

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA
AUTOCEBANTE PARA UNA ALTURA NETA DE 18 m
DE COLUMNA DE AGUA Y UN CAUDAL DE 0,019
m³/s**

INFORME DE COMPETENCIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

MARTÍN ERASMO RÍOS CAUTI

PROMOCIÓN 1989-I

LIMA-PERÚ

2013

A mis padres, Ulpiano y Cira que supieron inculcarnos la perseverancia en la consecución del conocimiento como camino hacia la superación.

A los profesores de esta casa de estudios.

ÍNDICE CAPITULAR

	Página
PRÓLOGO	1
CAPÍTULO I	3
INTRODUCCIÓN	3
CAPÍTULO II	8
FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LAS BOMBAS AUTOCEBANTES	8
2.1 Las bombas centrífugas como Turbomáquinas.....	8
2.2 El autocebado y su influencia en la seguridad de funcionamiento de las bombas.....	21
2.3 Bombas centrífugas autocebantes.....	22
2.3.1 Principio de funcionamiento.....	22
2.3.2 Sistema de difusión y flujo a través de la cámara de separación.....	27
CAPÍTULO III	33
DISEÑO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE	33
3.1 Consideraciones generales.....	33
3.1.1 Forma básica del impulsor.....	34
3.1.2 Dimensionamiento básico de la bomba.....	36
3.1.3 Selección del motor de accionamiento.....	40
3.1.4 Dimensionamiento de los conductos de aspiración y descarga.....	41
3.1.5 Diámetro exterior del impulsor.....	42
3.2 Proyecto y perfilado de los álabes.....	44

3.2.1	Condiciones en la boca de aspiración (S) del impulsor.....	45
3.2.2	Condiciones en un punto inmediatamente antes de la entrada.....	46
3.2.3	Condiciones en un punto inmediatamente después del ingreso.....	47
3.2.4	Condiciones en un punto inmediatamente antes de la salida.....	50
3.2.5	Condiciones en un punto inmediatamente después de la salida.....	56
3.2.6	Cálculo de las aristas de ingreso y salida de los álabes.....	59
3.2.7	Trazado de los álabes.....	60
3.3	Cálculo del sistema de difusión.....	63
3.4	Determinación de las pérdidas energéticas en la cámara de cebado.....	76
3.5	Diseño de la carcaza	79
3.5.1	Cálculo de la carcaza por resistencia mecánica.....	80
3.5.2	Selección del sello mecánico.....	82
CAPÍTULO IV.....		84
COSTOS.....		84
4.1	Costo de oficina, equipos y materiales.....	84
4.2	Consultoría.....	85
4.3	Personal.....	86
4.4	Costo Total.....	86
CONCLUSIONES.....		88
BIBLIOGRAFÍA.....		89

PLANOS

APÉNDICE

PRÓLOGO

Una bomba centrífuga autocebante es un tipo especial de bomba centrífuga que, a diferencia de las bombas centrífugas convencionales es capaz por sí misma de expulsar el aire atrapado tanto en la tubería de aspiración como en el interior de su cuerpo y comenzar (o volver) a descargar el líquido a bombear. Es decir, a diferencia de las bombas centrífugas de construcción normal no necesitan ser cebadas previamente a su arranque. Para lograr esta particularidad se debe disponer una configuración adecuada dentro de la bomba, lo cual implica consideraciones adicionales de cálculo y en consecuencia variaciones en los principales parámetros. En este sentido el presente trabajo tiene por objeto establecer una secuencia de cálculo para este tipo de bombas que sirva como punto de partida para la optimización de su dimensionamiento y así lograr mejorar su eficiencia.

Así en el capítulo I se menciona la necesidad que determina el uso de estas bombas en ciertas aplicaciones. Asimismo, muy resumidamente se establece su principio de funcionamiento así como la forma en que se ha planteado el cálculo.

En el capítulo II, se realiza un estudio detallado de las bombas autocebantes estableciéndose la forma en que se han evaluado las pérdidas generadas en la “cámara de cebado”.

En el Capítulo III se trata el cálculo y diseño, teniendo en cuenta los principios de la mecánica de fluidos así como los detalles de utilización, fabricación y mantenimiento.

En el capítulo IV se determina el Costo Total que conlleva la Ingeniería de Diseño de la bomba autocebante materia de este trabajo.

Finalmente se incluyen las conclusiones, bibliografía, planos y apéndices que complementan el presente trabajo.

Debo manifestar que este trabajo fue realizado a iniciativa del Ing. Enrique Sarmiento S. quien en su faceta de empresario me encomendó su realización y que pude desarrollar gracias a los conocimientos impartidos por los profesores de esta Facultad, por ello mi eterno reconocimiento a la tesonera labor de todos ellos.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Las bombas centrífugas son máquinas para desplazar líquidos, para lo cual deben incrementar la presión del fluido en circulación. Cuando son de construcción normal, como en la figura N° 1.1, presentan una limitación operativa determinante: siempre que trabajen contra una altura de succión, ella y su tubería de aspiración deben estar completamente inundadas con el líquido a desplazar, de lo contrario no podrán descargar líquido alguno debido a que son incapaces de desalojar por sí mismas el aire de la tubería de succión, por lo que con ayuda de una válvula de pie deben ser llenadas ambas, por medios externos, con el mismo líquido a bombear. A esta operación de llenar de líquido la tubería de aspiración y la bomba misma eliminando toda bolsa de aire en el interior se conoce como el cebado de la bomba.

Sin embargo existen aplicaciones en las que es una exigencia que las bombas, en todo momento, sean capaces por sí mismas de desalojar todo el aire atrapado en su línea de succión, es decir que tengan capacidad autocebante. Con esta finalidad se han desarrollado las bombas autocebantes.

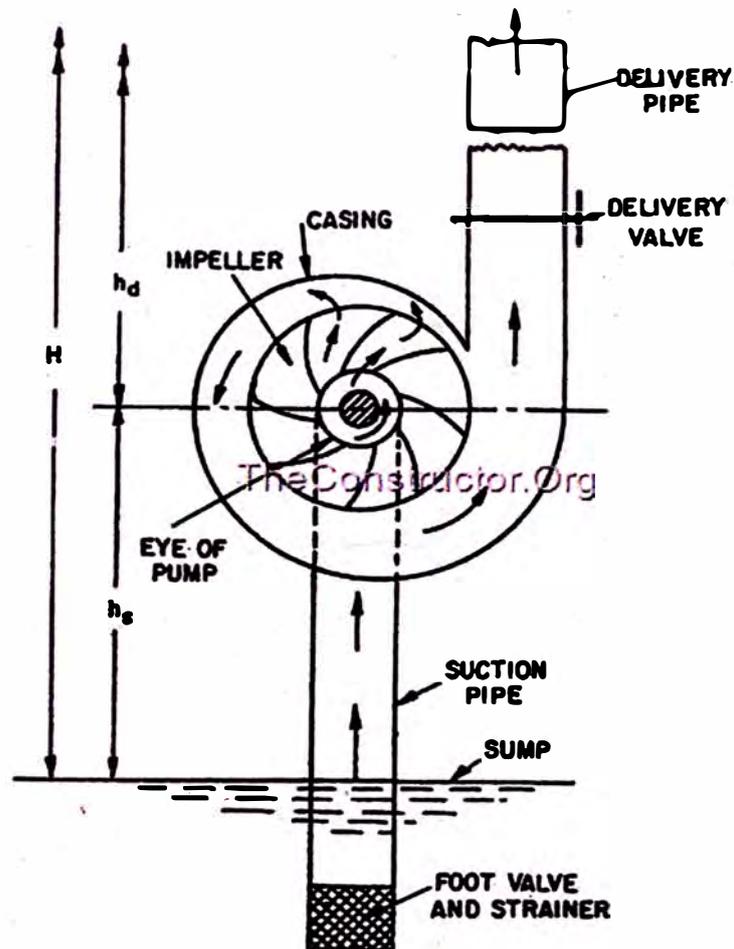


Figura 1.1 Bomba centrífuga convencional.

Fuente: <http://theconstructor.org/practical-guide/centrifugal-pump/2917/>

Aún cuando existen distintos tipos de bombas autocebantes, cada cual con distinto principio de funcionamiento y aplicación, uno de los tipos más empleados está constituido por las bombas centrífugas autocebantes, como la que se muestra en la figura N° 1.2, debido a que por la simplicidad de su funcionamiento y seguridad de operación son de amplia utilización en diversos sectores productivos como Agricultura, Construcción, Minería, Contratistas, entre otros. En este tipo de bombas la boca de aspiración siempre deberá ubicarse por encima del eje del impulsor y además haber suficiente espacio en su interior de forma tal que cuando cese su

funcionamiento quede atrapada cierta cantidad de líquido (líquido remanente) que servirá para el autocebado en el ciclo posterior de funcionamiento.

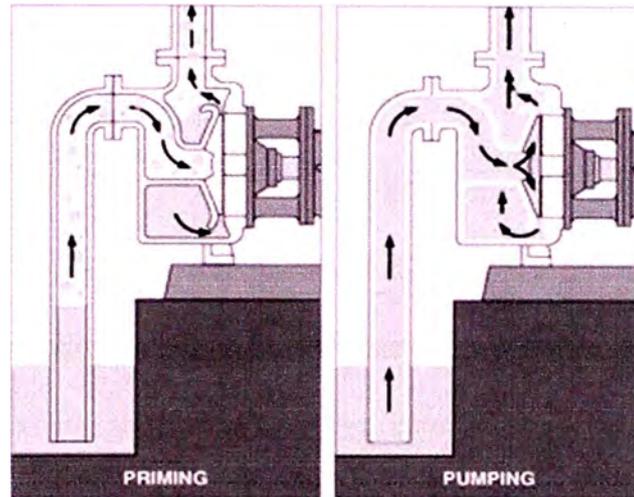


Figura 1.2 Bomba centrífuga autocebante: Ciclos de cebado y de bombeo.
Fuente: Catálogo Gould Pumps 3796.

Desde el punto de vista constructivo, ella no es más que una bomba centrífuga de construcción normal encerrada dentro de una gran caja (llamada cámara de cebado), la cual permite que durante el arranque (etapa del autocebado), el líquido remanente en su interior ingrese al impulsor para formar con el aire proveniente de la línea de succión una mezcla líquido - aire, la cual por acción centrífuga será expulsada por la descarga de la voluta hacia la parte superior de la cámara de cebado, donde debido a la brusca expansión de la mezcla, el aire se separará del líquido (por esta razón esta zona superior es llamada cámara de separación de aire) y en razón de su menor densidad se va a la atmósfera a través de la boca de descarga de la bomba, mientras que el líquido regresa por la parte inferior

al impulsor para recoger otra carga de aire y realizar otro ciclo de cebado, recirculando tantas veces como sea necesario hasta que todo el aire haya sido expulsado, recién a partir de este momento la bomba trasegará el líquido de trabajo a través de su boca de descarga (ciclo de bombeo) . Esta caja es tan necesaria para el desalojo del aire en la etapa de cebado como generadora de pérdidas de energía durante la etapa de bombeo.

El objetivo del presente trabajo es el de realizar un estudio de las bombas centrífugas autocebantes que nos permita plantear para ellas un procedimiento de cálculo que permita su fabricación y utilización bajo adecuados niveles de operatividad y rendimiento. El planteamiento se aplicará para el caso de una altura de elevación de 20 m y un caudal de $0,019 \text{ m}^3/\text{s}$.

Alineado con el objetivo señalado, el alcance del trabajo comprende el cálculo hidráulico de los elementos de la bomba tales como impulsor, voluta y cámara de cebado, así como la selección del motor de accionamiento, sistema de sellado y demás accesorios, todo esto dentro de parámetros de eficiencia y seguridad de funcionamiento, con lo cual se elaborarán los planos para su fabricación.

Si bien es cierto existe abundante información referida al cálculo hidráulico de las bombas centrífugas, esto no ocurre para el caso específico de las bombas centrífugas autocebantes, en las que la presencia de la cámara de cebado determina la aparición de pérdidas adicionales de energía posterior a la salida del impulsor, lo que

hace necesario el estudio del flujo en la cámara de cebado a fin de determinar dichas pérdidas. El presente trabajo pretende cubrir este vacío de información lo cual permitirá completar el cálculo de estas bombas.

La metodología que hemos empleado está basada en que el cálculo hidráulico de una bomba centrífuga autocebante proyectada para un punto de funcionamiento óptimo definido por un caudal Q bajo una altura neta H_n podrá plantearse como si se tratara de una bomba centrífuga de construcción normal, cuyo caudal y altura de funcionamiento óptimo fuesen Q y $(H_n + \Delta H_{cc})$ respectivamente, siendo ΔH_{cc} la energía específica perdida por el líquido bombeado en su paso a través de la cámara de cebado y cuyo estudio y determinación constituye parte esencial del presente trabajo. Siendo el cálculo de una bomba centrífuga cosa corriente en nuestros días, la exactitud del cálculo de una bomba centrífuga autocebante queda por tanto determinada por la exactitud con que se estimen las pérdidas energéticas ΔH_{cc} , las cuales como una primera aproximación pueden estimarse según las correspondientes producidas en bombas similares existentes. La comprobación de esta aproximación puede realizarse al conocerse completamente la cinemática del flujo al interior de la bomba proyectada.

La exactitud de los resultados está limitada básicamente por las condiciones idealizadas asumidas para el flujo en su paso por el interior de la bomba, no obstante las correcciones introducidas por medio de los respectivos coeficientes en cada caso.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE LAS BOMBAS AUTOCEBANTES

2.1 Las bombas centrífugas como Turbomáquinas.

Una turbomáquina es una máquina en la cual se produce una transferencia de energía entre un fluido en movimiento continuo y un elemento mecánico rotativo, debido al intercambio de impulso entre ambos y que produce una variación en la entalpía de estancamiento del fluido, lo cual entraña un aumento de presión, este efecto producido por las bombas centrífugas determina su uso para el transporte de líquidos. Cuando la densidad del fluido de trabajo permanece constante, se dice que la turbomáquina es hidráulica. Así una bomba centrífuga es una turbomáquina hidráulica en la que la energía mecánica de un eje en rotación es transmitida al líquido que fluye a través del elemento rotativo (impulsor) de la bomba, produciendo un aumento en la presión del flujo.

En su forma más simple una bomba centrífuga consta de un impulsor provisto de una cantidad adecuada de álabes y la carcasa, la cual contiene a la voluta como se puede apreciar en la figura N° 2.1.

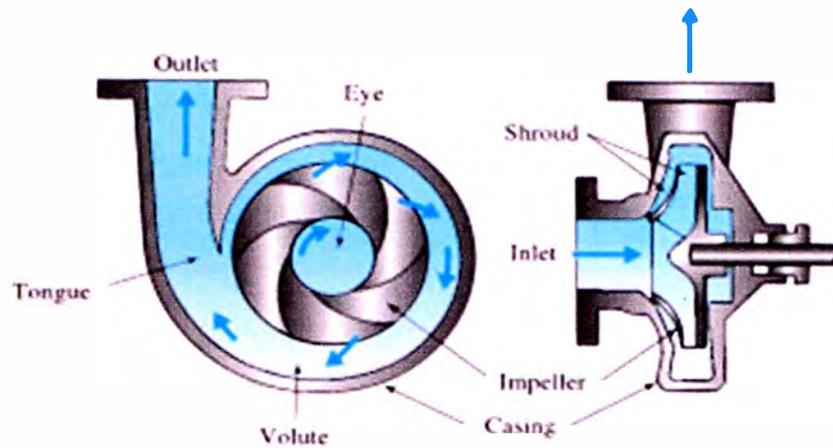


Figura 2.1 Partes de la bomba centrífuga.
Fuente: Mechanics of Fluids, Merle Potter- David Wiggert.

Al girar el impulsor, las partículas líquidas contenidas en él serán expulsadas a través de su periferia, debido a la fuerza centrífuga actuante sobre ellas, provocando una cierta depresión (succión) en su boca central que al estar conectada mediante una tubería a un depósito conteniendo el líquido a bombear lo aspirará asegurando con ello que el flujo sea continuo.

A fin de cuantificar globalmente la transferencia energética se utilizarán los principios básicos de la Termodinámica, mientras que la Mecánica de Fluidos será un adecuado soporte para diseñar su realización de un modo eficiente.

Así, al realizar el balance de energía en la bomba mostrada en la figura N° 2.2 para lo cual consideraremos el contenido energético del flujo al ingreso I y salida II:

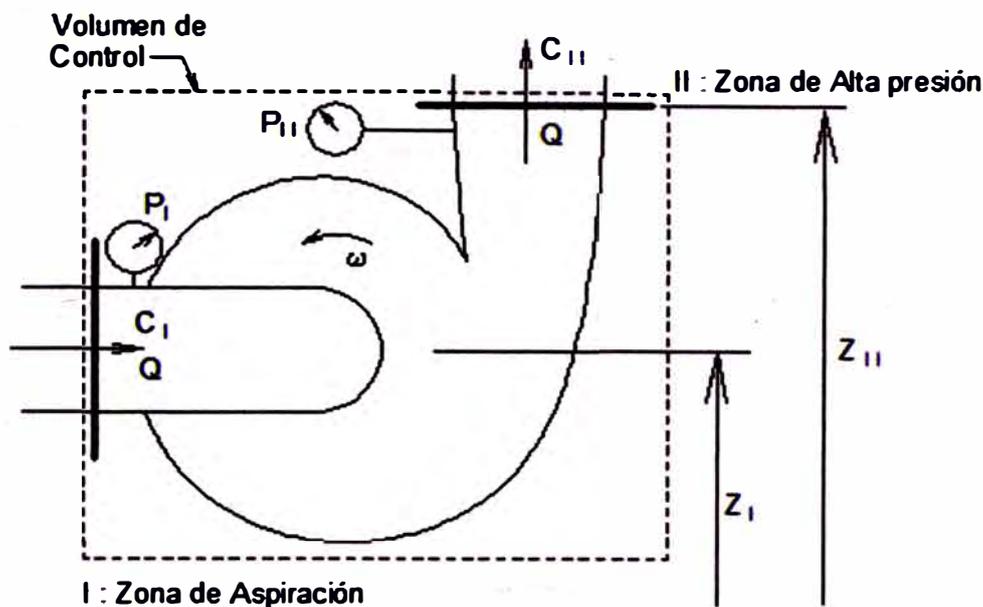


Figura 2.2 Energía transferida en una bomba centrífuga.
Fuente: Elaboración propia.

Por las características del flujo es válido realizar el análisis energético asimilándolo al modelo de un proceso de flujo estable y estado estable (FEES), el cual en términos de energía transferida por unidad de tiempo toma la forma:

$$\dot{Q} = \dot{W} + \dot{m} \times \left[(h_{II} - h_I) + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2} + g \times (Z_{II} - Z_I) \right] \quad (2.1)$$

Donde:

\dot{Q} : Calor intercambiado por unidad del tiempo

\dot{W} : Energía intercambiada por unidad de tiempo.

\dot{m} : Flujo másico del flujo.

h_I, h_{II} : Entalpías específicas del flujo al ingreso y salida de la bomba.

C_I, C_{II} : Velocidad del flujo al ingreso y a la salida respectivamente.

g : Aceleración de la gravedad.

Z_I, Z_{II} : Cotas de posición (energía potencial del flujo).

Si además consideramos que:

- El flujo es cuasi – adiabático: $\dot{Q} = 0$
- En la relación de Maxwell: $T \times ds = dh - dP/\rho$ asumimos que es un proceso isoentrópico es decir ideal, sin pérdidas: $\Delta s = 0$, y que el líquido es incompresible, entonces se puede plantear que:

$$h_{II} - h_I = \frac{P_{II} - P_I}{\rho} \quad (2.2)$$

Donde:

P_I, P_{II} : Presión estática del flujo a la entrada y salida del impulsor.

ρ : Densidad del líquido a bombear.

Luego, con las consideraciones anteriores el incremento de energía en el paso del flujo a través de la bomba queda descrito por la ecuación equivalente:

$$\frac{\dot{W}}{g \times \dot{m}} = \frac{W}{g \times m} = - \left[\frac{P_{II} - P_I}{\rho \times g} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2 \times g} + (Z_{II} - Z_I) \right] \quad (2.3)$$

Expresión que calcula la potencia absorbida por unidad de flujo en peso, que como se puede apreciar es igual a la energía absorbida por el fluido por unidad de peso, de allí el signo negativo.

Sí hacemos:

$$H = -\frac{W}{g \times m}$$

Entonces H viene a ser el incremento de energía útil adquirido por unidad de peso del fluido en su paso por la bomba y es conocida como la altura efectiva o altura útil de la bomba, la cual finalmente se evalúa mediante la expresión:

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2 \times g} + (Z_{II} - Z_I) \quad (2.4)$$

Los detalles conducentes a la realización de esta transferencia energética serán obtenidos en base a los principios de la Hidrodinámica. Es evidente que el impulsor es la parte más importante de la bomba, por lo que el estudio se hará casi totalmente en su interior. Así, en la figura N° 2.3 aplicando la ecuación del momento de la cantidad de movimiento al flujo en su paso por el impulsor para determinar el torque que actúa sobre la masa del fluido bajo los siguientes supuestos:

- Cada filete de corriente es guiado perfectamente por los álabes, lo cual implica suponer número de álabes infinito y espesor del álabe nulo.
- El flujo es permanente, es decir en cada punto sus parámetros no varían con el tiempo.
- El flujo es uniforme en todos los puntos situados sobre una misma superficie cilíndrica concéntrica con el eje de giro.

