} = 3.7\ m/s$$

$$P_{salida} = 3.7\ kg/cm^2$$

$$D_{aspiracion} = 0.2032\ m = 8\ pul$$

$$D_1 = 0.044196\ m = 1.74\ pul$$

$$D_2 = 0.1541\ m = 6.06\ pul$$

$$D_3 = 0.1538224\ m = 6.056\ pul$$

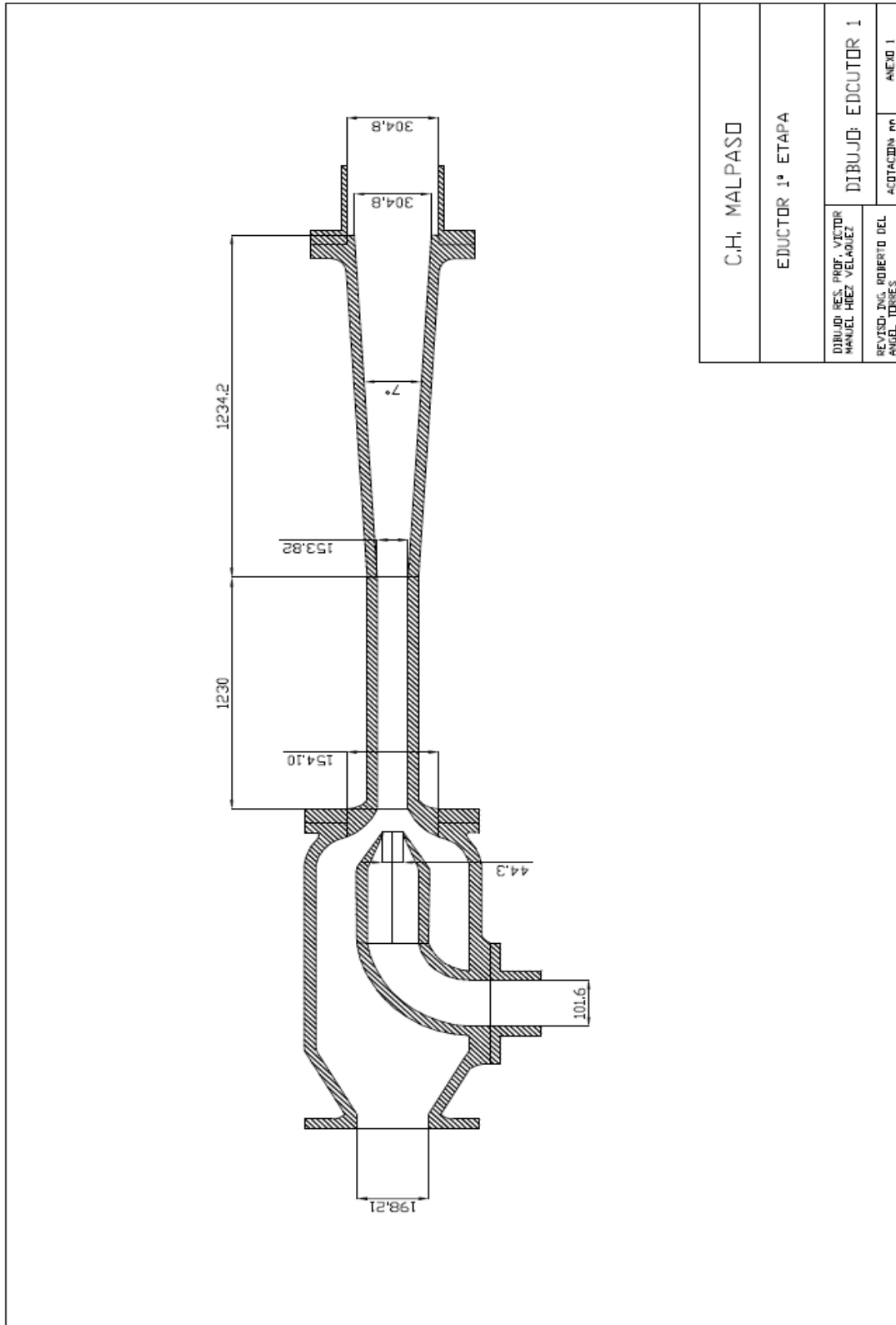
$$l_3 = 1.23\ m = 48.42\ pul\ (\text{LONGITUD TOBERA DE MEZCLA})$$