Entonces se obtendrá el torque de Euler:

$$T_{R\infty} = \dot{m} \times (r_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2 - r_1 \times C_1 \times \cos \alpha_1) \quad (2.5)$$

Donde:

$T_{R\infty}$: Torque de Euler, supuesto infinito número de álabes

r_1, r_2 : Radios de ingreso y salida respectivamente

α_1, α_2 : Ángulos del flujo respecto a su componente tangencial, al ingreso y a la salida respectivamente.

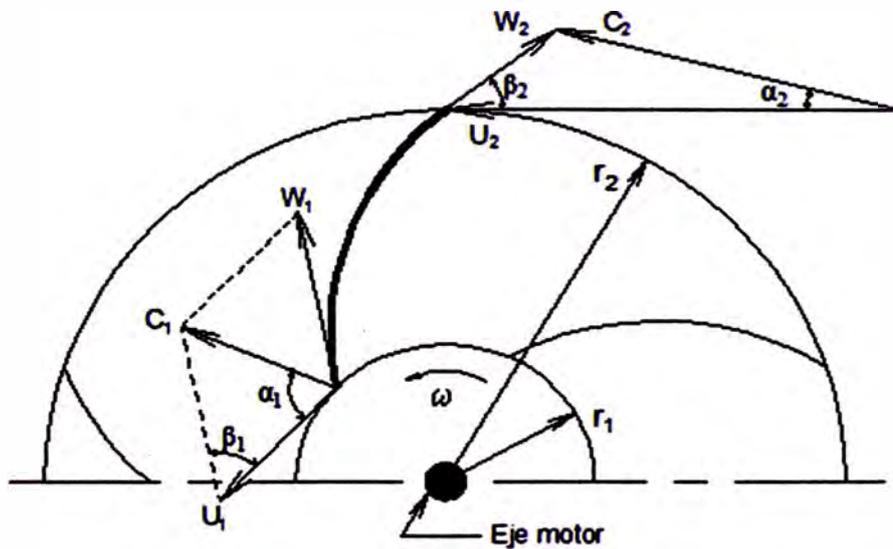


Figura 2.3 Triángulos de velocidad en el ingreso y a la salida del impulsor.
Fuente: Elaboración propia.

La potencia correspondiente $N_{R\infty}$ será:

$$N_{R\infty} = T_{R\infty} \times \omega \quad (2.6)$$

Siendo “ ω ” la velocidad angular del eje motriz, entonces el trabajo específico del álabe supuesto número infinito de álabes $H_{R\infty}$, que es igual a la potencia transferida por unidad de flujo en peso será:

$$H_{R\infty} = \frac{N_{R\infty}}{g \times \dot{m}} \quad (2.7)$$

Reemplazando (2.5) y (2.6) en (2.7) y considerando la velocidad tangencial del flujo U_1 y U_2 en los puntos 1 y 2 con $U_1 = \omega \times r_1$ y $U_2 = \omega \times r_2$, llegaremos a la ecuación:

$$H_{R\infty} = \frac{U_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2 - U_1 \times C_1 \times \cos \alpha_1}{g} \quad (2.8)$$

$H_{R\infty}$ es conocida como la “altura de Euler”.

Para la condición de entrada radial, estableceremos que $\alpha_1 = 90^\circ$ y además considerando la componente tangencial C_{2u} de la velocidad absoluta en el punto 2:

$$C_{2u} = C_2 \times \cos \alpha_2 \quad (2.9)$$

Entonces la ecuación (2.8) queda reducida a:

$$H_{R\infty} = \frac{U_2 \times C_{2u}}{g} \quad (2.10)$$

Sin embargo, en el impulsor el flujo es conducido realmente por un número finito de álabes, generándose una desviación en la dirección del flujo por el efecto de vórtice relativo que se genera, tal como se muestra en la figura N° 2.4, por lo que la corriente no fluye en la dirección del ángulo del álabe β_2 , sino en la dirección del ángulo β'_2 ($\beta'_2 < \beta_2$), provocando así una disminución de la componente tangencial

de la velocidad absoluta C_{2u} , la cual realmente será $C_{2'u}$ que como se puede apreciar en la figura (2.4), es menor que C_{2u} ($C_{2'u} < C_{2u}$).

A fin de considerar el efecto del resbalamiento se introduce la Altura de Euler modificada H_R conocida también como Altura teórica de elevación y que es el trabajo efectivo del álabe, considerando número finito de álaves, entonces:

$$H_R = \frac{U_2 \times C_{2'u}}{g} \quad (2.11)$$

Como: $C_{2'u} < C_{2u}$

Entonces: $H_R < H_{R\infty}$

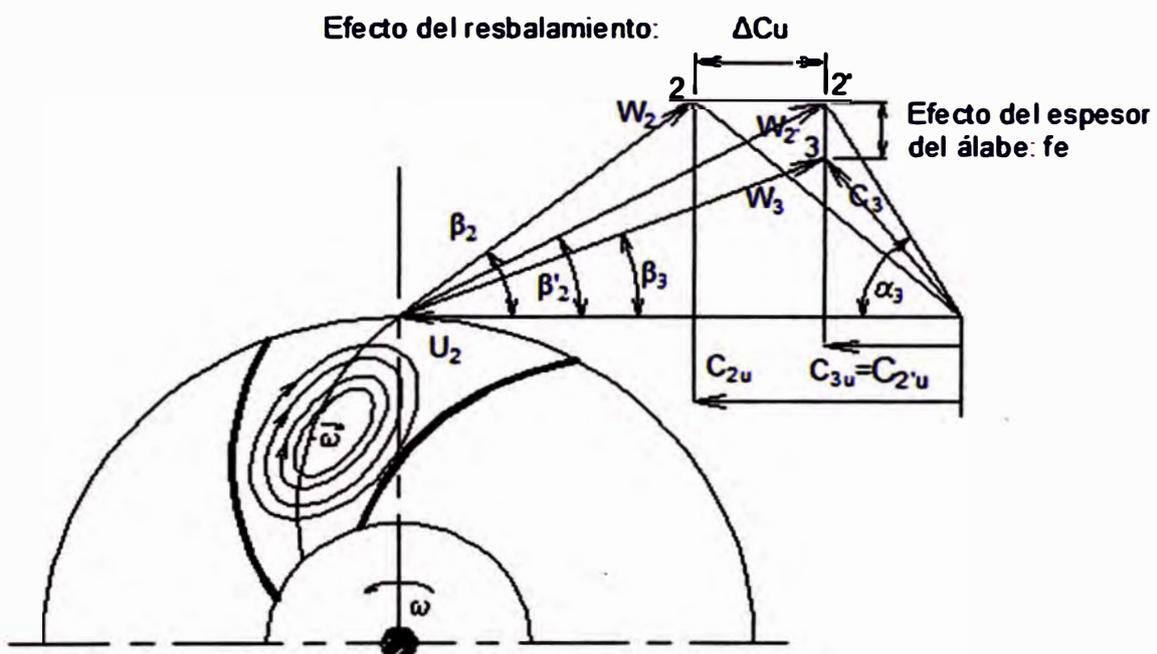


Figura 2.4 Efecto del resbalamiento y del espesor del álabe sobre el triángulo de velocidades a la salida del impulsor.
Fuente: Elaboración propia.

Es decir el vórtice relativo generado como efecto del número finito de álabes determinará una disminución de la altura de Euler $H_{R\infty}$ a la altura de Euler modificada H_R . Para evaluar el efecto del vórtice relativo se define el coeficiente de resbalamiento μ :

$$\mu = \frac{H_R}{H_{R\infty}} = \frac{C_{2'u}}{C_{2u}} \quad (2.12)$$

Existiendo algunas expresiones teórico-prácticas para calcular μ en función de la geometría del impulsor.

Luego, de las expresiones (2.10) y (2.12):

$$H_R = \mu \times \frac{U_2 \times C_{2u}}{g} \quad (2.13)$$

El efecto del espesor del álabe es considerado tomando un punto situado inmediatamente a la salida del impulsor, tal como el punto 3, en el cual la componente meridional C_{3m} disminuirá a:

$$C_{3m} = C_{2m} \times \frac{t_2 - s_2}{t_2} \quad (2.14)$$

En tanto que la componente tangencial C_{3u} puede considerarse que permanece igual a la del punto 2':

$$C_{3u} = C_{2'u} \quad (2.15)$$

Por lo que la ecuación (2.11) también puede escribirse como:

$$H_R = \frac{U_2 \times C_{3u}}{g} \quad (2.16)$$

Tanto la altura de Euler $H_{R\infty}$ como la altura de Euler modificada H_R consideran un proceso isoentrópico es decir transformación perfecta de la energía.

Sin embargo, la transformación de energía no es perfecta sino que existe cierta disipación de energía causada por irreversibilidades del proceso, tales como fricción y separación de flujo que dan lugar a las pérdidas hidráulicas las que determinan una disminución de la energía absorbida por el flujo, hasta H que viene a ser la Altura útil o Altura efectiva de elevación descrita mediante la ecuación 2.4.

Estas imperfecciones se consideran mediante la eficiencia hidráulica η_h :

$$\eta_h = \frac{H}{H_R} \quad (2.17)$$

Por lo tanto de las expresiones (2.13) y (2.17), la altura efectiva de elevación “H” podrá determinarse mediante:

$$H = \mu \times \eta_h \times \frac{U_2 \times C_{2u}}{g} \quad (2.18)$$

Adicionalmente, deben considerarse también las pérdidas volumétricas causadas por una pequeña fracción del líquido bombeado ΔQ que retorna a la succión de la bomba a través del juego entre el impulsor y una de las paredes laterales de de la carcasa para volver a circular por el impulsor, absorbiendo energía;

esto es tomado en cuenta mediante la eficiencia volumétrica η_v que es la relación entre el caudal elevado Q y el que circula por el interior del impulsor $(Q + \Delta Q)$:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \times 100 \quad (2.19)$$

A la salida del impulsor, figura N° 2.4, la corriente fluirá bajo un ángulo α_3 con la tangente respectiva y con una velocidad C_3 que generalmente resulta muy elevada y a fin de evitar mayores pérdidas de energía hay que reducirla eficientemente en una cámara de difusión, tal como la voluta mostrada en la figura N° 2.5, en la que ambas paredes laterales son superficies de revolución y sus secciones transversales podrán ser consideradas inicialmente de forma trapezoidal.

Para el cálculo de la voluta consideraremos Q el caudal neto bombeado (excluyendo las pérdidas volumétricas) y Q_φ el caudal que atraviesa la sección transversal de la voluta ubicada en una posición φ° desde su inicio en la lengüeta.

En esta cámara de difusión rige la ley de las áreas:

$$r \times C_u = r_2 \times C_{3u} \quad (2.20)$$

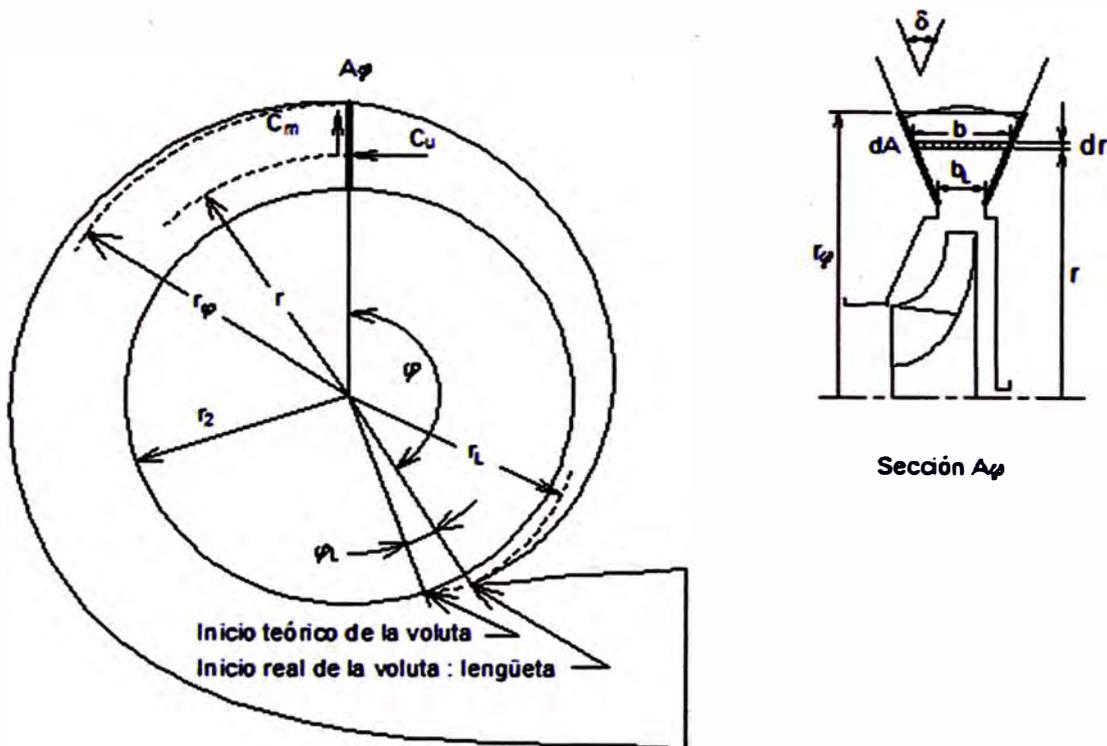


Figura 2.5 Voluta: vista del perfil y de la sección transversal.
Fuente: Elaboración propia.

Expresión ideal donde se asume ausencia de rozamiento. Para cálculos más exactos habrá que considerar dicho factor. Asimismo el caudal a través del diferencial de sección dA en la figura N° 2.5 será:

$$dQ_{\varphi} = C_u \times dA \quad (2.21)$$

De la expresión (2.20):

$$C_u = \frac{r_2 \times C_{3u}}{r}$$

Además en la misma figura N° 2.5 se puede establecer que:

$$dA = b \times dr$$

Reemplazando estas expresiones en (2.21) resultará:

$$dQ_{\varphi} = r_2 \times C_{3u} \times \frac{b \times dr}{r} \quad (2.22)$$

Con lo que el caudal Q_{φ} que fluye a través de toda la sección transversal de la voluta ubicada a $\varphi(^{\circ})$ desde su inicio será:

De:
$$Q_{\varphi} = \int_{r_i}^{r_e} dQ_{\varphi}$$

Entonces:

$$Q_{\varphi} = \int_{r_i}^{r_e} r_2 \times C_{3u} \times \frac{b \times dr}{r} \quad (2.23)$$

De otro lado, considerando además que la corriente procedente del impulsor es uniforme, el caudal que sale del rodete a lo largo del arco φ° medido desde la lengüeta será:

$$Q_{\varphi} = \frac{\varphi(^{\circ})}{360} \times Q \quad (2.24)$$

El caudal calculado mediante (2.24) es el mismo que atraviesa la sección transversal de la voluta calculada en (2.23), por lo que igualando ambas expresiones:

$$\frac{\varphi(^{\circ})}{360} \times Q = \int_{r_i}^{r_e} r_2 \times C_{3u} \times \frac{b \times dr}{r}$$

De donde finalmente resulta:

$$\varphi(^{\circ}) = \frac{360 \times r_2 \times C_{3u}}{Q} \times \int_{r_L}^{r_p} \frac{b \times dr}{r} \quad (2.25)$$

Expresión que nos permite perfilar la voluta en base a la ubicación angular de cada una de sus secciones transversales con el correspondiente radio de posición de su arista más extrema (r_{φ}).

2.2 El autocebado y su influencia en la seguridad de funcionamiento de las bombas.

Como ya se indicó anteriormente, si el conducto de aspiración y la bomba misma no están completamente inundados con el líquido a bombear durante el arranque de la bomba, las bombas centrífugas de construcción normal no podrán purgar el aire ni aspirar el líquido por sí mismas y por lo tanto no podrá bombear el líquido. Con ayuda de una válvula de pie se ha de llenar primero con el líquido el conducto de aspiración y la bomba, o bien la purga de aire se hará de otra manera; sin embargo, hay aplicaciones en las cuales es necesaria una frecuente puesta en marcha con el conducto de aspiración vacío, como ocurre por ejemplo, en las bombas de sentina, las de extinción de incendios, las destinadas a hacer descender el nivel freático de las aguas. Además son sensibles a la presencia de burbujas de aire y otros gases en el líquido que ingresa a la bomba; esto puede ser causado por infiltraciones de aire en la tubería de succión o por desprendimiento de gases desde líquidos volátiles e incluso también por falta de estanqueidad de los conductos de aspiración.

Estas desventajas se aprecian también en las bombas de accionamiento automático, las cuales se ponen en marcha por sí mismas al llegar el líquido a un cierto nivel o presión.

Por tanto ha sido necesario desarrollar las bombas centrífugas autocebantes para ciertos campos de utilización en los que es una exigencia que las bombas sean capaces por sí mismas de aspirar y descargar apreciables cantidades de aire en todo momento.

Por todo esto, se puede decir que la capacidad de autocebado en las bombas significa un aumento en su seguridad de funcionamiento.

2.3 Bombas centrífugas autocebantes.

Una bomba centrífuga autocebante es un tipo especial de bomba centrífuga que en la puesta en marcha es capaz por sí misma, sin necesidad de ningún dispositivo auxiliar de purga de aire, de expulsar todo el aire atrapado en la tubería de aspiración o en ella y comenzar (o volver) a descargar el líquido a bombear.

2.3.1 Principio de funcionamiento.

En estas bombas el incremento de presión del líquido se debe en su totalidad a la acción centrífuga ejercida por el impulsor y el proceso de autocebado se fundamenta en la formación de una mezcla en la periferia del impulsor al poner en marcha la bomba, entre el líquido residual que queda dentro de ella después del ciclo

anterior de trabajo en una cavidad adicional llamada cámara de cebado y el aire proveniente del conducto de aspiración; esta mezcla es descargada a una zona de ensanchamiento abrupto, donde debido a la brusca expansión del flujo el aire se separará del líquido, retornando este a la cámara de cebado mientras que el aire se irá al exterior a través de la boca de descarga. Este comportamiento se repetirá hasta que todo el aire sea desalojado de la línea de aspiración y solo después de esto la bomba podrá descargar líquido.

El proceso es como sigue: si ponemos en marcha una bomba centrífuga convencional como la de la figura N° 2.6, conteniendo suficiente líquido y conectada a la fuente de suministro por la tubería de succión conteniendo solo aire, el impulsor expulsará hacia el dispositivo difusor parte del líquido remanente (zona c) y dentro de su periferia se formará un anillo de agua, que actuará como un sello hermético impidiendo la salida del aire situado en el centro del impulsor proveniente de la tubería de succión. Más aún, la separación entre el anillo de agua y el aire proveniente del conducto de aspiración (zona a) no es brusca, sino que hay una zona intermedia en la que se mezclan el aire y el agua (zona b). De continuar el mismo estado de cosas, esta estratificación de aire, mezcla y agua continuará indefinidamente, imposibilitando la salida del aire de la tubería de succión y por tanto el bombeo del líquido.

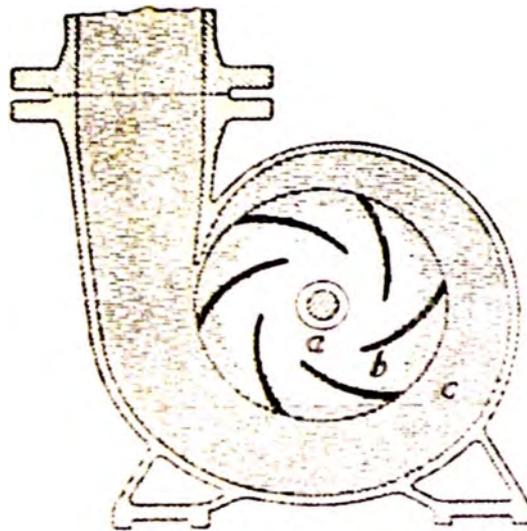


Figura 2.6 Estratificación de aire, mezcla aire - agua y agua en la bomba centrífuga convencional conteniendo líquido en su interior y aire en la tubería de aspiración con el rodete en funcionamiento.
Fuente: Bombas, Fuchslocher - Schultz.

El carácter indefinido de dicha estratificación puede evitarse ubicando cerca a la lengüeta de la voluta una superficie guía SF, figura N° 2.7, semejando una tobera en su parte inicial S y a continuación un difusor F, para forzar el ingreso de un chorro de líquido a través de S desde la periferia hacia los canales del impulsor, donde se mezcla con el líquido y la mezcla de líquido y aire existente y desde donde dicha mezcla resultante es lanzada por acción centrífuga hacia la tobera F, lugar en el que tanto el líquido como el aire pierden velocidad agudizándose esto en el conducto de descarga que viene a continuación, y en el que por acción de la gravedad, el aire debido a su baja densidad se desprenderá hacia arriba (boca de impulsión) mientras que el líquido por su mayor densidad, se irá al fondo de la carcasa para nuevamente ser utilizada como chorro de lavado. Este proceso se repetirá hasta que todo el aire de la tubería de succión sea expulsado. Solo entonces el líquido podrá ser aspirado y bombeado.

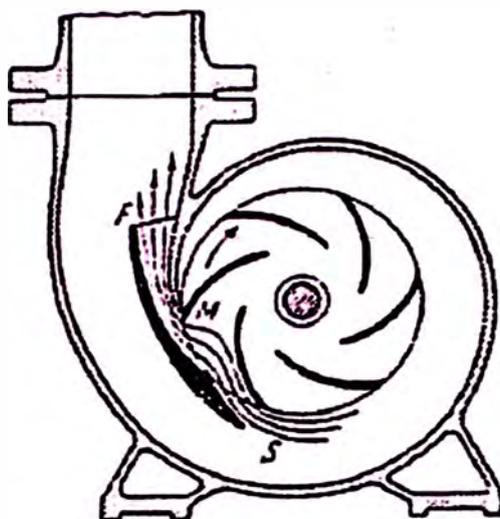


Figura 2.7 Bomba centrífuga autocebante con inyección de un chorro de líquido para lavado de las celdas del rodete (Bombas Hannibal).
Fuente: Bombas, Fuchslocher-Schulz.