$$l_4 = 1.2342\ m = 48.59\ pul\ (\text{LONGITUD DIFUSOR CONTIGUO})$$

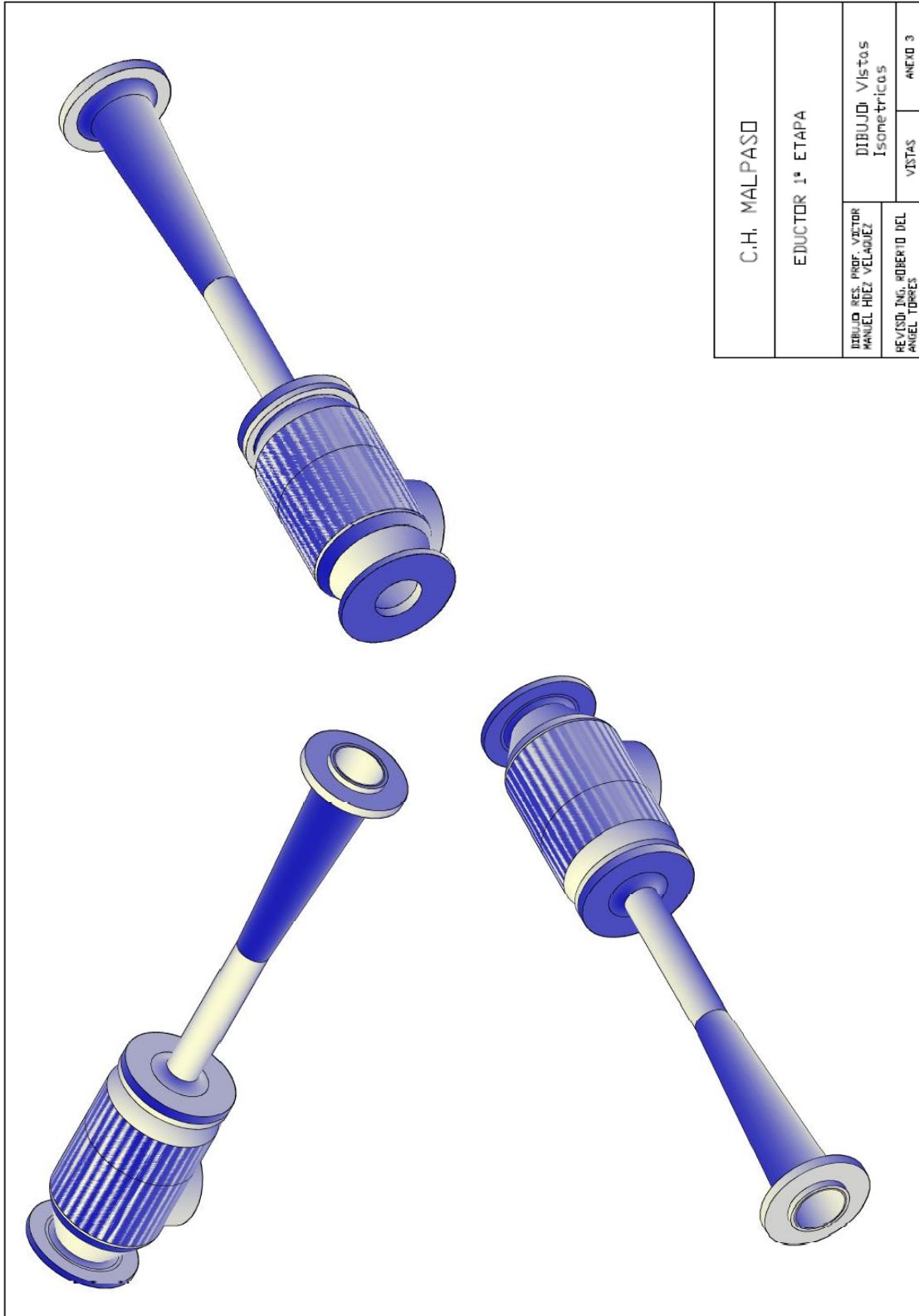
$$\eta = 0.406228 = 40.6228\%$$

$\sigma = 0.28692$ Comprendido entre los valores críticos $\sigma_k = 0.23122$ como valor crítico de cavitación y $\sigma_k = 0.13122$ como valor crítico para la cavitación completamente formada. Dicho valor al estar fuera de este rango está libre de posible cavitación.