Si por alguna razón, durante el bombeo de líquido, alguna(s) burbuja de aire penetrase a la bomba, el proceso anteriormente descrito tomará lugar nuevamente hasta que el bombeo normal sea reasumido.

Bajo este mismo principio de funcionamiento, otra forma constructiva usada es la bomba centrífuga autocebante de dos volutas que se muestra en la figura N° 2.8, en la que durante el ciclo de cebado la voluta inferior sirve como boca de ingreso del chorro de líquido de lavado mientras que la voluta superior lo hace como boca de descarga de la mezcla agua – aire conduciendo esta mezcla hacia la cámara de separación donde el aire se irá hacia la boca de descarga de la bomba mientras que el líquido regresará al impulsor a través de la voluta inferior para nuevamente mezclarse con el aire restante, repitiendo el proceso una y otra vez hasta que todo el aire sea expulsado. Al concluir esto se iniciará la etapa de bombeo estableciéndose

una distribución uniforme de presiones alrededor del impulsor impidiendo la recirculación del líquido, mientras que el líquido será descargado por ambas volutas hacia la boca de descarga de la bomba.

En general estas bombas tienen un rendimiento ligeramente inferior que bombas centrífugas del mismo tamaño de construcción normal, pero mucho mayor que otros tipos de bombas autocebantes, tales como las bombas de canal lateral y las bombas de anillo de agua.

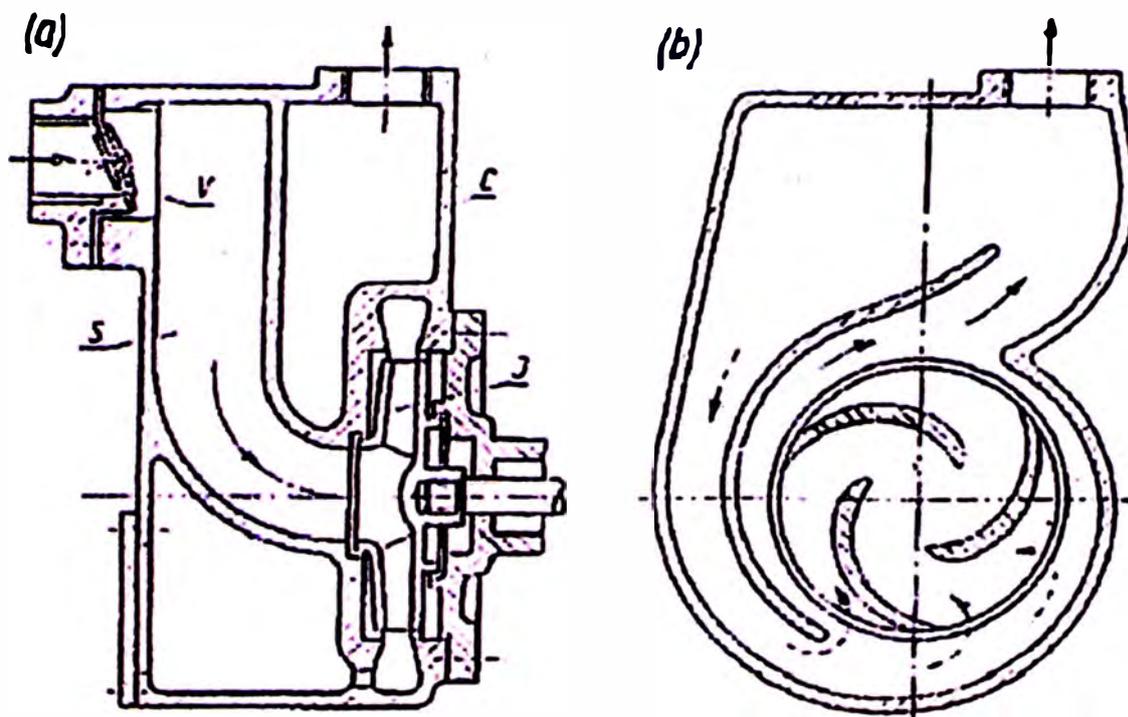


Figura 2.8 Bomba centrífuga autocebante de dos volutas.
Fuente: Impeller Pumps, Lazarkiewicz.

2.3.2 Sistema de difusión y flujo a través de la cámara de separación

Para el presente trabajo tomaremos como modelo la bomba centrífuga autocebante de dos volutas anteriormente descrita donde el sistema de difusión se inicia precisamente en las volutas y que para efectos de análisis mostramos en la figura N° 2.9, abarcando cada voluta 180° de descarga del impulsor luego de lo cual la difusión del flujo continúa por los conductos VA y V'B para después de atravesar la zona de expansión brusca que trabaja durante la etapa de autocebado como cámara de separación de aire, juntarse ambos flujos en la zona de contracción brusca y finalmente llegar a la boca de descarga C de la bomba. El ensanchamiento de la sección OO' aun cuando es necesario, al mismo tiempo debe ser moderado, a fin que las pérdidas de energía ΔH_{cc} que se generen en la cámara de cebado en la etapa de bombeo no alcancen valores demasiado elevados.

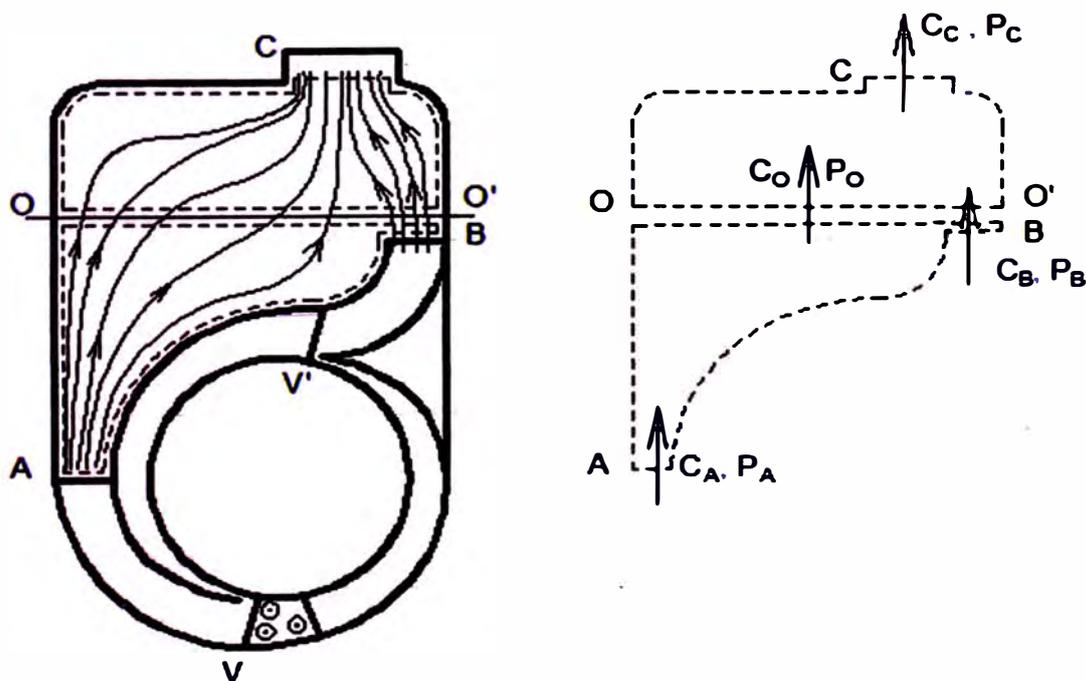


Figura 2.9 Flujo unidimensional a través de la cámara de cebado.
Fuente: Elaboración propia.

En la vista mostrada en la figura N° 2.9 se puede apreciar el flujo unidimensional idealizado a través de la cámara de cebado; las pérdidas de energía en esta cámara se evaluarán considerando los dos volúmenes de control indicados en la figura:

- **Volumen inferior ABO'OA**, donde habrá una expansión brusca de la corriente líquida proveniente de las volutas. Bajo la suposición de que la máxima expansión del flujo ocurre en la sección OO' y que las propiedades del flujo son uniformes en ella, se podrá plantear en el volumen de control ABOO'A:

Ecuación de Continuidad:

$$\rho \times S_O \times C_O = \rho \times S_A \times C_A + \rho \times S_B \times C_B \quad (2.26)$$

Siendo:

ρ : Densidad del líquido

S_O, S_A, S_B : Área de flujo en las secciones de paso

C_O, C_A, C_B : Velocidad media del flujo en cada sección de paso.

Primera Ley de la termodinámica:

Considerando pérdidas y despreciando cambios en energía potencial:

Sí las pérdidas de energía por expansión brusca en el volumen de control ABOO'A son H_{fi} , se puede plantear:

$$\left(\frac{C_A^2}{2 \times g} + \frac{P_A}{\gamma}\right) \times \frac{\rho \times Q}{2} + \left(\frac{C_B^2}{2 \times g} + \frac{P_B}{\gamma}\right) \times \frac{\rho \times Q}{2} = \left(\frac{C_O^2}{2 \times g} + \frac{P_O}{\gamma}\right) \times \rho \times Q + H_f \quad (2.27)$$

Siendo (γ) el peso específico del líquido.

Para simplificar el cálculo, el sistema de difusión será dimensionado de tal manera que en ambos boquetes de descarga a la cámara de cebado las secciones de paso tengan áreas equivalentes:

$$S_A = S_B$$

Además, como cada voluta abarca 180° de salida del impulsor:

$$Q_A = Q_B = \frac{Q}{2}$$

Por lo tanto las velocidades también serán iguales:

$$C_A = C_B$$

Consecuentemente, por la condición de uniformidad del flujo también serán iguales las presiones:

$$P_A = P_B$$

Por lo tanto las ecuaciones (2.26) y (2.27) podrán escribirse ahora en términos de C_A y P_A , con las simplificaciones del caso, del modo siguiente:

$$S_O \times C_O = 2 \times S_A \times C_A \quad (2.28)$$

$$\frac{C_A^2}{2 \times g} + \frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_O^2}{2 \times g} + \frac{P_O}{\gamma} + H_f \quad (2.29)$$

Luego, se podrá escribir:

$$\frac{P_A - P_O}{\gamma} = \frac{C_O^2 - C_A^2}{2g} + H_f \quad (m) \quad (2.30)$$

Ecuación de la cantidad de movimiento:

Al aplicarla al volumen de control (con las atingencias anteriores) y además considerando idealmente que en toda su superficie inferior actúa una presión uniforme P_A y que las fuerzas de rozamiento en las paredes son nulas:

$$P_A \times S_O - S_O \times P_O = \rho \times S_O \times C_O^2 - \rho \times S_A \times C_A^2 - \rho \times S_A \times C_A^2 \quad (2.31)$$

Simplificando:

$$P_A - P_O = \rho \times (C_O^2 - 2 \times \frac{S_A}{S_O} \times C_A^2) \quad (2.32)$$

De (2.28):

$$S_A \times C_A = \frac{S_O \times C_O}{2}$$

Reemplazando en (2.31):

$$P_A - P_O = \rho \times (C_O^2 - C_O \times C_A)$$

Expresión que considerando $\gamma = \rho \times g$, se puede escribir:

$$\frac{P_A - P_O}{\gamma} = \frac{1}{g} \times (C_O^2 - C_O \times C_A) \quad (2.33)$$

Igualando y simplificando (2.30) y (2.33) resulta:

$$H_f = \frac{(C_A - C_O)^2}{2 \times g} \quad (\text{m}) \quad (2.34)$$

Expresión que nos permite determinar las pérdidas de energía por unidad de peso del flujo debido a la expansión brusca en la parte inferior de la cámara de separación.

- **Volumen superior OO'CO:** Las pérdidas en este volumen de control H_{fs} serán evaluadas considerando contracción brusca del flujo y podrán cuantificarse mediante la expresión:

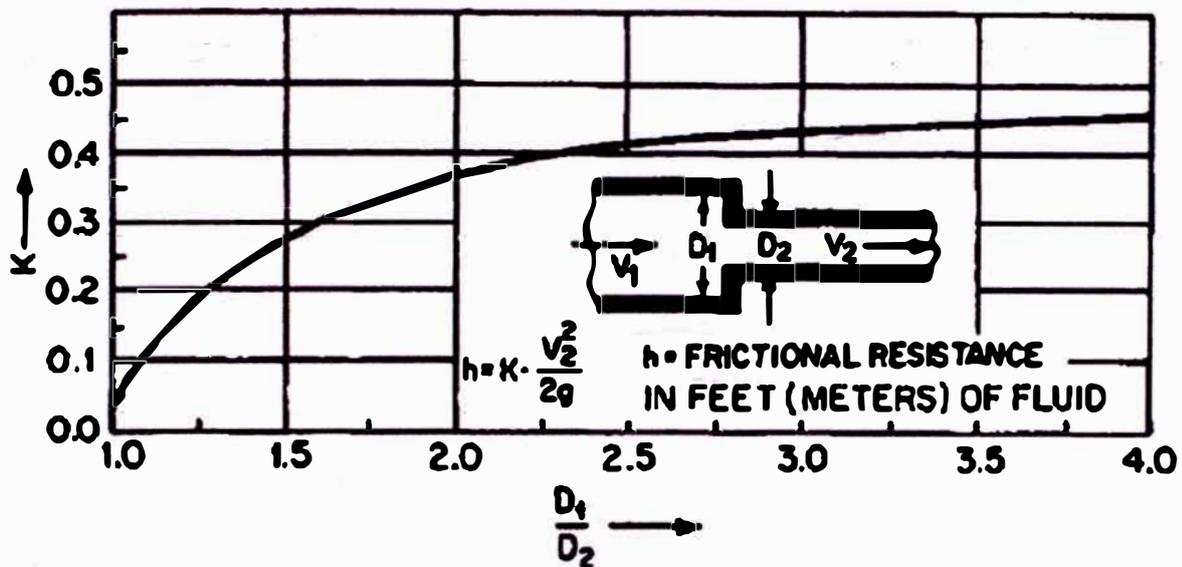
$$H_{fs} = k \times \frac{C_c^2}{2 \times g} \quad (2.35)$$

Siendo k el coeficiente de contracción brusca cuyo valor puede obtenerse a partir de la expresión:

$$k = 0,5 \times \left(1 - \frac{1}{(D_1 / D_2)^2} \right) \quad (2.36)$$

Donde en nuestro caso, D_1 es el diámetro hidráulico de la sección OO' mientras que D_2 es el diámetro de la boca de descarga de la bomba.

Evaluaciones experimentales para el coeficiente k conducen al gráfico mostrado en la figura N° 2.10.



Resistance coefficients for reducers (Hydraulic Institute Engineering Data Book)

Figura 2.10 Coeficiente de resistencia k por contracción brusca.
 Fuente: Pump Handbook, Igor Karassik.

Sumando las pérdidas de energía en ambos tramos hallaremos la pérdida total de energía en la cámara de cebado por unidad de peso, ΔH_{CC} :

$$\Delta H_{CC} = H_{fi} + H_{fs}$$

De donde, finalmente resulta:

$$\Delta H_{CC} = \frac{(C_A - C_0)^2}{2 \times g} + k \times \frac{C_C^2}{2 \times g} \quad (m) \quad (2.37)$$

CAPÍTULO III

DISEÑO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE

3.1 Consideraciones generales.

De lo expuesto en 2.3.1 vemos la conveniencia de tomar la configuración de la bomba centrífuga autocebante de dos volutas mostrada en la figura N° 2.8 como prototipo, debido a que es una de las que mejor conduce el flujo en la etapa de bombeo, alcanzado eficiencias aceptables, además de la sencillez y seguridad de su funcionamiento. Asimismo, dados los principales campos de aplicación de estas bombas en los que el agua arrastra partículas sólidas consideraremos que el impulsor será del tipo abierto, como el mostrado en la figura N° 3.1:

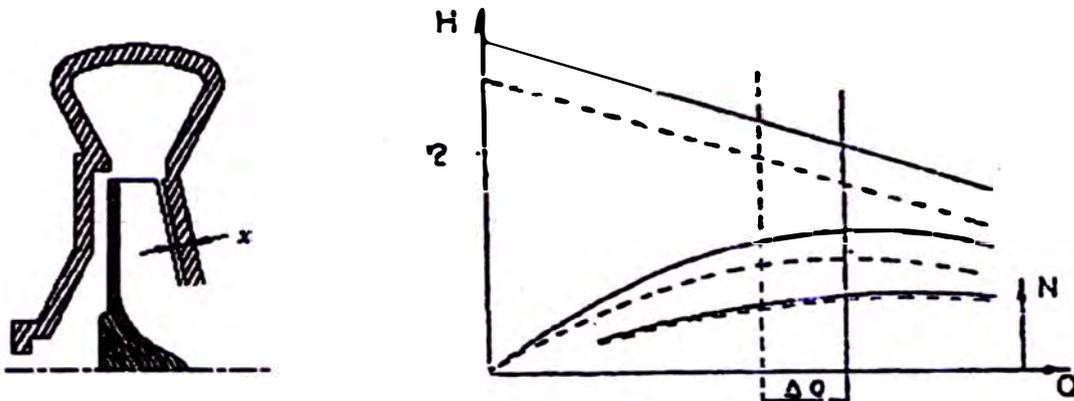


Figura 3.1 Impulsor abierto y efecto de la luz x sobre la performance (Líneas de trazos).
Fuente: Manual Hidrostatl.

Asimismo en previsión al desgaste que ocasionarán dichas partículas en la pared de la carcasa que cierra el lado abierto del impulsor, aumentando la luz existente y que como se puede apreciar en la figura N° 3.1 provocarían una progresiva caída de la altura, caudal y eficiencia, se proveerá un disco de desgaste renovable a fin de restaurar la luz original.

La fabricación de la bomba será realizada por fundición y posterior mecanizado. El sistema de sellado consistirá de un sello mecánico simple de carbón y cerámica. El accionamiento será en forma directa mediante un motor de combustión interna.

3.1.1 Forma básica del impulsor.

La forma básica del impulsor es determinada por el número específico de revoluciones, n_q :

$$n_q = \frac{n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.1)$$

Siendo:

n : Velocidad del giro del impulsor (rpm)

Q : Caudal (m³/s)

H : Altura de elevación (m)

Para un caudal determinado hay un rango de n_q adecuado donde se puede obtener buenas eficiencias, como se puede apreciar en la figura N° 3.2, así para un

caudal de $0,019 \text{ m}^3/\text{s}$ (301 gpm), que es el considerado en el presente trabajo, un buen valor para n_q oscilará alrededor de 2000 ($n_q = \text{rpm} \sqrt{\text{gpm} / \text{pies}^{0,75}}$).

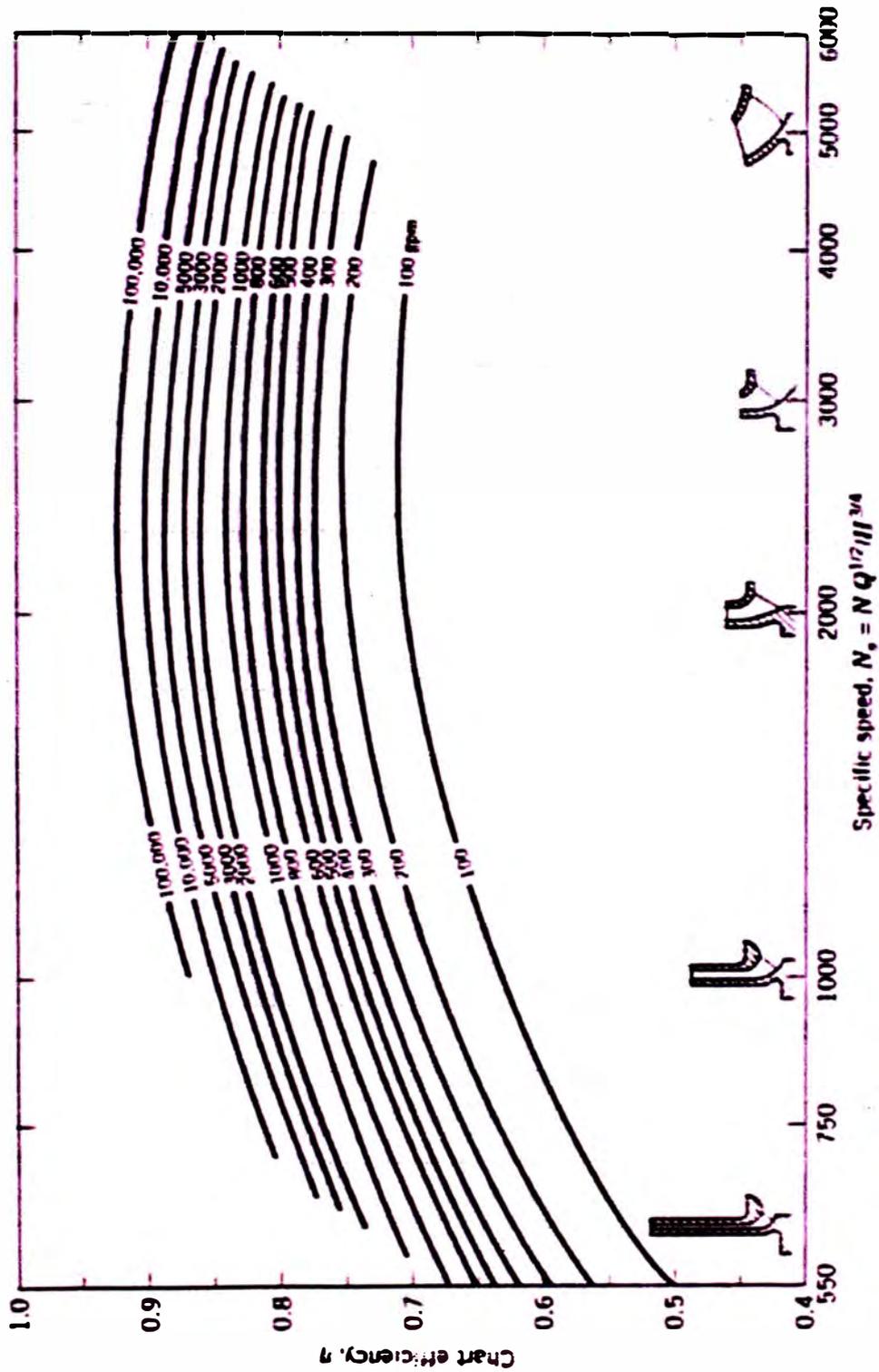


Figura 3.2 Carta de eficiencia de bombas versus Velocidad Específica.
Fuente: Centrifugal Pumps Design, John Tuzson (De Oak Ridge 1972).

3.1.2 Dimensionamiento básico de la bomba.

Definida la configuración del impulsor y en atención a la disminución de altura, caudal y eficiencia (ΔH , δQ , $\Delta \eta$) provocadas por la ausencia de una de las tapas laterales del impulsor y funcionalmente dependientes de la relación luz axial – ancho a la salida del impulsor (x/b_2), según se muestra en la figura N° 3.3, el impulsor se sobredimensionará en previsión de dichos decrementos, lo mismo que de las pérdida de energía ΔH_{cc} experimentada por el flujo en su paso por la cámara de separación.

En esta figura puede apreciarse que para una relación luz-ancho del impulsor a la salida (x/b_2) igual a 0,05 prácticamente se mantiene invariable la performance del impulsor respecto a otro de igual geometría pero contando con ambas tapas laterales, mientras que conforme crece la luz x (y con ello x/b_2) van disminuyendo la altura útil, la eficiencia y aun la potencia; asimismo mediante la intersección con las líneas de trazos (puntos de máxima eficiencia) puede observarse como al aumentar la luz x disminuye el caudal bombeado. Por lo tanto, sí:

H_n : Altura neta (18 m)

Q_n : Caudal neto (0,019 m³/s)

ΔH : Pérdida de presión debido a la luz lateral.

δQ : Pérdida de caudal debido a la luz lateral.

ΔH_{cc} : Pérdidas de energía en la cámara de cebado.

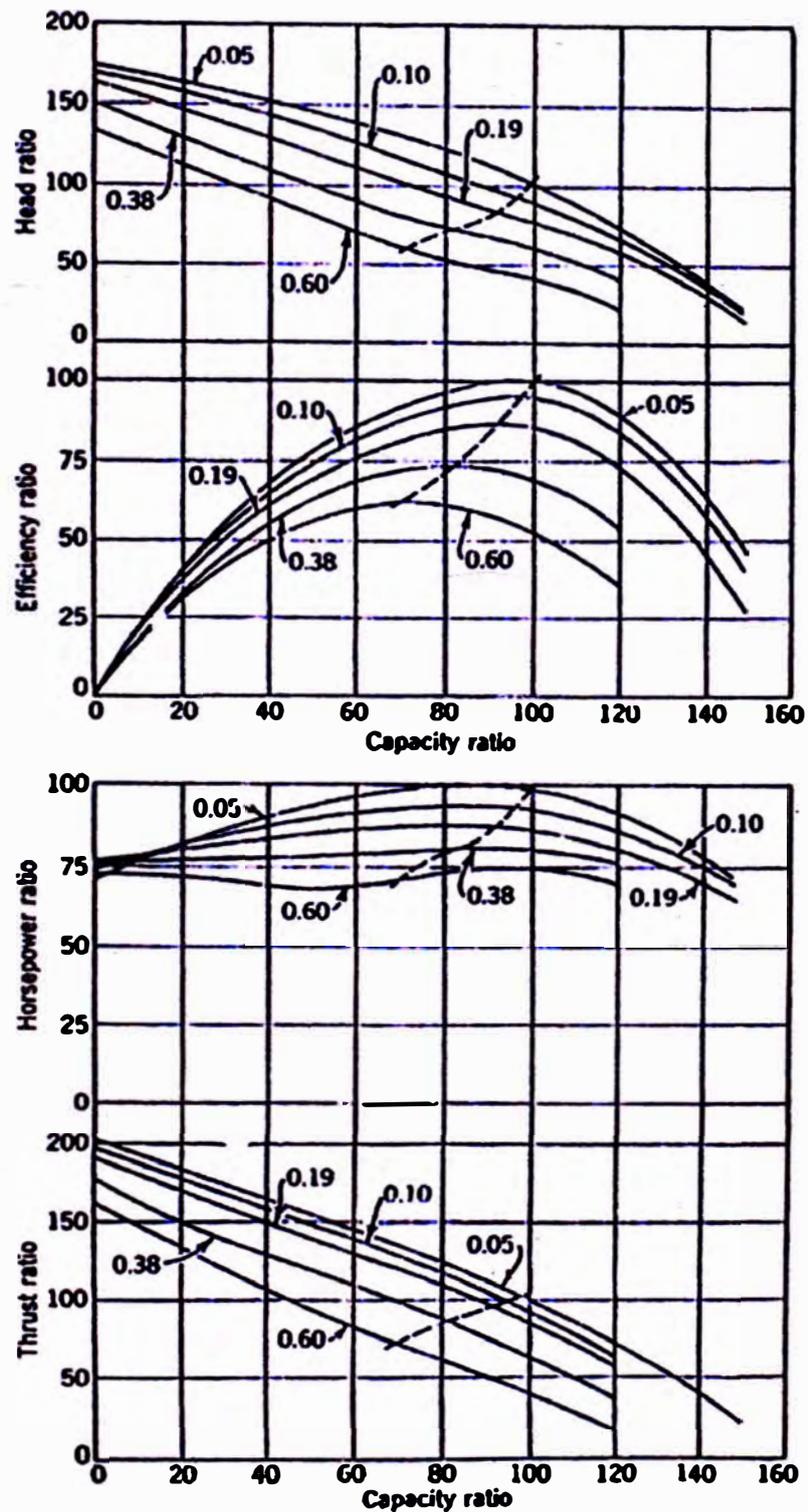


Figura 3.3 Efecto de la luz axial x sobre la performance en impulsores abiertos en bombas de turbina vertical (Folsom). Fuente: Centrifugal and axial flow pumps, Stepanoff.

Entonces, la altura y el caudal de diseño H , Q del impulsor “sobredimensionado” serán:

$$H = H_n + \Delta H + \Delta H_{cc} \quad (3.2)$$

$$Q = Q_n + \delta Q \quad (3.3)$$

Para nuestros valores netos de entrada $H_n = 18$ m y $Q_n = 0,019 \text{ m}^3/\text{s}$ tentativamente y con cargo a posterior comprobación asumiremos:

$$x/b_2 = 0,05 \quad (3.4)$$

Con este valor asumido, de la figura N° 3.3:

$$\Delta H = 0 \quad \text{m}$$

$$\delta Q = 0 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$\Delta \eta = 0$$

Sí además, siempre con cargo a posterior comprobación asumimos:

$$\Delta H_{cc} = 2 \quad \text{m} \quad (3.5)$$

Entonces, los valores de diseño del impulsor “sobredimensionado” según (3.2) y (3.3) serán:

$$\text{Altura de diseño } H: \quad H = 18 + 0 + 2 \quad (\text{m})$$

$$H = 20 \text{ m} = 65,62 \text{ pies} \quad (3.6)$$

Caudal de diseño Q :

$$Q = 0,019 \text{ m}^3/\text{s} = 301 \text{ gpm} \quad (3.7)$$

Asumiendo que el motor que accione a la bomba girará a 2500 rpm:

$$n = 2500 \text{ rpm} \quad (3.8)$$

Por tanto el número específico de revoluciones será:

$$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{0,75}} = \frac{2500 \times \sqrt{301}}{65,62^{0,75}}$$

Resultando:

$$n_q = 1881 \frac{\text{rpm} \sqrt{\text{gpm}}}{\text{pies}^{0,75}} \quad (3.9)$$

Con estos valores y de acuerdo a la figura N° 3.2, la eficiencia total de la bomba η la podemos considerar:

$$\eta = 0,7467 \quad (3.10)$$

Con lo que, la potencia al eje N será:

$$N = \frac{\gamma \times Q \times H}{76 \times \eta} = \frac{1000 \times 0,0190 \times 20}{76 \times 0,7467} \text{ (HP)}$$

$$N = 6,70 \text{ HP} \quad (3.11)$$

En conclusión para efectos de cálculo se considerarán los siguientes valores de diseño para el impulsor:

$$H = 20 \text{ m} = 65,62 \text{ pies}$$

$$Q = 0,019 \text{ m}^3/\text{s} = 301 \text{ gpm}$$

$$N = 6,70 \text{ HP}$$

$$n = 2500 \text{ rpm}$$

$$n_q = 36,4 \left(\frac{\text{rpm} \times \sqrt{\text{m}^3 / \text{s}}}{\text{m}^{0,25}} \right) = 1881 \left(\frac{\text{rpm} \times \sqrt{\text{gpm}}}{\text{pies}^{0,75}} \right)$$

$$\eta = 0,7467$$

3.1.3 Selección del motor de accionamiento.

La toma de fuerza será por accionamiento directo desde un motor de explosión de 10 HP de potencia nominal. Sin embargo la potencia absorbida por la bomba en su punto óptimo de funcionamiento deberá ser menor para prevenir posibles sobrecargas. El motor a usar será un motor gasolinero BRIGGS & STRATTON de 10 HP serie 243430 cuyas principales características de funcionamiento se muestran en la figura N° 3.4. A 2500 rpm la máxima potencia de utilización recomendada es 6,76 HP y la máxima potencia al freno es 8 HP mientras que la potencia al eje (N) calculada para la bomba es de 6,70 HP.

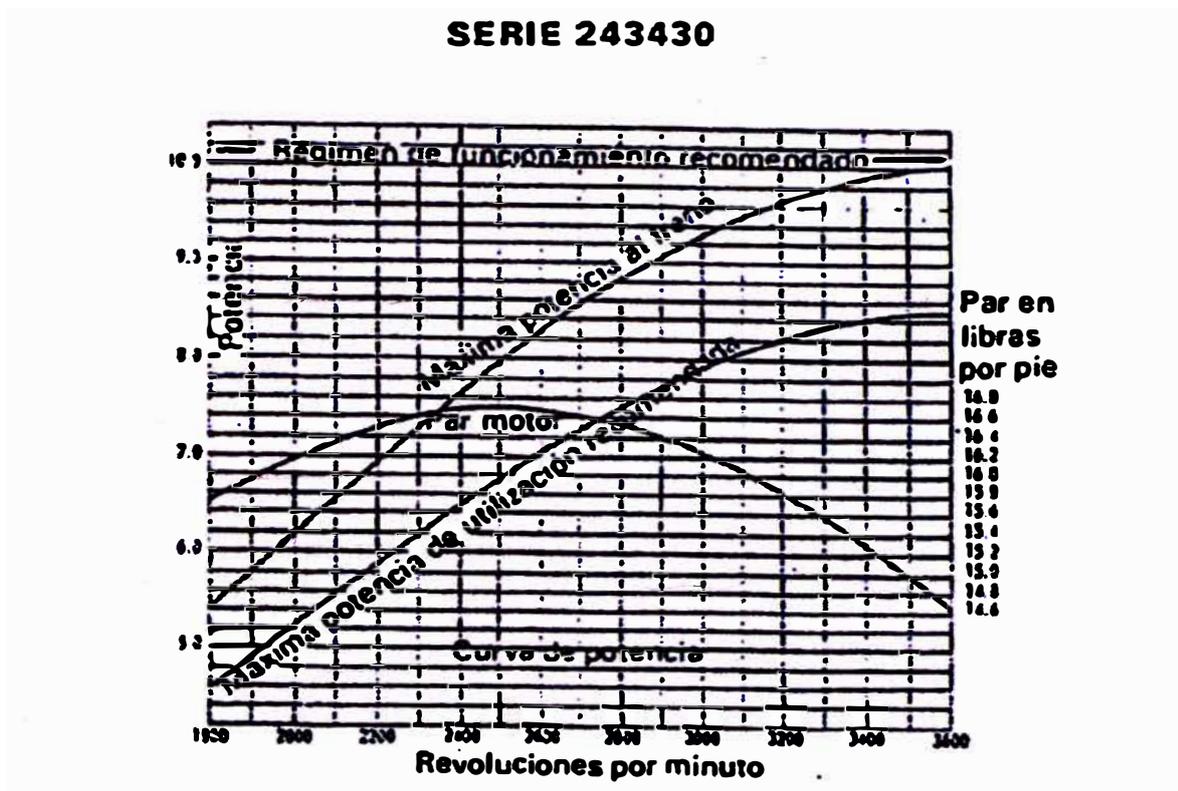


Figura 3.4 Curvas de performance de Motor de combustión interna a gasolina Briggs & Stratton - Serie 243430, 10 HP. Fuente: Manual Briggs & Stratton.

3.1.4 Dimensionamiento de los conductos de aspiración y descarga.

De la expresión general $Q = A \times C$ que relaciona el caudal Q y la velocidad promedio C de un flujo con el área A de la sección recta que atraviesa, siendo Q el caudal neto a bombear en la bomba proyectada, entonces los diámetros de la boca de aspiración D_I y de la boca de descarga D_{II} de la bomba serán:

En la aspiración (I):

$$Q = \frac{\pi \times D_I^2}{4} \times C_I$$

De donde resulta:

$$D_I = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times C_I}} \quad (3.12)$$

Tabulando para valores de $C_I < 1,5 - 5 >$ (m/s) con $Q = 0,019 \text{ m}^3/\text{s}$:

C_I (m/s)	1,500	2,325	4,160	4,000
D_I (m)	0,127	0,102	0,762	0,780

Tomaremos:

$$C_I = 2,325 \text{ m/s}$$

$$D_I = 0,1020 \text{ m}$$

En la descarga deberá considerarse un diámetro igual o menor al de la aspiración; por lo que a fin de minimizar las pérdidas en la cámara de separación descritas mediante la ecuación (2.37) y la figura N° 2.11, tomaremos el mayor de los diámetros posibles:

$$D_{II} = 0,1020 \text{ m}$$

Con lo que en la descarga la velocidad del flujo será:

$$C_{II} = 2,325 \text{ m/s}$$

3.1.5 Diámetro exterior del impulsor.

Habiendo establecido los parámetros de diseño (H , Q , n_q), el diámetro exterior D_2 del impulsor será determinado considerando que junto con la velocidad

de rotación n está estrechamente ligado a la altura neta a través del coeficiente de altura ψ , para el cual con ligeras diferencias de forma existen varias expresiones similares. Karassik lo define según:

$$\psi = \frac{g \times H}{(U_2)^2} \quad (3.13)$$

Dado que:
$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60}$$

Combinando estas dos últimas expresiones resulta:

$$D_2 = \frac{60}{\pi \times n} \times \sqrt{\frac{g \times H}{\psi}}$$

El valor de ψ debe ser asumido sobre la base de construcciones anteriores eficientes; así Karassik recomienda la relación empírica:

$$\psi = \frac{0,383}{\Omega_s^{1/3}}$$

Siendo
$$\Omega_s = n_q / 2733,016$$

con $n_q = 1881 \left(\frac{rpm \times \sqrt{gpm}}{pies^{0,75}} \right)$ para nuestro caso.

Por lo tanto:
$$\Omega_s = 0,68825$$

Con lo cual resulta:
$$\psi = 0,4338$$

Entonces, podemos considerar:

$$D_2 = \frac{60}{\pi \times n} \times \sqrt{\frac{g \times H}{\psi}} = \frac{60}{3,1416 \times 2500} \times \sqrt{\frac{9,81 \times 20}{0,4338}} = 0,1625 \text{ (m)}$$

Con cierto margen de seguridad tomaremos: $D_2 = 0,1662 \text{ m}$

3.2 Proyecto y perfilado de los álabes.

El cálculo del impulsor será realizado definiendo las condiciones del flujo en los puntos S, 0, 1, 2 y 3 de una línea de corriente contenida en él, tal como se muestra en la figura N° 3.5:

S: Condiciones en la boca de aspiración del impulsor.

0: Un punto inmediatamente antes de la entrada al canal móvil.

1: Un punto inmediatamente después de la entrada al canal móvil.

2: Un punto inmediatamente antes de la salida del canal móvil.

3: Un punto inmediatamente después de la salida del canal móvil

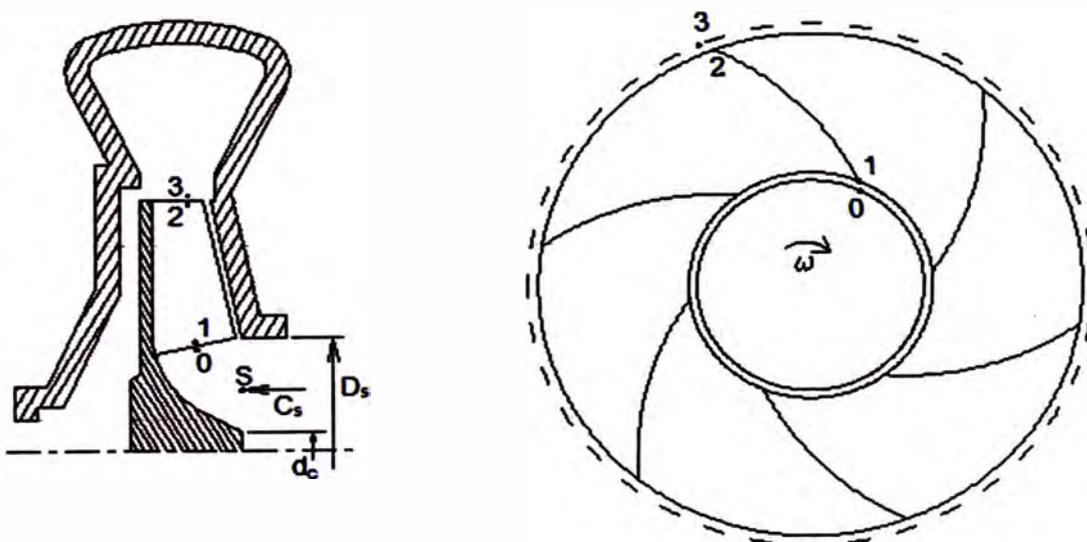


Figura 3.5 Flujo a través del impulsor.
Fuente: Elaboración propia.

3.2.1 Condiciones en la boca de aspiración (S) del impulsor.

Estableciendo d_c como el diámetro del cubo del impulsor, el cálculo del diámetro de la boca de aspiración D_s del impulsor deberá prever también el caudal ΔQ que va a recircular desde la zona de presión (3) hasta la zona de aspiración (0). Así, representando por C_s la velocidad del flujo en la boca de aspiración del impulsor y considerando que el caudal de recirculación ΔQ es del orden del 5% (dentro del rango recomendado por Pfleiderer para bombas lentas con $n_q < 38$), del esquema mostrado en la figura N° 3.5 se puede plantear que:

$$C_s \times \frac{\pi}{4} \times (D_s^2 - d_c^2) = Q + \Delta Q \quad (3.14)$$

De donde:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (Q + \Delta Q)}{\pi \times C_s} + d_c^2}$$

Pfleiderer recomienda tomar: $C_s < 1,5 - 5,0 >$ (m/s)

Asumiendo: $C_s = 2,906$ m/s y $d_c = 0,0145$ m

Efectuando operaciones:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times 1,05 \times 0,019}{3,1416 \times 2,906} + 0,0145^2} \quad (\text{m})$$

Resulta: $D_s = 0,0946$ m

3.2.2 Condiciones en un punto inmediatamente antes de la entrada.

Considerando ingreso sin rotación: $\alpha_o = 90^\circ$

Entonces: $C_o = C_{om}$

Si tomamos: $D_o = D_s = 0,09460 \text{ m}$

La componente tangencial de la velocidad U_o resultará:

$$U_o = \frac{\pi \times D_o \times n}{60} = \frac{3,1416 \times 0,09460 \times 2500}{60} \quad (m/s)$$

$$U_o = 12,384 \text{ m/s}$$

Además, dado que $\alpha_o = 90^\circ$, entonces el ángulo relativo del filete en dicho punto (β_o) será:

$$\beta_o = \arctan\left(\frac{C_{om}}{U_o}\right) \quad (3.15)$$

Tomando: $C_{om} = C_s = 2,906 \text{ m/s}$

Reemplazando en (3.15): $\beta_o = \arctan\left(\frac{2,906}{12,384}\right) \quad (^\circ)$

Resulta: $\beta_o = 13,21^\circ$

Verificando el valor del coeficiente de entrada ε :

El coeficiente de entrada se define como:

$$\varepsilon = \frac{C_{0m}}{\sqrt{2 \times g \times H}} \quad (3.16)$$

Entonces:

$$\varepsilon = \frac{2,906}{\sqrt{2 \times 9,81 \times 20}} = 0,1467$$

Valor comprendido en el rango $\varepsilon < 0,1 - 0,3 >$ dado por Pfleiderer.

Finalmente, como:

$$W_o = \sqrt{U_o^2 + C_{om}^2} = \sqrt{12,384^2 + 2,906^2} \quad (m/s)$$

Entonces:

$$W_o = 12,720 \quad m/s$$

En conclusión en este punto el triángulo de velocidades será:

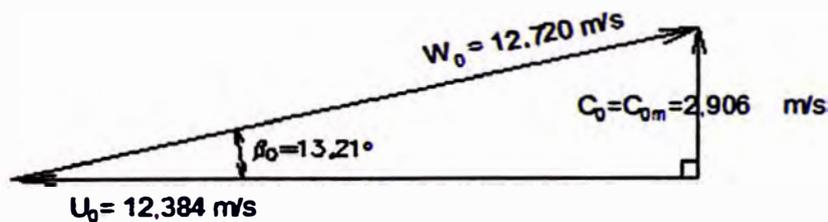


Figura 3.6 Triángulo de velocidades en el punto 0.