9.1.1 CORTE TRANSVERSAL EDUCTOR PRIMERA ETAPA



9.1.2 VISTAS ISOMETRICAS EDUCTOR PRIMERA ETAPA





9.2 RESULTADOS SEGUNDA ETAPA

$$Q_{propuesto\ salida} = 0.15\ m^3/s$$

$$D_{salida} = 0.3048\ m = 12\ pul$$

$$V_{salida} = 2.0557\ m/s$$

$$P_{salida} = 4.74\ kg/cm^2$$

$$D_{aspiracion} = 0.1524\ m = 6\ pul$$

$$D_1 = 0.0304038\ m = 1.197\ pul$$

$$D_2 = 0.11837\ m = 4.66\ pul$$

$$D_3 = 0.1156716\ m = 4.554\ pul$$

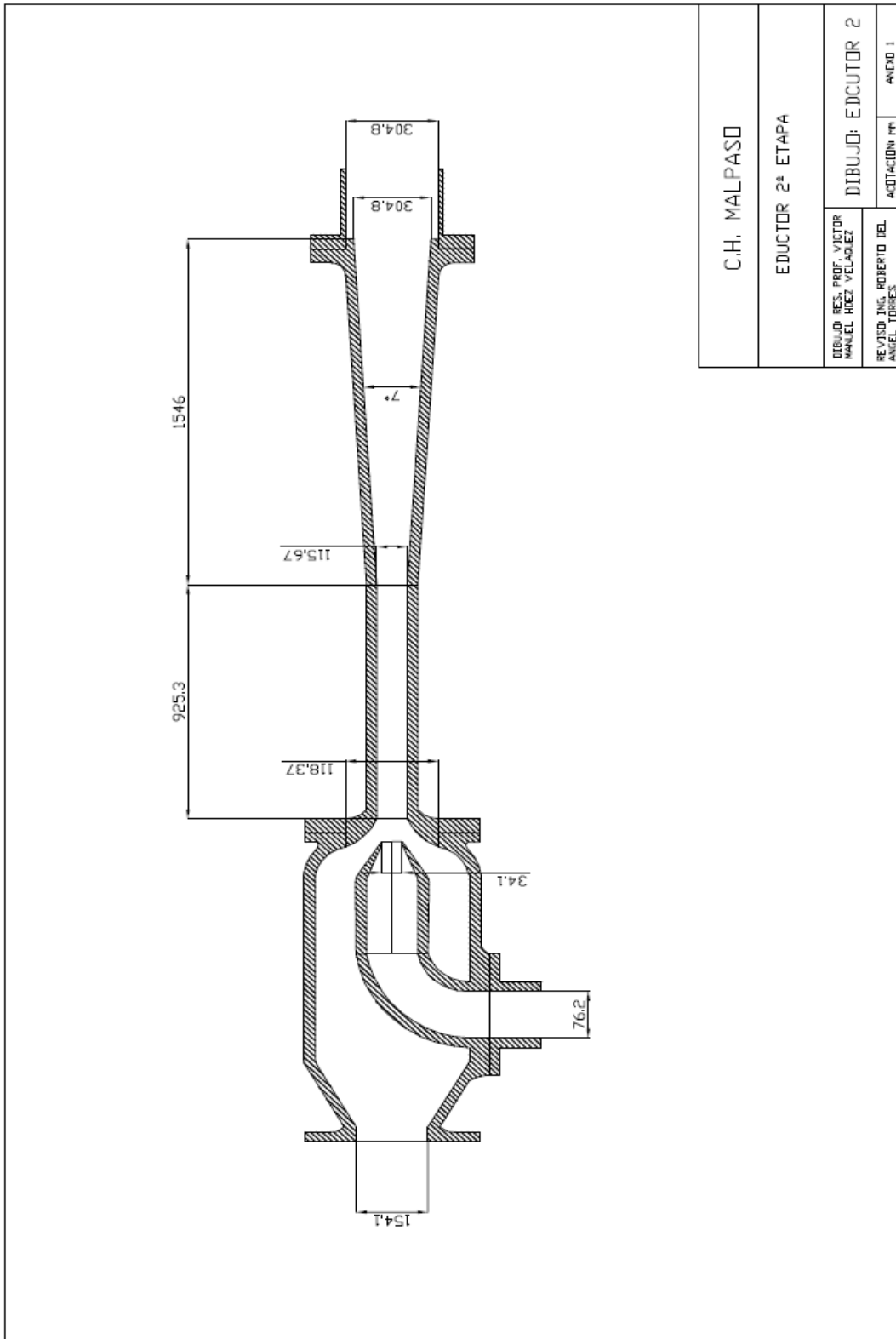
$$l_3 = 0.9253\ m = 36.42\ pul\ (LONGITUD\ TOBERA\ DE\ MEZCLA)$$