Fuente: Elaboración propia.

3.2.3 Condiciones en un punto inmediatamente después del ingreso.

Dado que:

$$D_1 = D_o$$

Siendo $D_o = 0,0946$ m, entonces: $D_1 = 0,0946$ m

Consecuentemente: $U_1 = U_o$

Por lo tanto: $U_1 = 12,384$ m/s

Asimismo, en este punto tampoco debe haber rotación:

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

Por lo tanto:

$$C_{1m} = U_1 \times \tan \beta_1 \quad (3.17)$$

Además, considerando el efecto del espesor del álabe en el ingreso fe_1 y por continuidad:

$$C_{1m} = C_{om} \times fe_1 \quad (3.18)$$

Siendo:

$$fe_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_1}{\text{sen } \beta_1}} \quad (3.19)$$

Expresión en la que:

t_1 : Paso de los álabes en el ingreso ($t_1 = \frac{\pi \times D_1}{z}$)

s_1 : Espesor del álabe en el ingreso.

Reemplazando (3.19) en (3.18) e igualando esta última a (3.17):

$$U_1 \times \tan \beta_1 = C_{om} \times \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_1}{\text{sen } \beta_1}} \quad (3.20)$$

Con cargo a posterior comprobación, asumiremos que el número de álabes z es $z = 7$.

Entonces:

$$t_1 = \frac{3,1416 \times 0,0946}{7}$$

Resultando:

$$t_1 = 0,0425 \text{ m}$$

Con la finalidad de obtener un valor aceptable para el factor de estrechamiento fe_1 , tomaremos $s_1 = 0,0024 \text{ m}$.

Reemplazando en la expresión (3.20) todos estos valores junto con los anteriormente determinados $C_{om} = 2,906 \text{ m/s}$ y $U_1 = 12,384 \text{ m/s}$ resultará:

$$\beta_1 = 16,36^\circ$$

Comprobando el valor alcanzado por el factor de estrechamiento fe_1 :

$$fe_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_1 / \text{sen } \beta_1} = \frac{0,04246}{0,04246 - 0,0024 / \text{sen}16,36^\circ} = 1,251$$

Pfleiderer y otros autores recomiendan: $fe_1 <1,1 - 1,25>$ OK!

Evaluando la expresión (3.18) para determinar C_{1m} :

$$C_{1m} = C_{0m} \times fe_1 = 2,906 \times 1,251 \text{ (m/s)}$$

$$C_{1m} = 3,635 \text{ m/s}$$

Además, siendo:

$$W_1 = \frac{C_{1m}}{\text{sen}\beta_1} = \frac{3,635}{\text{sen } 16,36^\circ} \text{ (m/s)}$$

Resulta: $W_1 = 12,906 \text{ m/s}$

Por lo que en el punto "1" el triángulo de velocidades será:

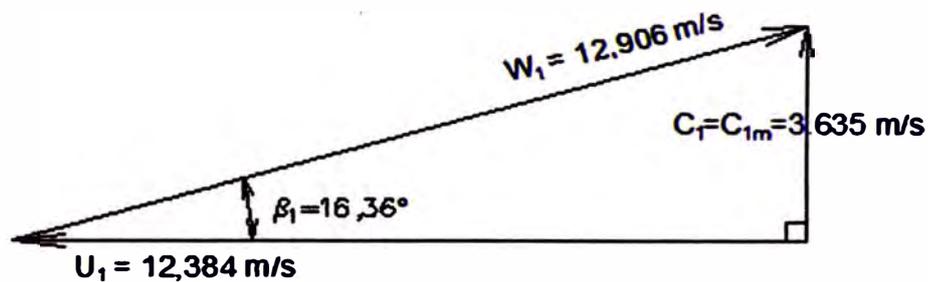


Figura 3.7 Triángulo de velocidades en el punto 1.
Fuente: Elaboración propia.

3.2.4 Condiciones en un punto inmediatamente antes de la salida.

La altura de elevación se calcula mediante la expresión (2.18):

$$H = \mu \times \eta_h \times \frac{U_2 \times C_{2u}}{g}$$

Para estimar la eficiencia hidráulica η_h , según Karassik si el caudal Q está expresado en (*gpm*) puede emplearse la relación experimental:

$$\eta_h \approx 1 - \frac{0,8}{Q^{0,25}} \quad (3.21)$$

Siendo $Q = 0,019 \text{ m}^3/\text{s} = 301 \text{ gpm}$

Entonces:
$$\eta_h \approx 1 - \frac{0,8}{313,87^{0,25}}$$

Tomamos: $\eta_h = 0,80$

El coeficiente de resbalamiento μ lo calculamos mediante la expresión de Pfeleiderer:

Para
$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,09460}{0,1662} = 0,5692 > 0,5$$

Según el mencionado autor:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \times (0,4 + 1,2 \times (D_1 / D_2)) \times (0,55 + 0,6 \times \text{sen } \beta_2)}{z \times (1 - (D_1 / D_2)^2)}} \quad (3.22)$$

Para valores conocidos de $(D_1/D_2) = 0,5692$ y $z = 7$, la expresión quedará:

$$\mu = \frac{1}{1 + 0,457744 \times (0,55 + 0,6 \times \text{sen } \beta_2)} \quad (3.23)$$

Por otro lado, calculando la velocidad periférica U_2 :

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} = \frac{3,1416 \times 0,1662 \times 2500}{60} \quad (m/s)$$

Resultando: $U_2 = 21,756 \text{ m/s}$

Asimismo, dado que la componente tangencial de la velocidad absoluta (C_{2u}) se puede evaluar mediante la expresión:

$$C_{2u} = U_2 - C_{2m} / \tan \beta_2 \quad (3.24)$$

Entonces:

$$C_{2u} = 21,756 - C_{2m} / \tan \beta_2 \quad (3.25)$$

Reemplazando estas expresiones y valores determinados para η_h , μ y C_{2u} en la expresión (2.18) anteriormente citada, resultará:

$$20 = \frac{0,8 \times 21,756}{9,81 \times (1 + 0,457744 \times (0,55 + 0,6 \times \text{sen } \beta_2))} \times (21,756 - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_2})$$

De donde despejando C_{2m} en función de β_2 :

$$C_{2m} = \left(21,756 - \frac{20 \times 9,81 \times (1 + 0,457744 \times (0,55 + 0,6 \times \text{sen } \beta_2))}{0,8 \times 21,756} \right) \times \tan \beta_2 \quad (3.26)$$

En esta última ecuación calculando C_{2m} para distintos valores de β_2 y además, evaluando las relaciones (C_{2m}/C_{0m}) y (C_{2m}/C_{1m}):

β_2	22°	23°	24°	25°
C_{2m}	2,620	2,731	2,843	2,955
C_{2m} / C_{0m}	0,90	0,94	0,98	1,02
C_{2m} / C_{1m}	0,72	0,75	0,78	0,81

Si tomamos $\beta_2 = 23^\circ$ y consecuentemente $C_{2m} = 2,731 \text{ m/s}$, entonces según muestra el cuadro resulta $C_{2m} = 0,94 \times C_{0m}$ que es un valor adecuado para nuestro caso, que es un rodete radial ($n_q = 36,4$); a este respecto autores como Pfleiderer recomiendan tomar $C_{2m} \equiv C_{0m}$ para la mayoría de los casos ó $C_{2m} = (0,80 \text{ a } 0,90) \times C_{0m}$ para el caso de rodetes lentos ($n_q < 38$).

De otro lado, en el mismo cuadro para los valores tomados para β_2 y C_{2m} puede observarse que $C_{2m} = 0,75 \times C_{1m}$ que es un valor relativamente cercano al recomendado por Church quien recomienda considerar valores $C_{2m} = (0,85 \text{ a } 1,00) \times C_{1m}$ a fin de evitar cambios repentinos en la velocidad.

Además $\beta_2 = 23^\circ$ es bastante cercano a $22,5^\circ$ que es el valor óptimo de β_2 para obtener una curva H – Q estable.

Ahora mediante (3.25) podremos calcular C_{2u} :

$$C_{2u} = 21,756 - \frac{2,731}{\tan 23^\circ} \quad (m/s)$$

Resultando $C_{2u} = 15,321 \text{ m/s}$

Además, dado que:

$$\alpha_2 = \arctan(C_{2m} / C_{2u}) \quad (3.27)$$

Entonces: $\alpha_2 = \arctan(2,731 / 15,321)$

Resulta: $\alpha_2 = 10,11^\circ$

Asimismo: $C_2 = C_{2m} / \text{sen } \alpha_2 = 2,731 / \text{sen } 10,11^\circ$

De donde: $C_2 = 15,563 \text{ m/s}$

Del mismo modo: $W_2 = C_{2m} / \text{sen } \beta_2 = 2,731 / \text{sen } 23^\circ$

Entonces: $W_2 = 6,990 \text{ m/s}$

Definidas las condiciones teóricas del flujo en el punto 2, con la finalidad de aproximarnos a las condiciones reales del flujo a la salida del impulsor, consideraremos el efecto del resbalamiento, para la cual evaluamos la expresión (3.23) con $\beta_2 = 23^\circ$:

$$\mu = \frac{1}{1 + 0,457744 \times (0,55 + 0,6 \times \text{sen } 23^\circ)}$$

Resulta: $\mu = 0,7358$

Luego, en la ecuación (2.12):

$$\mu = \frac{C_{2'u}}{C_{2u}}$$

Reemplazando valores conocidos:

$$0,7358 = \frac{C_{2'u}}{15,321}$$

De donde resulta: $C_{2'u} = 11,273 \text{ m/s}$

Además dado que: $C_{2'm} = C_{2m}$

Entonces: $C_{2'm} = 2,731 \text{ m/s}$

Por lo que, un punto antes de la salida del canal móvil el triángulo de velocidades teórico U_2 , C_2 y W_2 y aquel considerando el efecto del resbalamiento U_2 , C_2' y W_2' quedarán como se muestra en figura N° 3.8.

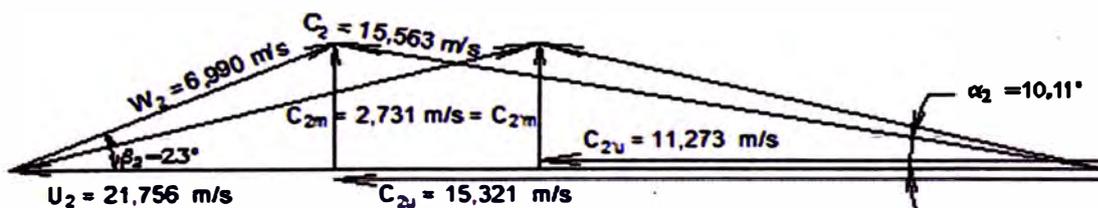


Figura 3.8 Triángulo de velocidades en el punto 2.
Fuente: Elaboración propia.

3.2.5 Condiciones en un punto inmediatamente después de la salida.

En el punto 3 se cumple:

$$U_3 = U_2 = 21,756 \text{ m/s}$$

También se cumple que: $C_{3u} = C_{2'u} = 11,273 \text{ m/s}$

A la salida del canal el factor de estrechamiento del álabe es:

$$fe_2 = \frac{t_2}{t_2 - \frac{s_2}{\text{sen } \beta_2}} \quad (3.28)$$

Siendo:

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{z} = \frac{3,1416 \times 0,1662}{7} = 0,0746 \text{ m}$$

Asumiendo que a la salida, el espesor s_2 del álabe es:

$$s_2 = 0,003 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

Reemplazando en (3.28) los valores hallados de s_2 , t_2 y β_2 :

$$fe_2 = \frac{0,0746}{0,0746 - 0,0030 / \text{sen } 23^\circ} = 1,115$$

De otro lado, por continuidad y considerando el factor de espesor de álabe a la salida del impulsor:

$$C_{3m} = \frac{C_{2m}}{fe_2} \quad (3.29)$$

Por lo tanto, reemplazando $C_{2m} = 2.731 \text{ m/s}$ y $fe_2 = 1.115$ en (3.29):

$$C_{3m} = \frac{2,731}{1,115} \quad (\text{m/s})$$

Resultando: $C_{3m} = 2,450 \text{ m/s}$

Ahora ya podemos calcular el valor de C_3 y α_3 :

$$C_3 = \sqrt{C_{3u}^2 + C_{3m}^2} = \sqrt{11,273^2 + 2,450^2} \quad (\text{m/s})$$

Entonces: $C_3 = 11,536 \text{ m/s}$

$$\text{Del mismo modo: } \alpha_3 = \arctan \left(\frac{C_{3m}}{C_{3u}} \right) = \arctan \left(\frac{2,450}{11,273} \right)$$

Resultando: $\alpha_3 = 12,26^\circ$

Asimismo:

$$W_3 = \sqrt{C_{3m}^2 + (U_3 - C_{3u})^2} = \sqrt{2,450^2 + (21,756 - 11,273)^2} \quad (\text{m/s})$$

Es decir: $W_3 = 10,765 \text{ m/s}$

Finalmente:

$$\beta_3 = \arcsen \left(\frac{C_{3m}}{W_3} \right) = \arcsen \left(\frac{2,450}{10,765} \right)$$

De donde resulta: $\beta_3 = 13,16^\circ$

Con lo cual el triángulo de velocidades a la salida del impulsor quedará como se muestra en la figura N° 3.9:

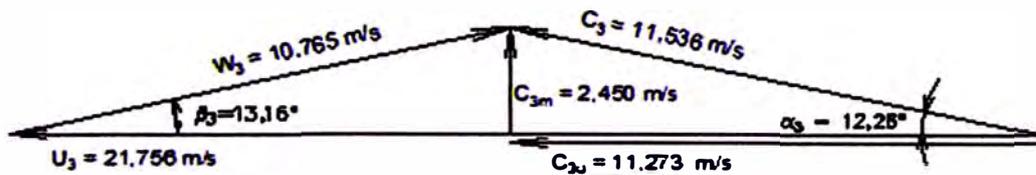


Figura 3.9 Triángulo de velocidades en el punto 3.
Fuente: Elaboración propia.

Comprobación del número de álabes (z):

La coherencia de los cálculos anteriores será comprobada si el número de álabes asumido ($z = 7$) coincide o es cercano al valor obtenido empleando la relación teórico-experimental dada por Pfeleiderer:

$$z = K \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \text{sen} \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (3.30)$$

Para rodetes fundidos se puede tomar $K = 6,5$ o menos, tomamos $K = 6$:

$$z = 6 \times \frac{0,1662 + 0,0946}{0,1662 - 0,0946} \times \text{sen} \left(\frac{16,36^\circ + 23,00^\circ}{2} \right) = 7,36$$

Que es un valor bastante cercano al asumido $z = 7$ OK!

3.2.6 Cálculo de las aristas de ingreso y salida de los álabes.

El cálculo de las aristas de ingreso b_1 y de salida b_2 deberá considerar el caudal total que circula por el impulsor, por lo que al caudal de diseño Q habrá que agregarle el caudal de pérdidas volumétricas ΔQ indicadas en el acápite (2.19) y que hemos estimado en el acápite 3.2.1 en 5%, entonces:

$$b_1 = \frac{Q + \Delta Q}{\pi \times D_1 \times C_{0m}} = \frac{0,019 + 0,05 \times 0,019}{3,1416 \times 0,0946 \times 2,906} \quad (\text{m})$$

Resulta: $b_1 = 0,0231 \text{ m}$

Del mismo modo:

$$b_2 = \frac{Q + \Delta Q}{\pi \times D_2 \times C_{3m}} = \frac{0,019 + 0,05 \times 0,019}{3,1416 \times 0,1662 \times 2,450} \quad (\text{m})$$

Resultando:

$$b_2 = 0,0156 \text{ m}$$

Con el valor encontrado para b_2 calcularemos la luz axial x necesaria entre el borde abierto del impulsor y la pared interna de la carcaza; de la expresión (49):

$$\frac{x}{b_2} = 0,05$$

Entonces: $x = 0,05 \times b_2 = 0,05 \times 15,6 \text{ (mm)}$

Resultando: $x = 0,78 \text{ mm}$

3.2.7 Trazado de los álabes.

Dados los ángulos de ingreso $\beta_1 = 16,36^\circ$ y salida $\beta_2 = 23,00^\circ$, el perfilado de los álabes será realizado según el procedimiento de trazado por puntos que consiste en ubicar mediante coordenadas polares (r, ϕ) algunos de los puntos que describen la forma del álabe para unirlos finalmente mediante una curva suave. Así, en la figura N° 3.10 se puede establecer la relación:

$$\theta(^{\circ}) = \frac{180}{\pi} \times \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \times \tan \beta} \quad (3.31)$$

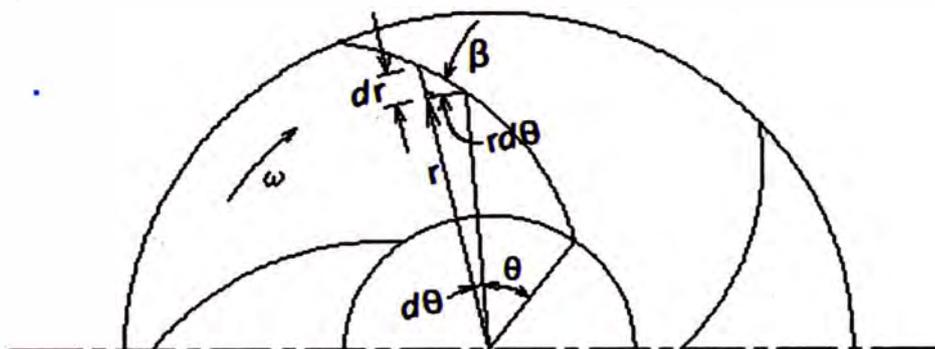


Figura 3.10 Trazado del álabe por puntos.

Fuente: Bombas Centrífugas y Turbocompresores, Pfeleiderer.

Sin embargo dado que β no varía con el radio r según una relación matemática sencilla de integrar evaluaremos la relación (3.31) en forma tabular empleando la expresión:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \times \sum_{r=r_1}^r \frac{\Delta r}{r \times \tan \beta} \quad (3.32)$$

Asimismo para cada uno de estos puntos, considerando el espesor del álabe s puede plantearse, en cualquier punto del álabe:

$$\text{sen}\beta = \frac{s}{t} + \frac{Q + \Delta Q}{z \times t \times b \times W} \quad (3.33)$$

Para el desarrollo de estas dos expresiones asumiremos:

- Variación arbitraria del espesor s respecto al radio r , desde $s_1 = 2,4$ hasta $s_2 = 3$ (mm).
- Variación lineal de la arista b respecto al radio r , desde $b_1 = 23,1$ hasta $b_2 = 15,60$ (mm), esto para facilidad de fabricación de las placas de desgaste en el lado abierto del impulsor, según:

$$b_{(r)} = 0,03302 - 0,2098 \times r \quad (\text{m}) \quad (3.34)$$

- Variación lineal de la velocidad relativa W respecto a r , desde $W_1 = 12,906$ hasta $W_2 = 6,990$ (m/s), lo cual es adecuado para curvaturas hacia atrás del álabe, como en este caso:

$$W_{(r)} = 20,7205 - 165,2207 \times r \quad (\text{m/s}) \quad (3.35)$$

Con estas consideraciones y evaluando el paso t para distintos radios r , elaboramos el cuadro N° 3.1 que servirá para trazar el perfil del álabe.

CUADRO N° 3.1 Parámetros para el trazado del álabe.

Fuente: Elaboración propia, según cálculos indicados.

r (m)	t (m)	s (m)	b (m)	W (m/s)	$\frac{Q+\Delta Q}{zth}$ (m/s)	β (°)	$\frac{l}{r \tan \beta}$ (m ²)	$\left(\frac{l}{r \tan \beta}\right)_{prom}$ (m ²)	Δr (m)	$\Delta \theta$ (°)	θ (°)
0,0473	0,04246	0,0024	0,0231	12,906	2,906	16,36	72,01539				0,00
								68,36587	0,0050	19,58	
0,0523	0,04694	0,0026	0,0220	12,079	2,754	16,46	64,71635				19,58
								61,27037	0,0050	17,55	
0,0573	0,05143	0,0028	0,0210	11,253	2,639	16,79	57,82438				37,13
								54,55883	0,0050	15,63	
0,0623	0,05592	0,0030	0,0199	10,427	2,555	17,38	51,29328				52,76
								48,46046	0,0050	13,88	
0,0673	0,06041	0,0030	0,0189	9,601	2,496	18,04	45,62764				66,64
								42,82881	0,0050	12,27	
0,0723	0,06490	0,0030	0,0179	8,775	2,460	19,06	40,02999				78,91
								37,28327	0,0050	10,68	
0,0773	0,06938	0,0030	0,0168	7,949	2,445	20,53	34,53654				89,59
								31,85723	0,0050	9,13	
0,0823	0,07387	0,0030	0,0158	7,123	2,449	22,61	29,17791				98,72
								28,76369	0,0008	1,32	
0,0831	0,07459	0,0030	0,0156	6,990	2,450	23,00	28,34948				100,04

3.3 Cálculo del sistema de difusión.

El sistema de difusión constará fundamentalmente de las dos volutas gemelas, como la descrita en el acápite 2.3.2 y esquematizada en la figura N° 2.9, abarcando cada una 180° y será calculado según la ecuación (2.25), para seguidamente disponer un ensanchamiento donde se disminuirá aún más la velocidad promedio del flujo hasta lograr un valor adecuado en la descarga hacia la cámara de separación para así minimizar las pérdidas de presión en ella. Habiendo determinado que $r_2 = 0,0831$ m, $b_2 = 0,0156$ m, $C_{3u} = 11,273$ m/s, $C_{3m} = 2,450$ m/s, $\alpha_3 = 12,26^\circ$ tomaremos para el cálculo la voluta de sección trapezoidal esquematizada en la figura 2.5 y mostrada con mayor detalle en la figura 3.11 en líneas gruesas:

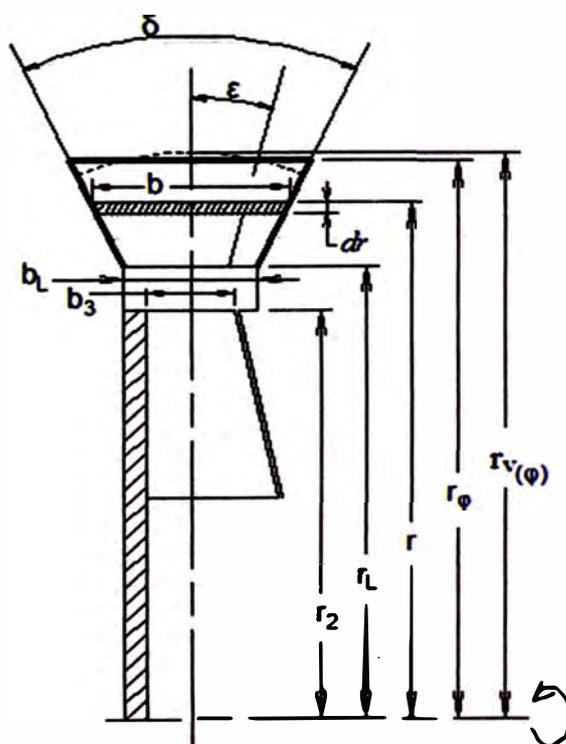


Figura 3.11 Sección transversal de la voluta para efectos de cálculo (líneas gruesas).
Fuente: Elaboración propia.

Así, en la figura 3.11, con $b_3 = b_2 = 0,0156$ (m) el ancho de ingreso a la voluta b_L será asumido:

$$b_L = 0,0233 \text{ m}$$

En el inicio de la voluta, la lengüeta se ubicará sobre un radio r_L , el cual con el fin de evitar pulsaciones y ruidos, según recomendaciones de Church, Karassik y otros autores podemos tomar:

$$r_L < 1,05 - 1,10 > \times r_2$$

Tomamos el límite superior:

$$r_L = 0,0914 \text{ m}$$

La ubicación angular de esta lengüeta φ_L se hará bajo la suposición que la vena líquida sigue una espiral logarítmica a la salida del impulsor (esto debido a que entre r_2 y r_L el flujo se realiza entre dos paredes paralelas), según:

$$r_L = r_2 \times e^{\tan \alpha_3 \times \varphi_L} \quad (3.36)$$

De donde:

$$\varphi_L = \frac{180}{\pi} \times \frac{\ln(r_L / r_2)}{\tan \alpha_3} \quad (^\circ) \quad (3.37)$$

Para nuestro caso:
$$\varphi_L = \frac{\ln(0,0914 / 0,0831)}{\tan(12,26^\circ)} \times \frac{180}{3,1416} \quad (^\circ)$$

Resultando: $\varphi_L \approx 25,10^\circ$

Asimismo estableciendo que las paredes laterales de la voluta forman entre sí un ángulo $\delta = 50^\circ$ y suponiendo para efectos de cálculo que la pared superior está formada por líneas paralelas al eje, entonces la longitud b de la franja elemental de área dA mostrada en la figura N° (3.11) será:

$$b = b_L + 2 \times (r - r_L) \times \tan(\delta / 2) \quad (\text{m}) \quad (3.38)$$

Siendo r la distancia radial a la que se encuentra ubicada la mencionada franja desde el eje de giro. Luego:

$$b = 0,0233 + 2 \times (r - 0,0914) \times \tan(25^\circ) \quad (\text{m}) \quad (3.39)$$

Además en cada sección de la voluta denotaremos por φ su ubicación angular medida desde el inicio de la voluta (lengüeta) y r_φ indicará la distancia desde el eje motriz hasta el límite exterior de dicha sección.

Con estas consideraciones, sustituyendo (3.39) en la expresión (2.25):

$$\varphi(^\circ) = \frac{360 \times C_{3u} \times r_2}{Q} \times \int_{r_L}^{r_\varphi} \frac{(0,0233 + 2 \times (r - 0,0914) \times \tan 25^\circ) \times dr}{r} \quad (3.40)$$

Reemplazando valores, resolviendo la integral y simplificando resultará:

$$\varphi(^\circ) = 17749,6352 \times [0,93261532 \times (r_\varphi - 0,0914) - 0,061941 \times \ln(r_\varphi / 0,0914)] \quad (3.41)$$

De otro lado, el área de la sección transversal correspondiente A_φ se puede calcular a partir de la expresión:

$$A_\varphi = \int_{r_L}^{R_\varphi} b dr$$

Considerando la expresión (3.39) en esta última ecuación:

$$A_\varphi = \int_{0,0914}^{r_\varphi} [0,0233 + 2 \times (r - 0,0914) \times \tan 25^\circ] dr \quad (\text{m}^2)$$

Resolviendo y simplificando, finalmente resulta:

$$A_\varphi = 0,4663089 \times (r_\varphi^2 - 0,0914^2) - 0,06194127 \times (r_\varphi - 0,0914) \quad (\text{m}^2) \quad (3.42)$$

La velocidad media C_φ en cada área será:

$$C_\varphi = Q_\varphi / A_\varphi \quad (\text{m/s}) \quad (3.43)$$

Siendo Q_φ el valor determinado por la expresión (2.24)

Dando valores adecuados a r_φ evaluaremos las expresiones (3.40), (3.42), (2.24) y (3.43) a fin de determinar los valores correspondientes a φ , A_φ , Q_φ y C_φ para así obtener el cuadro N° 3.2, con el cual trazaremos el perfil preliminar del tramo de la voluta PQRSTUV que como ya se ha señalado es exactamente igual al perfil del tramo P'Q'R'S'T'U'V' (como se verá más adelante V y V' reemplazarán respectivamente a los puntos V y V' determinados preliminarmente).

CUADRO N° 3.2 Trazado de los perfiles PQRSTUV y P'Q'R'S'T'U'V'.

Fuente: Elaboración propia, según cálculos indicados.

Punto	r_φ (m)	φ (°)	A_φ (m ²)	Q_φ (m ³ /s)	$C_{\varphi(prom)}$ (m/s)	$\rho_{(\varphi)}$ (m)	r_v (m)
O	0,0831	-25,10	-----	-----	-----	-----	-----
P (P')	0,0914	0,00	0,000000000	0,000000	-----	-----	0,0914
Q (Q')	0,0964	24,21	0,000128158	0,001278	9,971	0,0310	0,0974
R (R')	0,1014	51,38	0,000279631	0,002712	9,698	0,0362	0,1026
S (S')	0,1064	81,23	0,000454419	0,004287	9,435	0,0413	0,1078
T (T')	0,1114	113,51	0,000652523	0,005991	9,181	0,0465	0,1129
U (U')	0,1164	148,01	0,000873942	0,007812	8,938	0,0517	0,1181
V (V')	0,1208	180,00	0,001087713	0,009500	8,734	0,0562	0,1226
V (V')	0,1222	180,00	0,001087713	0,009500	8,734	0,0577	0,1241

Sin embargo, en razón a que la fabricación se realizará por fundición será conveniente que la pared exterior de la voluta tenga cierta curvatura hacia ambas paredes laterales, por lo que en la configuración final para las secciones transversales de la voluta dispondremos un arco de circunferencia con centro en O y de radio $\rho_{(\varphi)}$ en lugar de la arista exterior recta, como se muestra en la figura 3.12 en línea gruesa.

Igualando estas dos últimas expresiones según lo indicado, entonces A_1 y A_2 quedan definidos mediante la línea auxiliar OL mostrada bajo un ángulo ε determinado por:

$$\varepsilon = \arccos \sqrt{\frac{\delta}{2 \times \tan(\delta/2)}} \quad (3.44)$$

Mientras que el arco de circunferencia que limita exteriormente a la voluta se traza con centro en el punto O y con un radio $\rho_{(\varphi)}$:

$$\rho_{(\varphi)} = \frac{1}{\cos \varepsilon} \times \left(r_{\varphi} - \left(r_L - \frac{b_L}{2 \times \tan(\delta/2)} \right) \right) \quad (3.45)$$

Finalmente, el arco de circunferencia se cortará con el eje de simetría a una distancia $r_{V(\varphi)}$ ($r_{V(\varphi)} > r_{\varphi}$) del eje motriz que puede determinarse mediante:

$$r_{V(\varphi)} = \frac{r_{\varphi}}{\cos \varepsilon} + \left(\frac{1}{\cos \varepsilon - 1} \right) \times \left(\frac{b_L}{2 \times \tan(\delta/2)} - r_L \right) \quad (3.46)$$

Con el valor tomado para $\delta=50^\circ$, en la expresión (3.44) resulta $\varepsilon = 14,7^\circ$ y con los valores establecidos para $b_L = 0,0233 \text{ m}$ y $r_L = 0,0914 \text{ m}$, en cada sección (definida mediante su posición angular φ y r_{φ}) podrán determinarse los valores de $\rho_{(\varphi)}$ y de $r_{V(\varphi)}$ mediante las expresiones (3.45) y (3.46) con lo cual se completa el cuadro N° 3.2, últimas dos columnas. Así, según los valores encontrados (φ , $r_{V(\varphi)}$), las dos volutas presentarán la forma básica mostrada en la figura 3.13.

En el extremo final de cada voluta, el área de la sección transversal es:

$$A_{P'V} = A_{PV'} = A_3 = 0,001087713 \text{ m}^2$$

Del mismo modo, la velocidad promedio C_3 y el caudal $Q_{P'V} = Q_{PV'}$ en dichas secciones, según el referido cuadro será:

$$C_3 = C_{P'V} = C_{PV'} = 8,734 \text{ m/s}$$

$$Q_{P'V} = Q_{PV'} = 0,0095 \text{ m}^3/\text{s}$$

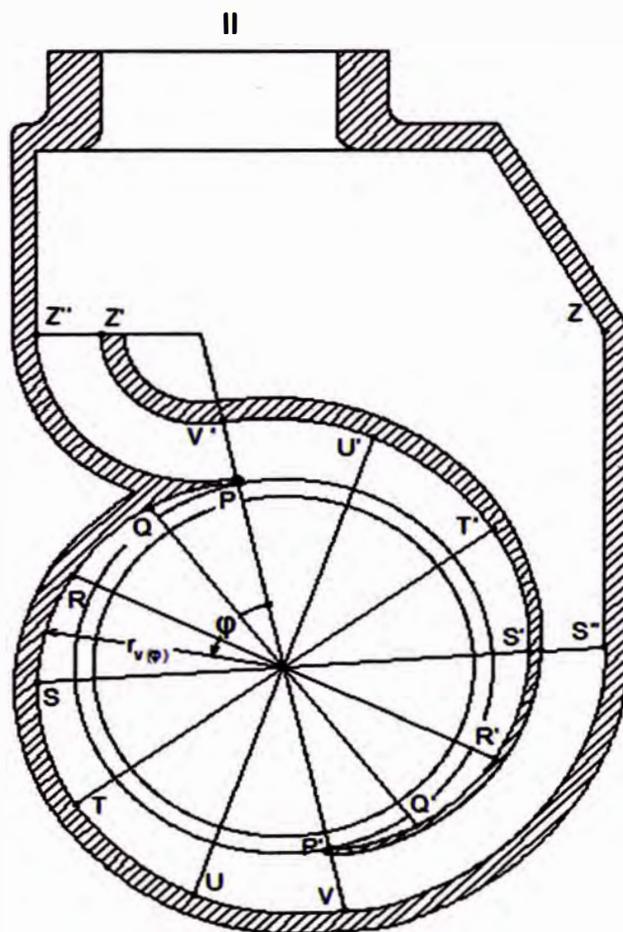


Figura 3.13 Perfil de la voluta.
Fuente: Elaboración propia.

De otro lado, en la sección final de estas volutas consideraremos el efecto del espesor de la lengüeta (3 mm) que genera cierto estrechamiento de la sección de paso, esta distorsión será corregida incrementando la sección del conducto en sentido radial en la misma medida que la obstrucción causada por la lengüeta, por lo tanto la sección final de la voluta $P'Q'R'S'T'U'V'$ (Fig. 3.14) no será la sección PV' calculada preliminarmente sino será la sección $P''V''$, proyectándose ésta a partir del punto P'' ubicado sobre un radio $r = r_L + 0,003 = 0,0944 \text{ m}$ con un área A y velocidad promedio de flujo C iguales a las determinadas para la posición preliminar V' en el cuadro N° 3.2, es decir $A = 0,001087713 \text{ m}^2$ y $C = 8,734 \text{ m/s}$, bajo estas premisas y según la geometría mostrada en la figura 3.14 podrán determinarse las dimensiones y forma final de la sección $P''V''$:

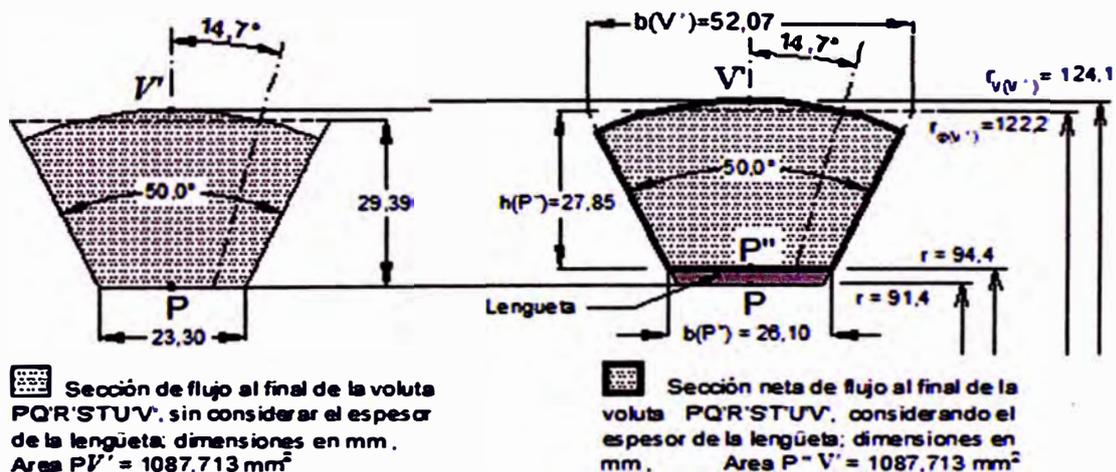


Figura 3.14 El lado derecho muestra la sección neta de flujo $P''V''$ al final de la voluta $P'Q'R'S'T'U'V'$ considerando el estrechamiento producto del espesor de la lengüeta, nótese como V'' debe desplazarse radialmente hasta V' .

Fuente: Elaboración propia

La longitud $b_{(P'')}$ de la arista inferior de la sección neta de flujo $P''V'$:

$$b_{(P'')} = 23,3 + 2 \times (94,4 - 91,4) \times \tan 25^\circ \quad \text{resulta } b_{(P'')} = 26,10 \text{ mm, mientras que la}$$

altura $h_{(P'')}$ de la sección neta de flujo, supuesta de forma trapezoidal, será calculada con $A = 1087,713 \text{ mm}^2$ y $b_{(P'')} = 26,10 \text{ mm}$ a partir de la relación

$$A = h_{(P'')} \times (b_{(P'')} + h_{(P'')} \times \tan 25^\circ) \quad \text{de donde resulta } h_{(P'')} = 27,85 \text{ mm.}$$

Asimismo, de las figuras 3.12 y 3.14: $r_{\varphi(V')} = 94,4 + 27,85 \text{ mm}$ resulta $r_{\varphi(V')} = 122,2 \text{ (mm)}$. Del mismo modo para hallar la posición radial $r_{V(V')}$ del punto V' , considerando el espesor de la lengüeta emplearemos la ecuación (3.46) con $\delta = 50^\circ$, $\varepsilon = 14,7^\circ$ y de la figura 3.14 tomaremos $r_L = 94,4 \text{ mm}$ y $b_L = 26,1 \text{ mm}$ resultando $r_{V(V')} = 124,1 \text{ mm}$, mientras que al calcularse $\rho_{(\varphi)}$ en V' mediante la expresión (3.45) resultará $\rho_{(\varphi)} = 0,5770 \text{ (mm)}$. De este modo completamos el cuadro N° 3.2 con los puntos V' y V en cada voluta respectivamente, que se tomarán en el trazo final en lugar de los puntos V' y V calculados preliminarmente.

En los conductos que prosiguen a las secciones $P''V'$ y $P'V$ continuará la difusión del flujo pero limitaremos la divergencia a $6,2^\circ$ para minimizar las pérdidas por separación y turbulencia, así en la sección de inicio $P''V'$ del conducto $P''V'-Z'Z''$ (figuras 3.14 y 3.15), la longitud de la arista interior es $b_{P''} = 0,0261 \text{ m}$, mientras que al calcular la longitud de la arista exterior $b_{V'}$ (preliminarmente supuesta plana para efectos de cálculo) con $h_{(P'')} = 27,85 \text{ mm}$ y $\delta = 50^\circ$ resultará $b_{V'} = 0,05207 \text{ m}$; además con la consideración anotada de limitar la divergencia del

flujo mantendremos constante la altura del canal: $P''V' = Z'Z''$ en tanto que las aristas interior y exterior irán aumentando paulatinamente hasta $b_{Z''} = 0,04005$ m y $b_{Z'} = 0,06028$ m sobre el desarrollo de las curvas $V'Z'$ y $P''Z''$, en tanto que en la sección $Z'Z''$ en la descarga hacia la cámara de separación, con las consideraciones y dimensiones arriba señaladas, el área $A_{Z'Z''}$ resultará $A_{Z'Z''} = A_4 = 0.00139707$ m² mientras que el caudal que atraviesa esta sección es:

$$Q_{Z'Z''} = Q_4 = Q_3 = 0,0095 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Finalmente la velocidad promedio del flujo $C_{Z'Z''}$ a través de esta sección es:

$$C_{Z'Z''} = C_4 = \frac{Q_4}{A_4} = \frac{0,0095}{0,00139707} = 6,800 \text{ m/s}$$

Con base en estos cálculos, en la figura 3.15 se muestran las secciones $P''V'$, $I'I'$ y $Z''Z'$: en trazo discontinuo la forma preliminar (plana) del borde exterior de ellas, mientras que su forma definitiva queda indicada en cada sección por el borde curvados en línea continua, igualmente se muestran los contornos $V'Z'$ y $P''Z''$.