$$l_4 = 1.546\ m = 60.86\ pul\ (LONGITUD\ DIFUSOR\ CONTIGUO)$$

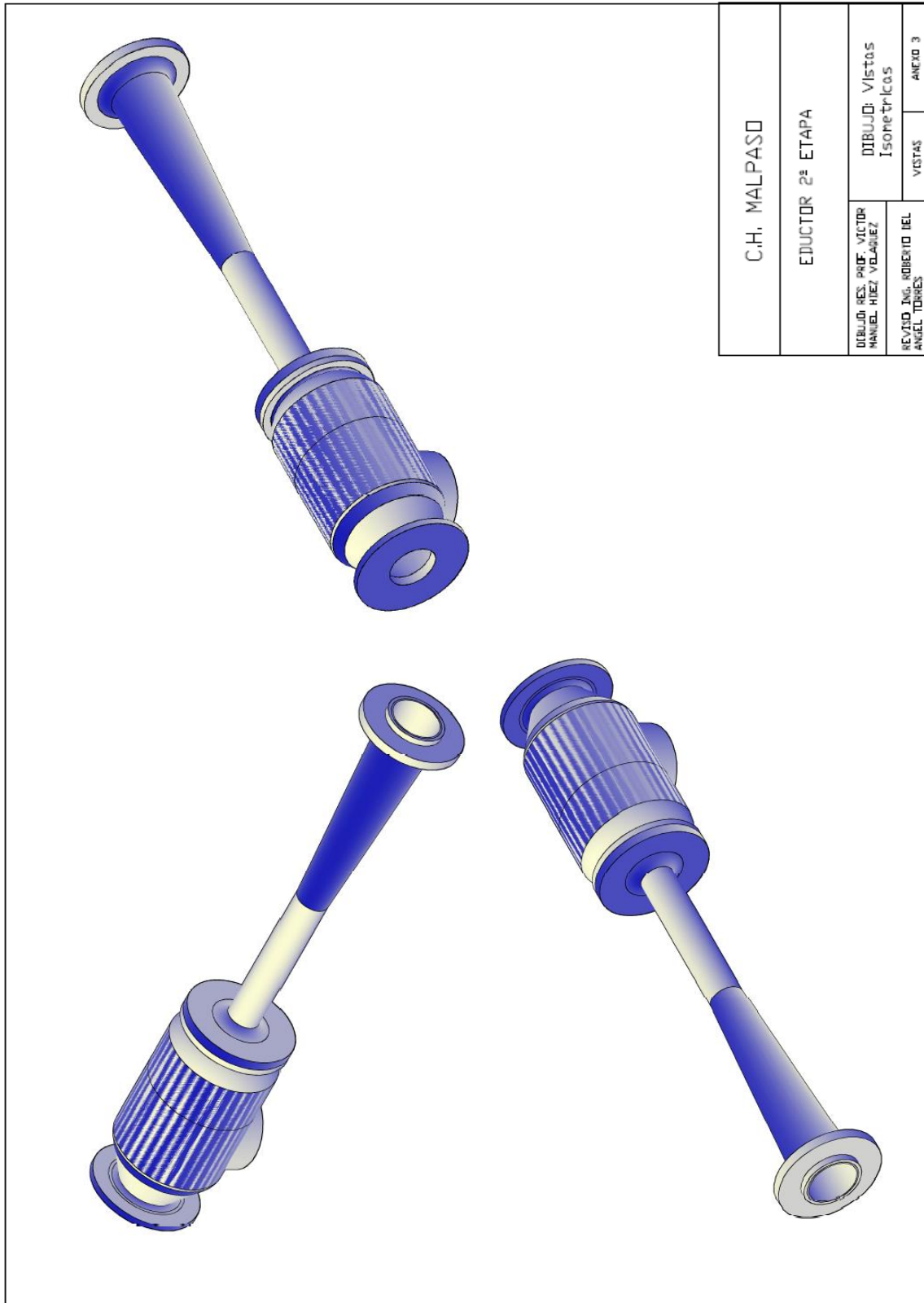
$$\eta = 0.48515 = 48.515\%$$

$\sigma = 0.3959$ Comprendido entre los valores críticos $\sigma_k = 0.231168$ como valor crítico de cavitación y $\sigma_k = 0.131168$ como valor crítico para la cavitación completamente formada. Dicho valor al estar fuera de este rango está libre de posible cavitación.

9.2.1 CORTE TRANSVERSAL SEGUNDA ETAPA



9.2.2 VISTAS ISOMETRICAS EDUCTOR SEGUNDA ETAPA





10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 CONCLUSIONES

La instalación de los eductores dentro de las instalaciones de la C.H. Malpaso según los resultados obtenidos, es completamente viable ya que las condiciones con las que se cuenta en la central son las suficientes para que este sistema funcione correctamente, primeramente sin perjudicar la armonía de la central gracias a sus dimensiones reducidas, y rentable gracias a su casi nula necesidad de mantenimientos en periodos muy cortos ya que carece de partes móviles que sufran desgaste y está referido a inspecciones periódicas en las paradas de la planta para preparaciones generales y a su falta de uso de energía eléctrica para su funcionamiento ya que este sistema utiliza como fluido motor agua. La disposición según el cálculo realizado que se propone, es de una instalación del eductor de forma vertical.

La experiencia obtenida dentro de las instalaciones de la central me aporta el conocimiento de la operación de una planta hidroeléctrica desde el punto de vista mecánico, además de haber obtenido las bases de cómo diseñar un sistema de achique utilizando como medio al eductor, tomando en cuenta todo el entorno para llevar a cabo dicho diseño.

10.2 RECOMENDACIONES

El correcto funcionamiento de este sistema se apega a los valores calculados ya que a cambios en la disposición de las condiciones de funcionamiento obtenido en el presente reporte técnico de residencia no se asegura el correcto funcionamiento del sistema a través de eductores. Tampoco la modificación de la altura de aspiración a que cualquier cambio puede reflejarse en la producción de cavitación en el eductor.



11. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

- BOMBAS. FUNCIONAMIENTO, CÁLCULO Y CONSTRUCCION.
10° Edicion. Dr. Hellmuth Schulz. Editorial Labok.S.A. 1964
- MECANICA DE FLUIDOS. Merle C. Potter & David C. Wiggert
- MECANICA DE FLUIDOS. Fundamentos y Aplicaciones. Yunus Cengel & John M. Cimbala. Mc. Graw Hill
- STEAM JET EJECTORS FOR THE PROCESS INDUSTRIES. Robert B. Power
- BOMBAS, VENTILADORES Y COMPRESORES. Luis Jutglar Banyeras
- MECANICA DE FLUIDOS E HIDRAULICA. Ranald V. Giles. Serie Schaum.
3ra. Edición. Mc. Graw Hill

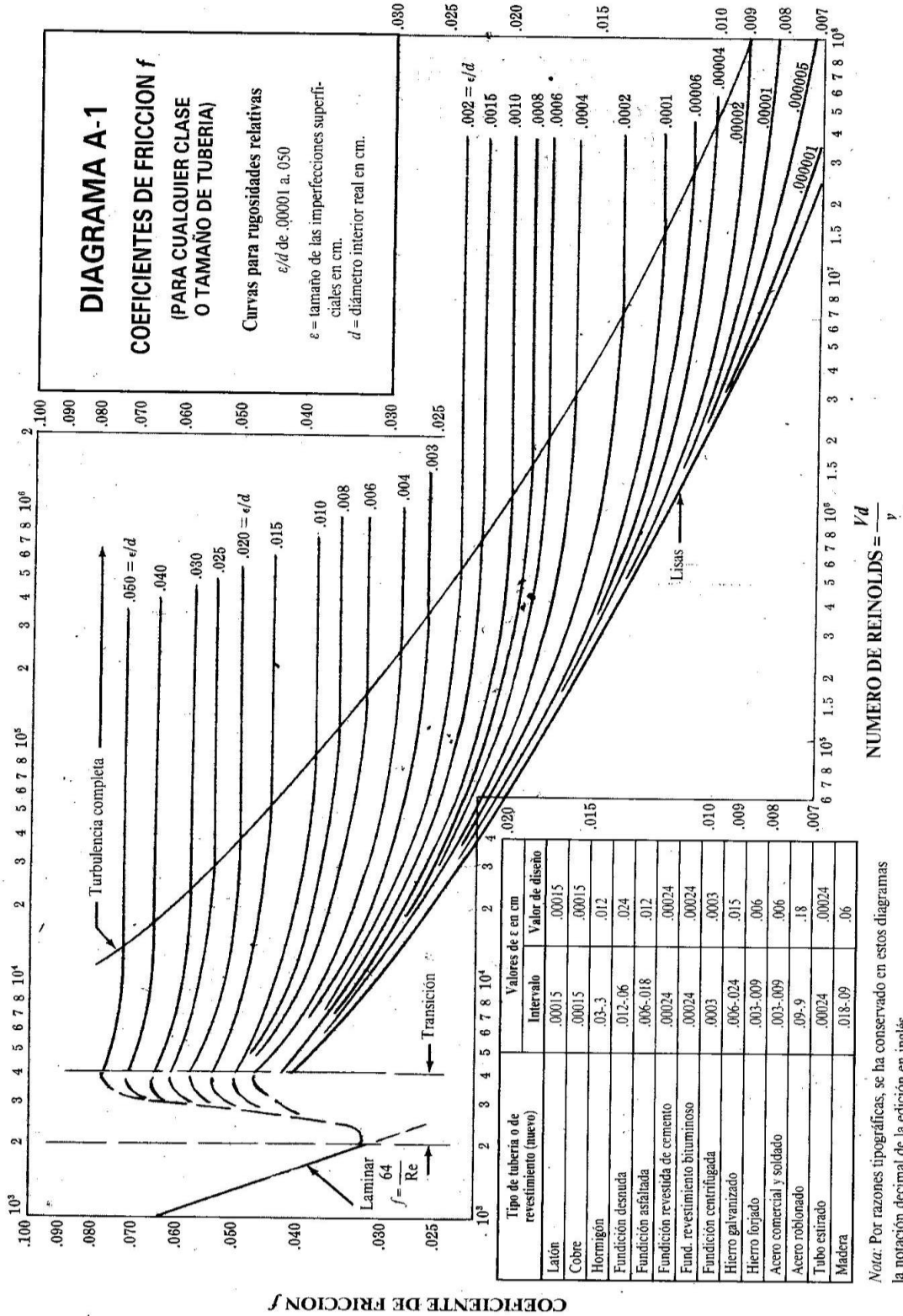


VICTOR MANUEL HERNANDEZ VELAZQUEZ
RESIDENCIA PROFESIONAL JUNIO 2011



ANEXOS

DIAGRAMA DE MOODY



Nota: Por razones tipográficas, se ha conservado en estos diagramas la notación decimal de la edición en inglés.