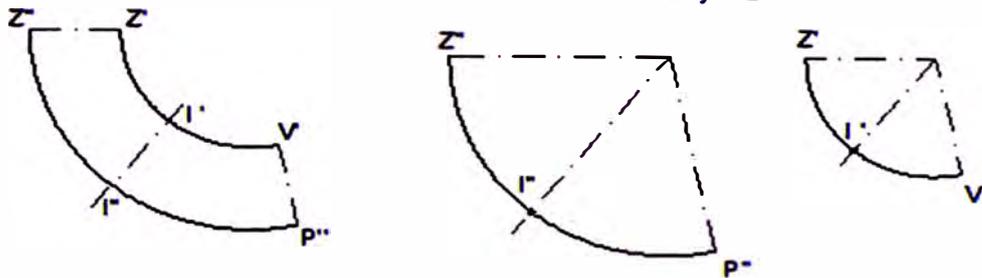
En el otro conducto de descarga a la cámara de separación, conducto $P'_1V - S'_1S''$ tal como se muestra en la figura 3.16, la sección inicial P'_1V es igual a la sección PV' mientras que la sección final S'_1S'' será dimensionada exactamente igual a la sección $Z'Z''$ según lo anotado en el acápite (2.3.2), esto no obstante que este conducto tiene mayor longitud que el conducto $PV' - Z'Z''$, de modo tal que $S_{S'_1S''} = S_{Z'Z''}$. Con lo cual tendremos que: $A_{S'_1S''} = A_{Z'Z''} = A_4 = 0,00139707 \text{ m}^2$

Además, dado que: $Q_{S_1 S''} = Q_4 = Q_3 = 0,0095 \text{ m}^3 / s$

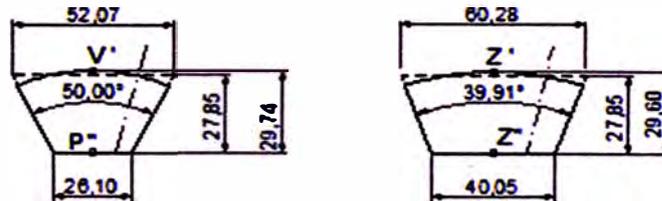
Entonces: $C_{S_1 S''} = C_4 = 6,800 \text{ m/s}$

CONDUCTO P'V - Z'Z'

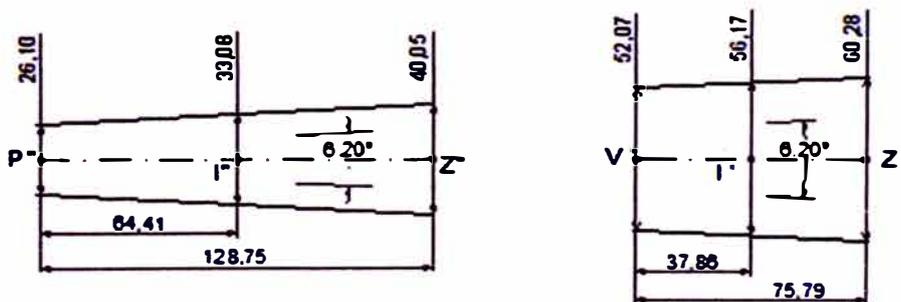
Curvas P'Z' y V'Z'



Secciones P'V' y Z'Z'



Desarrollo de las curvas P'Z' y V'Z'



Sección intermedia I'I'

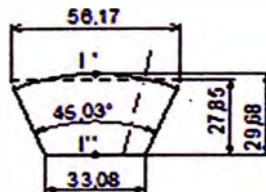
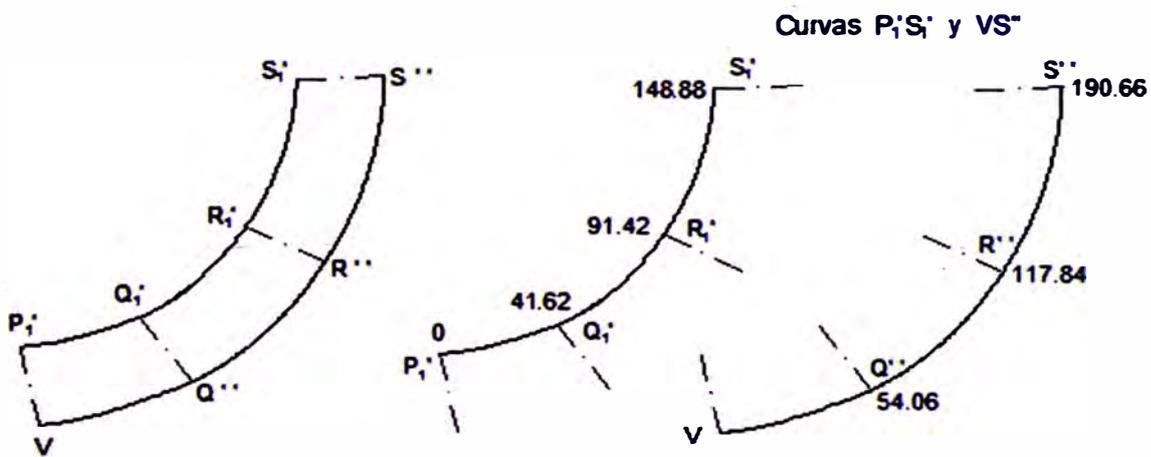
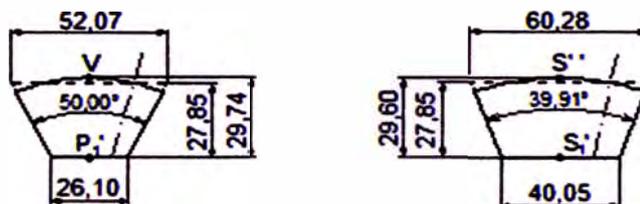


Figura 3.15 Forma básica de las secciones P''V' y Z''Z' y sección intermedia.
Fuente: Elaboración propia.

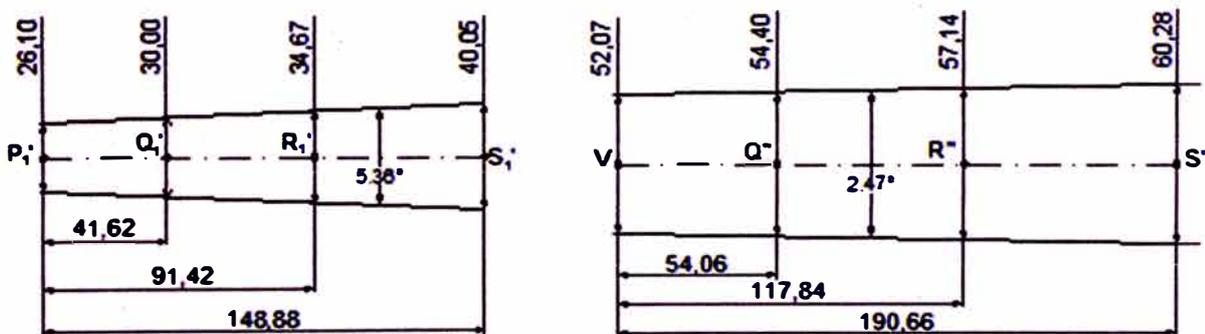
CONDUCTO P₁V - S₁S₂



Secciones P₁V y S₁S₂



Desarrollo de las curvas P₁S₁ y VS₂



Secciones intermedias Q₁Q₂ y R₁R₂

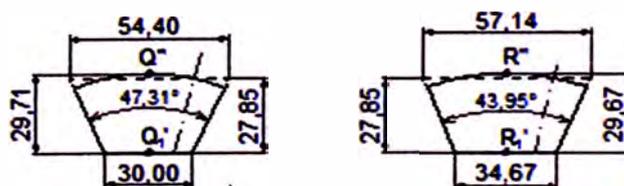


Figura 3.16 Forma básica de las secciones P₁V, S₁S₂ y secciones intermedias.
Fuente: Elaboración propia.

3.4 Determinación de las pérdidas energéticas en la cámara de cebado

$$\underline{(\Delta H_{cc})}$$

Apoyándonos en la figura N° 3.13, las pérdidas de energía experimentadas por el flujo debido a la expansión brusca sufrida en su paso desde las bocas de descarga $Z'Z''$ y $S'S''$ hacia la cámara de separación y luego a la contracción brusca sufrida en su paso por ésta última hacia la boca de impulsión de la bomba, las evaluaremos de acuerdo a la ecuación (2.36):

$$\Delta H_{cc} = \frac{(C_4 - C_{cc})^2}{2 \times g} + k \frac{C_{II}^2}{2 \times g} \quad (m)$$

Por las características del proyecto obtenidas hasta el momento (dimensiones de la voluta y del conducto de aspiración de la bomba) mostradas en las figuras N° 3.13, 3.15 y 3.16 se puede esbozar que en la cámara de separación la máxima expansión del flujo ocurre a la altura de la descarga $Z'Z''$, donde la sección de flujo $ZZ'Z''$ tendrá la forma y dimensiones que se muestran en la figura N° 3.17. En ella se puede determinar el área A_{cc} (área gris)

$$A_{cc} = 0,03126446 \text{ m}^2$$

Suponiendo que el flujo es uniforme a través de esta sección, su velocidad promedio C_{cc} será:

$$C_{cc} = \frac{Q}{A_{cc}} = \frac{0,019}{0,03126446} \quad (m/s)$$

Luego: $C_{cc} = 0,608 \text{ m/s}$

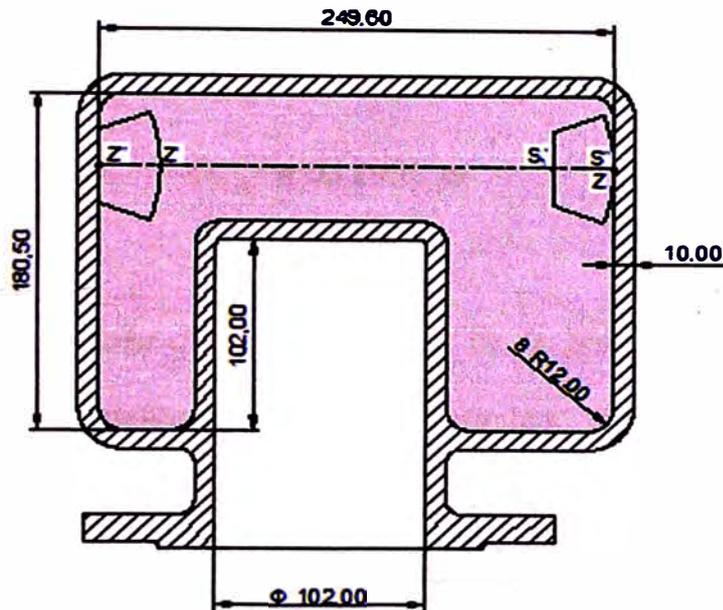


Figura 3.17 Vista de la sección de máxima expansión en la cámara de separación de aire: sección $Z''Z'S_1'S''$ (Cotas en mm).
Fuente: Elaboración propia.

Para determinar el segundo término de la ecuación (2.36), calcularemos el diámetro hidráulico D_{Hcc} de la sección de máxima expansión del flujo en la cámara de cebado ya indicada.

$$D_{Hcc} = \frac{4 \times A_{cc}}{P_{cc}}$$

Donde P_{cc} es el perímetro mojado de la sección en consideración.

Al igual que A_{cc} , de la figura N° 3.16 también se puede extraer P_{cc} :

$$P_{cc} = 1,0429884 \text{ m}$$

Por lo que el diámetro hidráulico D_{Hcc} será:

$$D_{Hcc} = \frac{4 \times 0,03126446}{1,0429884} \quad (m)$$

$$D_{Hcc} = 0,11990 \text{ m}$$

De otro lado, dado que en la succión de la bomba se ha estimado usar tubería de 4", en la descarga podríamos emplear tubería de 4" ó de 3", consideraremos tubería de 4" (D.I. 102,6 mm) a fin de evitar mayores pérdidas por estrechamiento brusco, por lo tanto dado que el caudal Q es 0,019 m³/s entonces la velocidad de descarga C_{II} de la bomba será 2,325 m/s.

Evaluando la relación de diámetros en este tramo de estrechamiento:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{D_{Hcc}}{D_{II}} = \frac{0,11990}{0,102} = 1,1755$$

Evaluamos el coeficiente k con esta relación de diámetros mediante la relación (2.36):

$$k = 0,5 \times \left(1 - \frac{1}{(D_1 / D_2)^2} \right) = 0,5 \times \left(1 - \frac{1}{1,1755^2} \right)$$

Resultando: $k = 0,1382$

Finalmente, reemplazando todos los valores hallados en la ecuación (2.36) hallaremos las pérdidas hidráulicas ΔH_{cc} experimentadas por el flujo en su paso a través de la cámara de separación de aire:

$$\Delta H_{cc} = \frac{(6,800 - 0,608)^2}{2 \times 9,81} + 0,1382 \times \frac{2,325^2}{2 \times 9,81} = 1,96 + 0,04 \text{ (m)}$$

$$\Delta H_{cc} = 2 \text{ m}$$

Valor que concuerda con el asumido en la expresión (3.5), además se puede concluir que en la cámara de cebado las pérdidas originadas por expansión brusca representan el 98% ($= 1,96 / 2,00 \times 100\%$) mientras que las originadas por contracción brusca representarán el 2% restante.

Regresando a la expresión (3.2) con los valores calculados $H=20 \text{ m}$, $\Delta H=0$ y $\Delta H_{cc}=2 \text{ m}$ hallaremos el valor de la altura neta de la bomba autocebante H_n :

De:
$$H = H_n + \Delta H + \Delta H_{cc} \text{ (m)}$$

Entonces:
$$H_n = H - \Delta H - \Delta H_{cc} = 20 - 0 - 2 \text{ (m)}$$

Resultando:
$$H_n = 18 \text{ m}$$

3.5 Diseño de la carcaza.

La carcaza constituirá la pieza armazón de la bomba y en su forma exterior asemejará una caja conteniendo en su interior al sistema difusor, así como el conducto de aspiración, además lleva incorporada la placa de desgaste, la cual cubre al lado abierto del impulsor.

El material a usar en la fabricación de la carcaza será hierro de grafito esférico, conocido como hierro nodular, con especificación ASTM A536 60-40-18, que tiene como características:

- Buena resistencia mecánica.
- Buena resistencia a la corrosión
- Resistencia para el moldeo
- Aptitud para el maquinado

3.5.1 Cálculo de la carcaza por resistencia mecánica.

En el cálculo hidráulico del difusor se ha considerado un espesor $s = 10$ mm para la pared de la voluta. Comprobaremos si es suficiente para la presión que soportará.

El espesor de recipientes convexos se puede calcular de acuerdo a:

$$s = x \times y \times \frac{D \times P}{200 \times \sigma_t} + z_1 \quad (3.47)$$

Donde:

s : Espesor de la pared (mm)

D : Mayor dimensión transversal en el pasaje (mm)

P : Presión en el pasaje (Kg/cm^2)

x : Factor de seguridad

y : Coeficiente que depende del perfil del pasaje

z_1 : Sobremedida que prevé inexactitudes de fabricación (mm)

σ_t : Esfuerzo admisible a la tracción del material (Kg/mm^2).

La presión en el pasaje P es la máxima presión que soportará la bomba, será considerada igual a la presión de prueba hidrostática a la que será probada la bomba, para nuestro caso consideraremos que será igual a 60 m. de columna de agua:

$$P = 60 \text{ m} = 60 \times 0,1 (\text{Kp} / \text{cm}^2) = 6 \text{ Kp} / \text{cm}^2$$

Además consideraremos:

$x = 4,5$ (factor de seguridad)

$y = 1,6$ para un perfil aproximadamente circular

$z_1 = 3 \text{ mm}$ (factor que prevé inexactitudes propias de la fundición).

$\sigma_t = 414 \text{ MPa} = 42,2 \text{ kg/mm}^2$, para fundición de hierro nodular

ASTM A536 60-40-18.

$D = 400 \text{ mm}$, en atención a las dimensiones obtenidas en el cálculo hidráulico de la voluta.

Operando con estos valores:

$$s = 4,5 \times 1,6 \times \frac{400 \times 6}{200 \times 42,2} + 3 \quad (\text{mm})$$

Resulta: $s = 5,04 \text{ mm}$

Es decir, $s = 10$ mm es un valor satisfactorio para las paredes exteriores de la carcasa que asemeja una caja rectangular de 430 mm x 248 mm x 173,6 mm; se considerará un espesor de 10 mm para obtener una buena colada en la fundición.

3.5.2 Selección del sello mecánico.

Para la selección del sello mecánico tendremos en cuenta básicamente los siguientes parámetros:

- Diámetro del eje del motor: 1".
- Características del fluido: Líquidos no agresivos tales como agua doméstica, de riego, minería y otros similares.
- Presión de trabajo: anteriormente, en 3.5.1 hemos asumido que la condición de máxima presión ocurrirá durante la prueba hidrostática en la que la presión llegará hasta los $6 \text{ Kp/cm}^2 = 0,588 \text{ MPa}$.
- Temperatura del fluido de trabajo: temperatura ambiente 20° C.
- Velocidad de rotación: Para un eje del motor de 1", consideraremos tentativamente un sello mecánico con un diámetro exterior de 2", entonces la velocidad del sello en su punto más exterior será:

$$\text{De: } V_t = \pi \times D_2 \times n / 60$$

$$\text{Entonces: } V_t = 3,1416 \times 0,0508 \times 2500 / 60 = 6,650 \text{ m/s}$$

Con estas consideraciones tomaremos un sello mecánico:

Marca y Tipo: **INNOVASEALS tipo 121**

Diámetro eje: 1”

Diámetro exterior: 1,594”

Presión de trabajo: Hasta 1,6 Mpa.

Temperatura: Desde -40° C hasta 205° C

Velocidad: Hasta 15 m/s

CAPÍTULO IV

COSTOS

En este capítulo procedemos a la determinación del costo total que conlleva la ingeniería de diseño de la bomba autocebante de la referencia. Con este propósito debemos tener en consideración todos los recursos empleados, tanto humanos como materiales, que básicamente son:

- Oficina, equipos y materiales.
- Consultoría.
- Personal.

Primeramente se especifican los requisitos necesarios para cada recurso y se establecen sus costos unitarios luego de lo cual puede evaluarse adecuadamente los costos parciales de cada uno de ellos. Finalmente se integran todos estos costos parciales determinándose de esta manera el Costo total de la Ingeniería de Diseño.

4.1 Costo de oficina, equipos y materiales.

Considerando el trabajo previo de investigación realizado, el tiempo total empleado hasta presentar los planos finales aprobados de la bomba fue de cuatro

(04) meses, periodo en el cual se emplearon los recursos materiales listados a continuación junto con sus costos unitarios:

- Uso de oficina de 4 x 6 m², amoblada, durante cuatro (04) meses a un costo de 240 US \$ / mes.
- Uso de tres (03) PC, equipadas con scanner e impresora con software Windows 2010, Autocad 2012, Antivirus y otros, a un costo unitario de 75 US \$ / mes.
- Utilería de escritorio incluyendo papel A4, papel A2 entre otros, por un valor total de 50 US \$.

4.2 Consultoría.

Con la finalidad de examinar las hipótesis planteadas en el proceso de cálculo se solicitó los servicios de un consultor especializado, esto es un profesional de la Ingeniería Mecánica con amplio dominio del tema de las Turbomáquinas, bajo el perfil y condiciones descritas a continuación:

- Consultor en Ingeniería Mecánica, con diez (10) o más años de experiencia en Diseño y fabricación de Turbomáquinas, quien revisó y validó el procedimiento de cálculo tras lo cual se procedió a enviar los planos para que elaboren los modelos necesarios para la fabricación de la bomba: en los cuatro (04) meses tomados el tiempo total que se requirió de sus servicios fue de treinta (30) horas, habiéndose fijado sus honorarios en 50 US \$ / hora.

4.3 Personal.

El personal necesario para materializar este trabajo está compuesto por un (01) ingeniero de diseño, una (01) secretaria y un (01) dibujante mecánico. Los requisitos, costos y condiciones pactados con cada uno de ellos son como se muestran a continuación:

- Ingeniero de diseño: un (01) ingeniero mecánico con experiencia de al menos (01) año en diseño y fabricación de bombas centrífugas, cuyos honorarios fueron fijados en 1000 US \$ / mes, durante cuatro (04) meses.
- Un (01) dibujante mecánico con dominio de Autocad 2012 encargado de plasmar en los planos las formas y dimensiones obtenidas en el cálculo, teniendo en cuenta que la fabricación de las partes de la bomba será por fundición y posterior mecanizado, sus honorarios fueron de 600 US \$ por el juego de planos.
- Una (01) secretaria, que se encargó de la oficina, logística y mecanografiar los documentos e informes, entre otros; el honorario que se le asignó fue de 450 US \$ / mes, durante los cuatro (04) meses.

4.4 Costo total.

El costo total por el diseño de la bomba centrífuga autocebante de las características mencionadas se obtiene sumando los costos parciales establecidos en los acápite anteriores y cuyo resumen se muestra en el cuadro N° 4.1 Resumen de Costos y Costo Total:

CUADRO N° 4.1 Resumen de Costos y Costo Total

Fuente: Elaboración propia.

Cant.	Und. de medida	Concepto	Tiempo	Costo Unitario	Sub total US \$	Porcentaje
1	Oficina	Alquiler oficina de 4 x 6 m ² , amoblada.	4 meses	240 US \$ / mes	960,00	9,79%
3	PC	Uso de PC, scanner e impresora con software Windows 2010, Autocad 2012 y otros.	4 meses	75 US \$ / mes	900,00	9,17%
1	Kit	Papel y otros útiles.	----	50 US \$ / kit	50,00	0,51%
1	Cons.	Consultor en Ingeniería Mecánica.	30 horas	50 US \$ / hora	1500,00	15,29%
1	Ing.	Ingeniero de Diseño.	4 meses	1000 US \$ / mes	4000,00	40,77%
1	Dib.	Dibujante Técnico.	1 mes	600 US \$ / mes	600,00	6,12%
1	Sec.	Secretaria.	4 meses	450 US \$ / mes	1800,00	18,35%

Costo Total US \$ 9810,00 100,00%

CONCLUSIONES

- El procedimiento de cálculo hidráulico de la bomba centrífuga autocebante, considerando una altura de pérdida de energía debido al paso del flujo a través de la cámara de cebado, basado en la técnica de iteración, permite el control de la altura neta en la descarga de la bomba.
- La eficiencia hidráulica de las bombas centrífugas autocebantes siempre será menor que la alcanzada por aquellas bombas de construcción convencional de similares características debido a las pérdidas de energía producidas en la cámara de cebado.
- El empleo de impulsores abiertos no implica menoscabo en el rendimiento de la bomba al emplearse un nivel adecuado de luz axial entre el borde lateral libre del impulsor y la pared de la carcasa, así para nuestro caso al emplear una luz axial de 0,78 mm. no se han visto afectados ni la eficiencia hidráulica ni la altura efectiva las cuales se han mantenido en los valores que alcanzarían con un impulsor cerrado similar.

BIBLIOGRAFÍA

Libros

1. PFLEIDERER CARL, “Bombas centrífugas y turbocompresores”, Editorial Labor S.A., Barcelona 1960.
2. LAZARKIEWICZ S. - TROKOLANSKI A., “Impeller Pumps”, Editorial Pergamon Press, Londres 1965
3. FUCHSLOCHER E. - SCHULZ H., “Bombas, funcionamiento, cálculo y construcción”, Editorial Labor S.A., Barcelona 1964.
4. CHURCH AUSTIN, “Bombas y máquinas soplantes centrífugas”, Editorial Reverté, Barcelona 1954.
5. KARASSIK I. - MESSINA J. - COOPER P., “Pump handbook” Third edition, Editorial Mc Graw-Hill, U.S.A. 2000.
6. STEPANOFF ALEXEI., “Centrifugal and axial flow Pumps”, Editorial J. Willey & Sons Inc, New York 1957.
7. TUZSON JOHN, “Centrifugal Pump design” Editorial J. Willey & Sons, Inc., New York 2000.
8. POTTER M. - WIGGERT D., “Mechanics of Fluids” S.I. Version, Fourth edition, Editorial Cengage Learning, Stamford - USA 2011
9. GÜLICH JOHANN, “Centrifugal pumps” Second edition, Editorial Springer, Londres 2010.