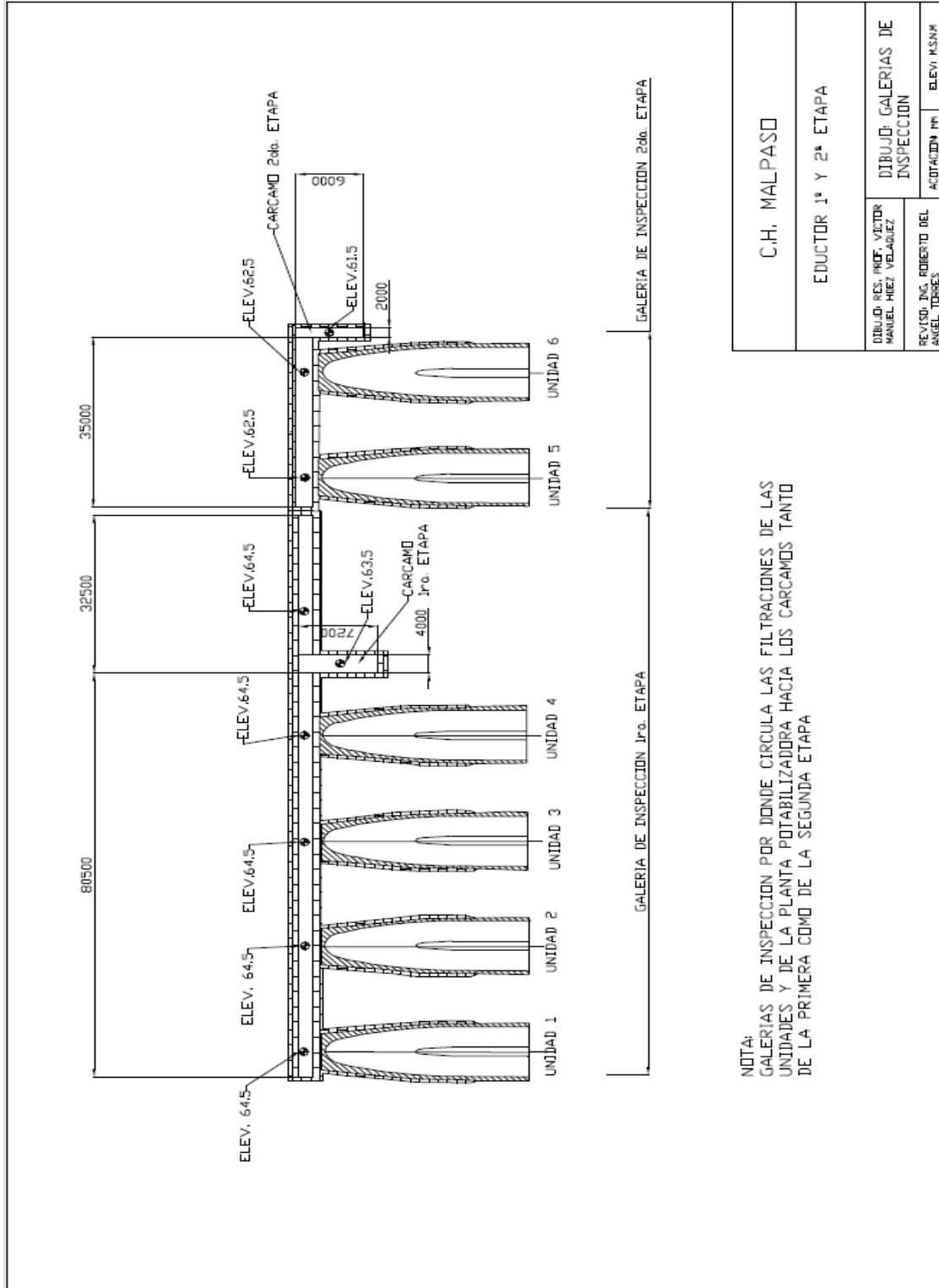


PERDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS

(COSTANTES K DE PERDIDAS)

| Accesorios | K |
|---|------|
| Válvula de globo completamente abierta | 10.0 |
| Válvula de ángulo completamente abierta | 5.0 |
| Válvula de retención de columpio abierta | 2.5 |
| Válvula de compuerta abierta | 0.19 |
| Codo en U | 2.2 |
| Conexión en T estándar | 1.8 |
| Codo estándar | 0.9 |
| Codo de radio medio | 0.75 |
| Codo de radio largo | 0.60 |
| Codo de 45 grados | 0.45 |
| Válvula de control abierta | 3.0 |
| De depósito a tubería a ras | 0.50 |
| De tubería a depósito (pérdida a la salida) | 1.00 |

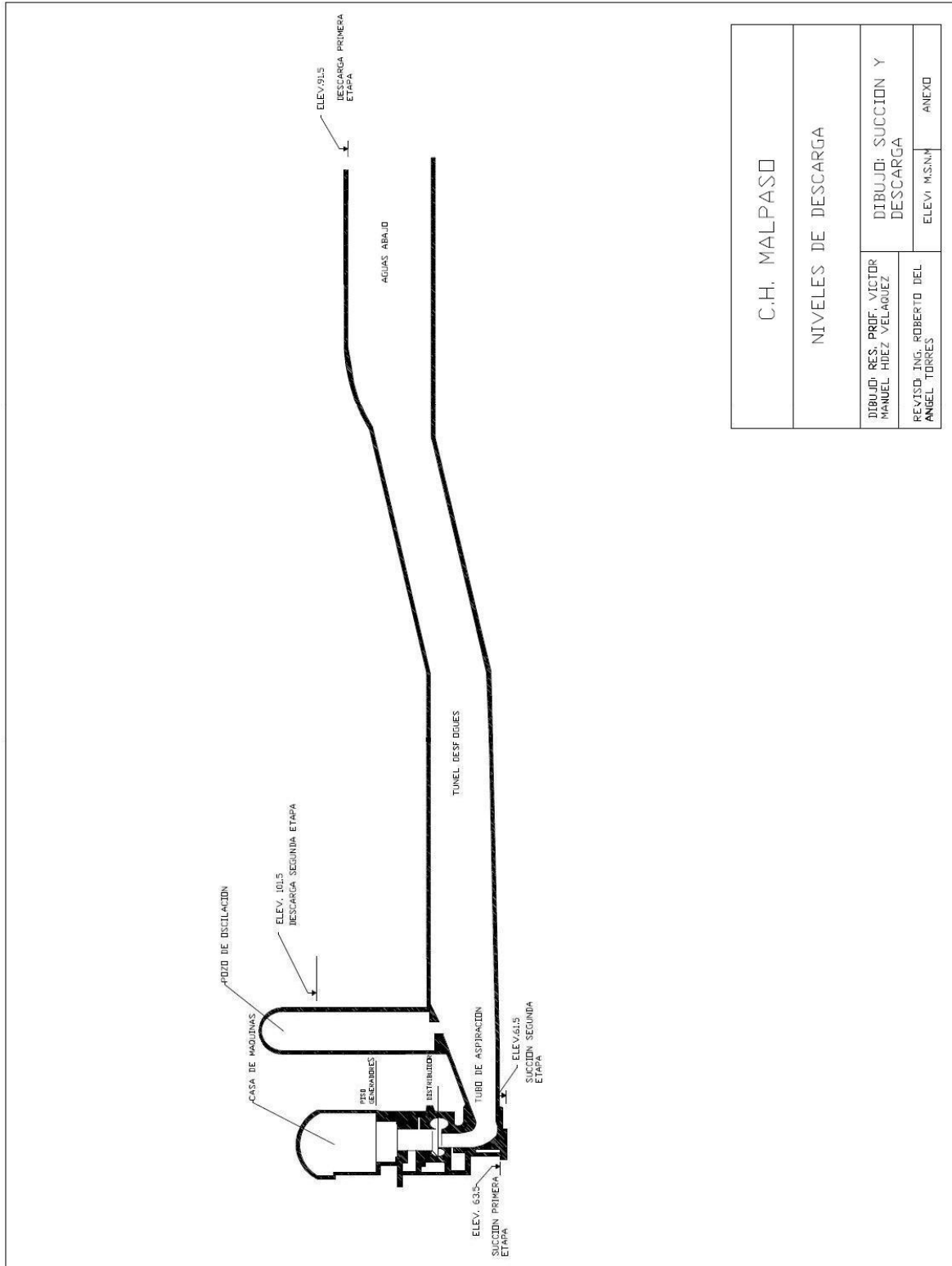
GALERIAS DE INSPECCION DE LAS UNIDADES GENERADORAS DE LA C.H. MALPASO



NOTA:
GALERIAS DE INSPECCION POR DONDE CIRCULA LAS FILTRACIONES DE LAS UNIDADES Y DE LA PLANTA POTABILIZADORA HACIA LOS CARCAMOS TANTO DE LA PRIMERA COMO DE LA SEGUNDA ETAPA

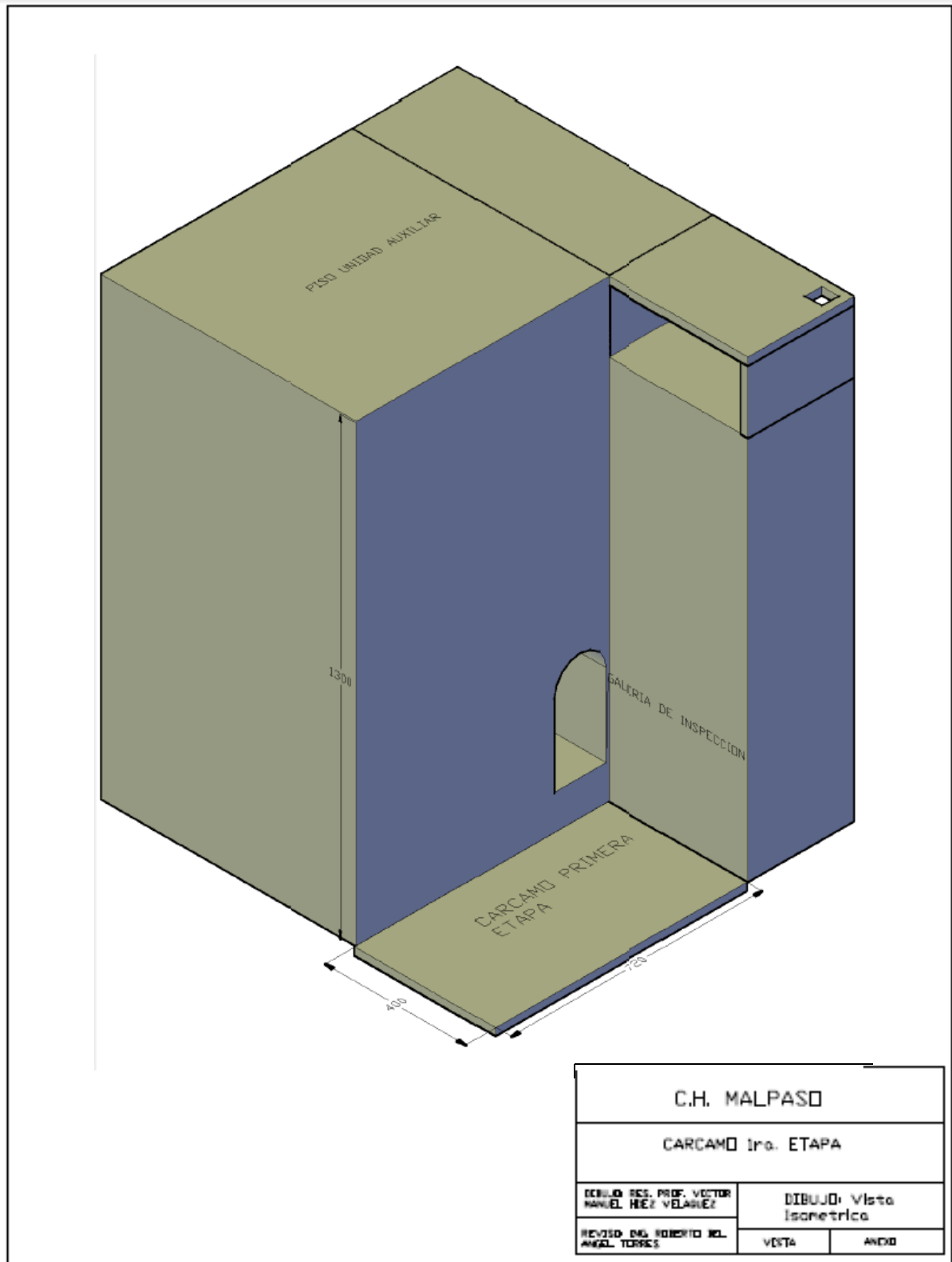
| | |
|--|-----------------------------------|
| C.H. MALPASO | |
| EDUCTOR 1ª Y 2ª ETAPA | |
| DIBUJ. RES. PROF. VICTOR MANUEL HERNANDEZ VELAZQUEZ | DIBUJO: GALERIAS DE INSPECCION |
| REVISO: ING. ROBERTO DEL ANGEL TORRES | ACOTACION 1/4" = ELEV. MSNM |

NIVELES DE SUCCION Y DESCARGA



| | |
|---|----------------------------|
| C.H. MALPASO | |
| NIVELES DE DESCARGA | |
| DIBUJO: RES. PROF. VICTOR MANUEL HIEZ VELAZQUEZ | DIBUJO: SUCCION Y DESCARGA |
| REVISO: ING. ROBERTO DEL ANGEL TORRES | ELEV: M.S.N.M ANEXO |

CARCAMO PRIMERA ETAPA



CARCAMO SEGUNDA ETAPA