Manuales

1. HIDROSTAL, Catálogo I - Versión C Rev.10/09/12 Motobomba Autocebante, LIMA 2012
2. GOULDS PUMPS, Catálogo Goulds 3796 *i*-frame Self-Priming Process Pumps - Form B3796 6/08, USA 2008
3. BRIGGS & STRATTON, Catálogo Form MP – 2839SP – 9/03, USA 2003
4. INNOVASEALS, Catálogo General Sellos Mecánicos, México 2011

Información de Internet

1. THE CONSTRUCTOR, Blog, Artículo “Funcionamiento de las bombas centrífugas”. Disponible en:
<http://theconstructor.org/practical-guide/centrifugal-pump/2917/>

PLANOS

- V01: Ensamble General.
- V02: Despiece- Carcaza.
- V02A: Despiece- Carcaza.
- V03: Despiece- Otros elementos.

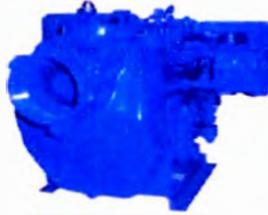
APENDICE

- **A1: Bombas Autocebantes HIDROSTAL, Características Técnicas.**
- **A2: Bombas Autocebantes GOULDS PUMPS, Características Técnicas.**
- **A3: Sellos Mecánicos INNOVA SEALS Tipo 121, Hoja Técnica.**
- **A4: Motores Estacionarios BRIGGS & STRATTON, Serie 243430**
- **A5: Fundición de Hierro Nodular ASTM A536, especificaciones técnicas**

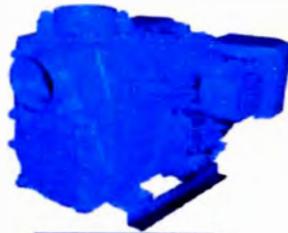
A1: Bombas Autocebantes HIDROSTAL, Características Técnicas.



C02C / C03CA



D04CA / D04CAL



D03C / D04C



D06C

MOTOBOMBA AUTOCEBANTE

DESCRIPCION GENERAL

La motobomba autocebante es un equipo de bombeo compacto y de gran versatilidad. Puede funcionar como equipo móvil o en lugares alejados de la red eléctrica. Tiene como gran ventaja el que no necesita cebado de la tubería de succión. Un mínimo de componentes, y una construcción simple y robusta garantizan un servicio eficiente y libre de mantenimiento.

DETALLES CONSTRUCTIVOS

Motor: De arranque manual, enfriado por aire, con tanque de combustible incorporado. Se ofrecen con motores a gasolina Briggs & Stratton seleccionados con un amplio factor de seguridad que permite la operación en cualquier punto de la curva de la bomba a nivel del mar, sin que resulte sobrecargado.

Caja: Fabricada en hierro fundido gris. Alternativamente, se suministran en bronce o acero inoxidable.

Impulsor: Tipo centrífugo. Fabricado en hierro fundido nodular, alternativamente se suministra en bronce y en acero inoxidable, diseñado para la máxima eficiencia de bombeo. Balanceado estática y dinámicamente para evitar vibraciones. Está montado sobre el eje del motor especialmente diseñado para esta aplicación, evitando vibraciones y asegurando un perfecto alineamiento.

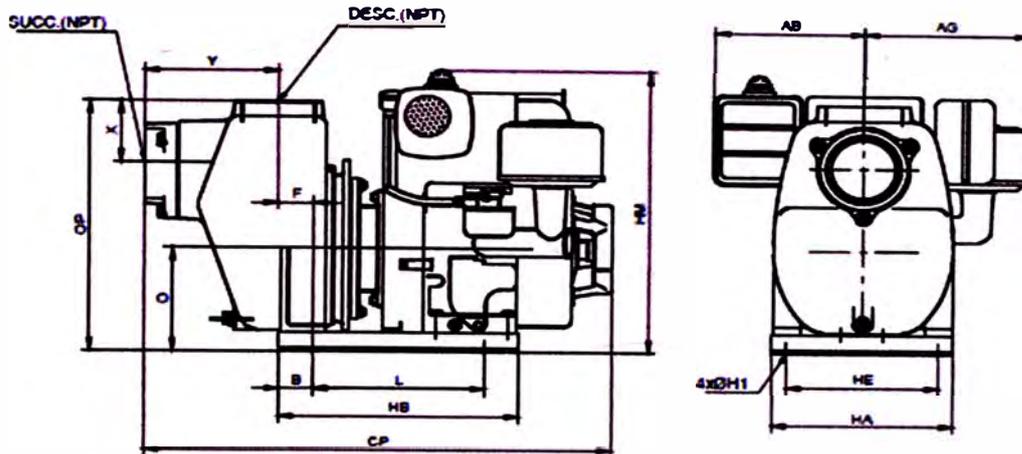
Sello Mecánico: Marca John Crane Tipo 6 para las motobombas con eje \varnothing 5/8" y Tipo 21 para las de eje \varnothing 1.1/8"; seleccionado para condiciones severas, de hasta 90°C y 75 PSI. No requiere ajuste ni mantenimiento.

Base: De acero laminado, incluida en todos los modelos.

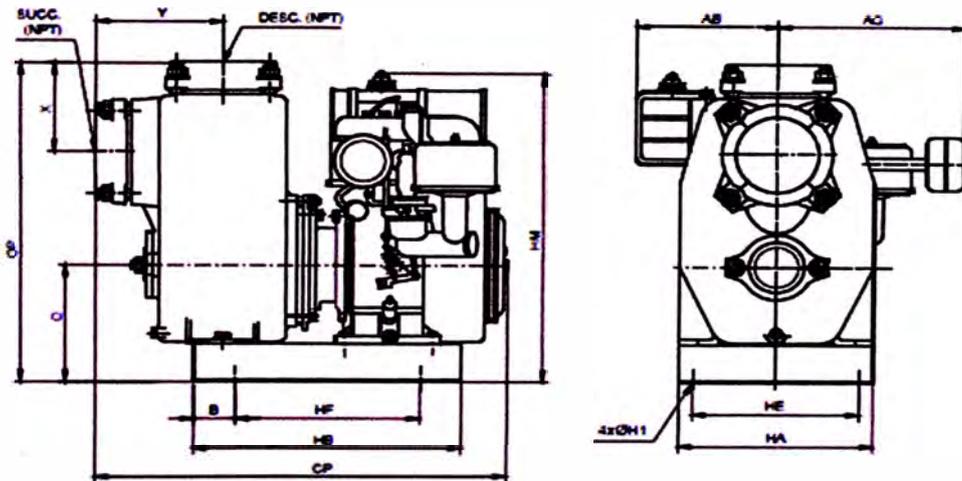
APLICACIONES

Agricultura. Riego por aspersión. Minería. Suministro de agua potable. Industria. Sistemas de enfriamiento. Bombeo en general donde no exista suministro eléctrico.

**TABLA DE MEDIDAS
D04CA / D04CAL**



D06C



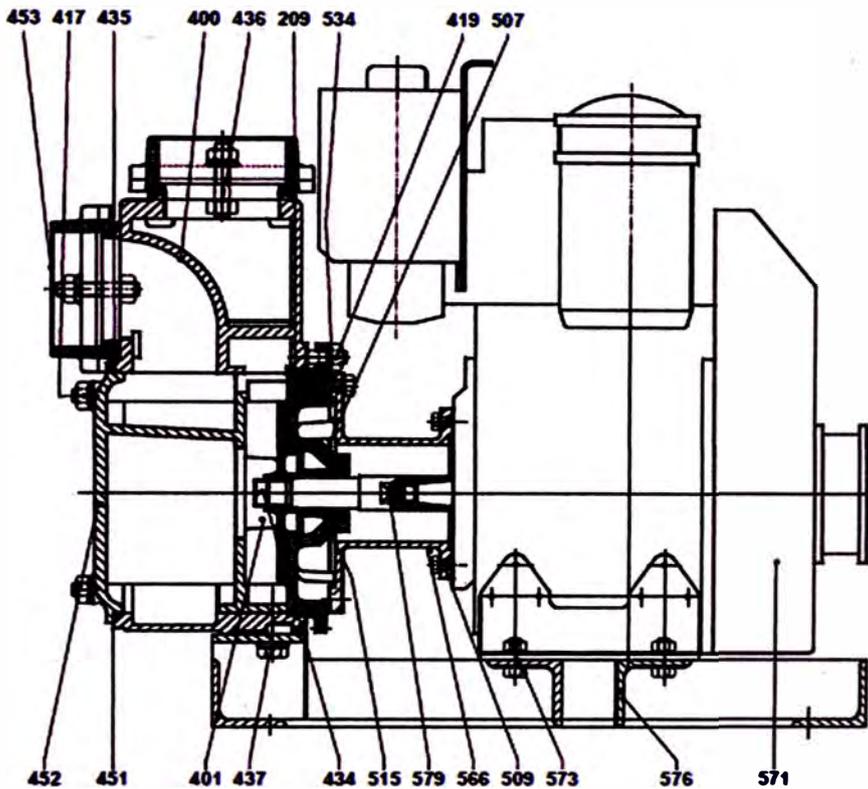
MODELO	SUCC.	DESC.	HA	B	OP	D	HE	F	AG	AB	HB	H1	HF	HM	CP	X	Y	PESO (kg)
D04CA-L-10G D04CA-10G	4"	4"	286	43	397	165	264	45	260	221	303	11	290	478	675	100	155	77
D06C-16G	6"	6"	350	75	632	232	276	22	386	234	480	14	295	610	735	170	220	147

MEDIDAS EN MM.

"Todas las especificaciones son las vigentes al momento de la emisión de las mismas. Como nuestro objetivo es "La mejora continua", entregaremos el producto especificado o mejorado.

COMPONENTES

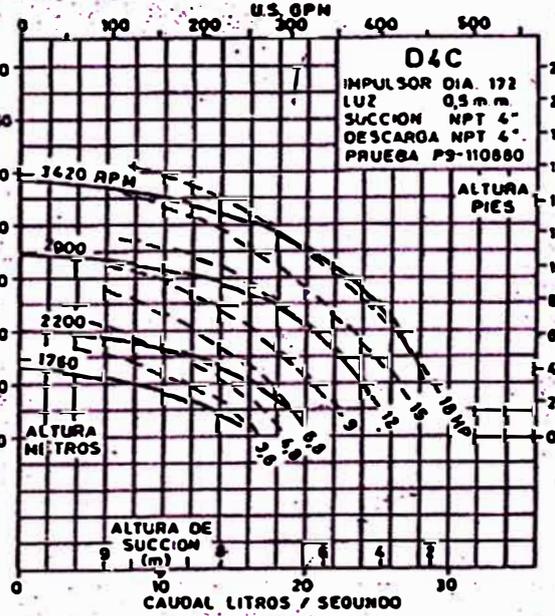
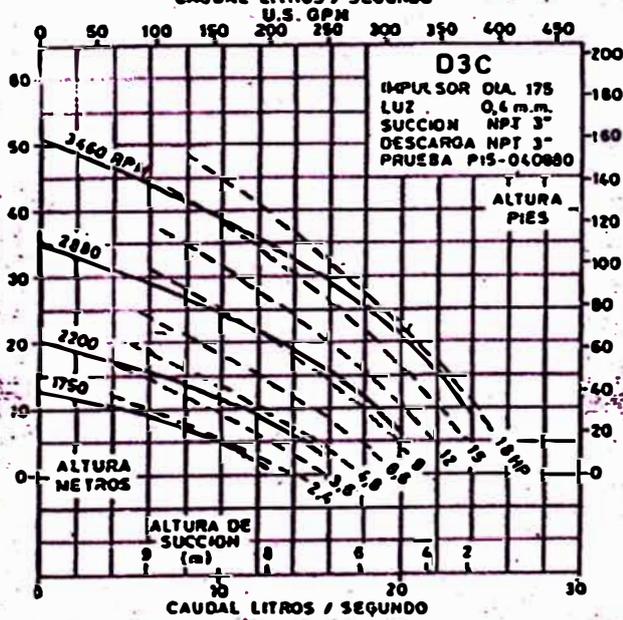
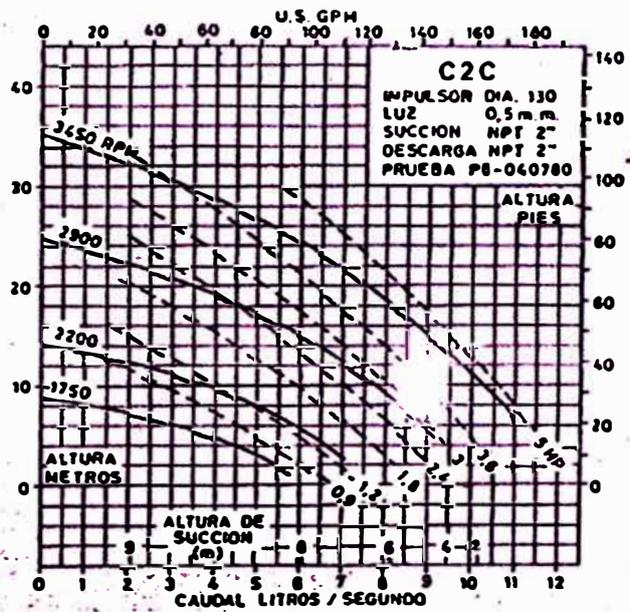
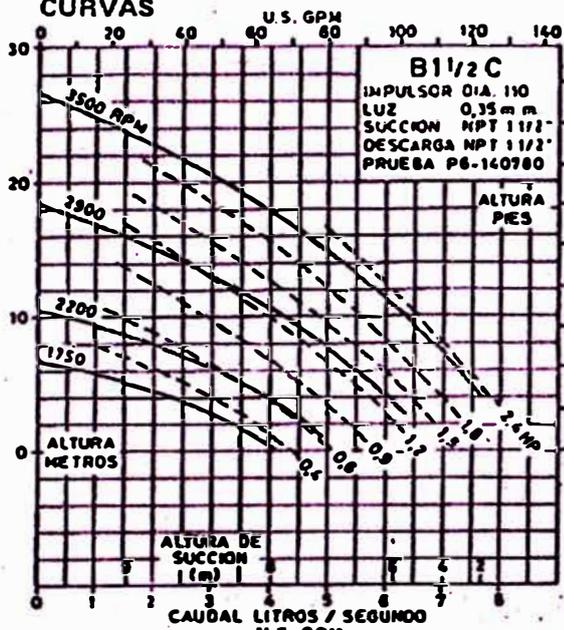
D03C / D04C



209	EMPAQUETADURA	453	BRIDA SUCCION/DESCARGA
400	CAJA	507	PIEZA INTERMEDIA
401	IMPULSOR	509	CONJUNTO DE FIJACION
417	CONJUNTO DE FIJACION	515	SELLO MECANICO
419	CONJUNTO DE FIJACION	534	CONJUNTO DE FIJACION
434	TAPON REGULADOR	566	LINTERNA
435	EMPAQUETADURA	571	MOTOR
436	CONJUNTO DE FIJACION	573	CONJUNTO DE FIJACION
437	CONJUNTO DE FIJACION	576	BASE
451	EMPAQUETADURA	579	EJE POSTIZO
452	TAPA GUARDADOR		

CURVAS DE OPERACION

CURVAS



A2: Bombas Autocebantes GOULDS PUMPS, Características Técnicas.



Goulds 3796 *i-FRAME*[™]

Self-Priming Process Pumps
with Patented Intelligent Monitoring



Engineered for life



Model 3796 ST1
(1x1½-6, 1½x1½-8)

Goulds Model 3796 process pump line is specifically designed to provide superior performance for self-priming services of the Chemical Process Industries.



Model 3796 AT1
(2x2-10, 3x3-10, 4x4-10, 3x3-13,
4x4-13, 6x6-13)

Goulds 3796

Self-Priming Process Pumps Designed for Total Range of Industry Services

- Capacities to 1250 GPM (284 m³/h)
- Heads to 430 feet (131 m)
- Temperatures to 500° F (260° C)
- Pressures to 375 PSIG (2586 kPa)
- Effective static lift to 20 feet (6 m)

Performance Features for Self-Priming Services

- **Extended Pump Life**
 - One-piece casing with integral priming and air separation (no external priming chamber or air separator required)
 - No suction check valve required
 - Rapid priming time
 - Positive retention of pumpage under siphon conditions
 - Self-purge of vapors
 - i-FRAME Power Ends
- **Ease of Maintenance**
 - Back pull-out design (one craft maintenance)
 - Parts interchangeable with Goulds Model 3196
 - External impeller adjustment
 - Easy retrofit
- **Safety**
 - ANSI B15.1 coupling guard
 - Ductile iron frame adapter
 - Fully serrated flanges

Services

Industrial sump	Mine dewatering
Chemical transfer	Blige water removal
Coal pile drainage	Tank car unloading
Filter systems	Petroleum transfer
Aircraft fueling	Column bottoms and reflux

Reliable Self-Priming Operation



Before any centrifugal pump will perform, it must first be primed; that is, air or gases expelled from the suction and impeller eye area, and replaced with liquid. This is no problem when the pump is submerged (submersible or vertical sump pumps) or when liquid supply is above the pump.

However, when suction pressure is negative, air must be evacuated to accomplish pump priming.

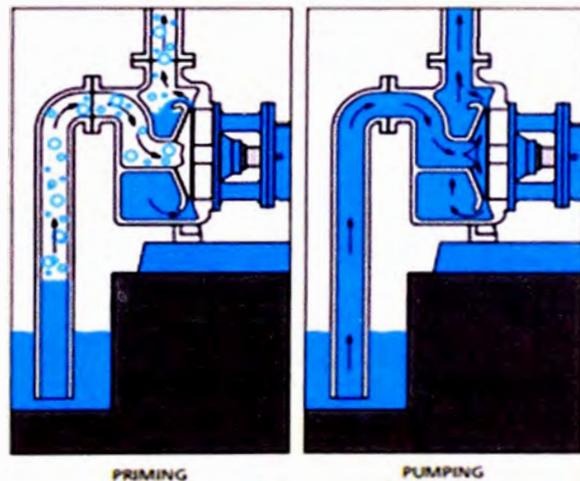
The 3796 is designed to insure that a sufficient quantity of liquid to reprime is always retained in the priming chamber, a compact, integral and completely functional self-priming pump.

The one-piece casing is designed with integral priming and air separation chambers. Priming is accomplished within the casing, eliminating the need for auxiliary priming systems.

Priming and Air Separation Accomplished Within Casing

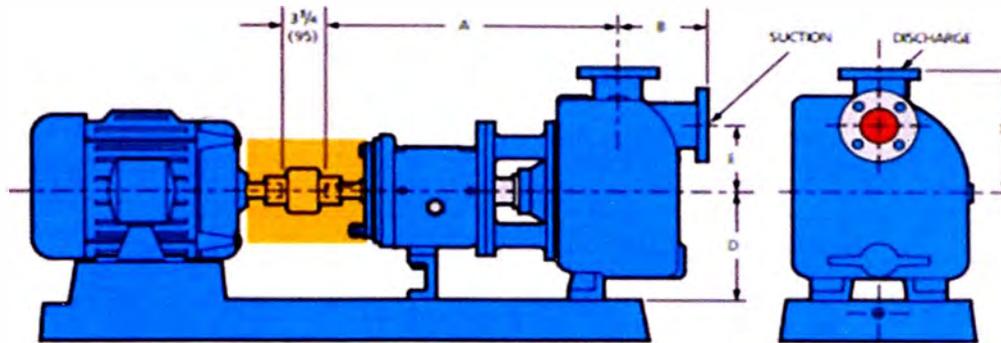
Dual volute design primes suction with only an initial charge of liquid in the casing. During priming cycle, the lower volute functions as an intake while upper volute discharges liquid and entrained air into separation chamber. Air is separated and expelled through pump discharge while liquid recirculates into lower volute. Once air is completely removed from suction and liquid fills impeller eye, pump is fully primed, and functions as a conventional centrifugal pump with both volutes performing as discharges.

The casing is designed so that an adequate volume of liquid for repriming is always retained in pump even if liquid is allowed to drain back to source of supply from discharge and suction.



Dimensions Model 3796

All dimensions in inches and (mm). Not to be used for construction.



DIMENSIONS									
Group	Pump Size	Discharge	Suction	A	B	C	E	X	Base Pump Weight Lbs. (kg)
S71	1x1 1/2-6	1	1 1/2	15 1/2 (394)	5 (127)	7 1/2 (191)	4 (102)	7 1/2 (184)	170 (77)
	1 1/2x1 1/2-8	1 1/2	1 1/2					7 1/2 (200)	
MT1	2x2-10	2	2	21 1/2 (552)	6 1/2 (165)	10 (254)	6 (152)	10 (254)	270 (123)
	3x3-10	3	3	22 1/2 (575)	6 1/2 (171)				315 (143)
	4x4-10	4	4	23 1/2 (594)	9 1/2 (233)				370 (168)
	3x3-13	3	3	22 1/2 (575)	6 1/2 (171)	14 (356)	8 (203)	11 1/2 (292)	400 (182)
	4x4-13	4	4	23 1/2 (594)	9 1/2 (233)			470 (214)	
	6x6-13	6	6	15 1/2 (387)	10 (254)			690 (314)	

Baseplate Mounting Options

Goulds offers a complete range of mounting systems to meet plant reliability requirements, and to make alignment and maintenance easier.



CAMBER TOP CAST IRON
Rigid and corrosion resistant, it is preferred by many plants.

Member of



CHEMBASE PLUS™
Polymer concrete construction provides exceptional rigidity & corrosion resistance. ANSI 1991 dimensional.



FABRICATED STEEL
Economic baseplate that meets ANSI/ASME B73.1 M current edition dimensional requirements.



ENHANCED FEATURE FABRICATED STEEL
Upgraded ANSI baseplate designed to maximize pump operation life and ease installation by meeting API-minded chemical pump users toughest requirements.

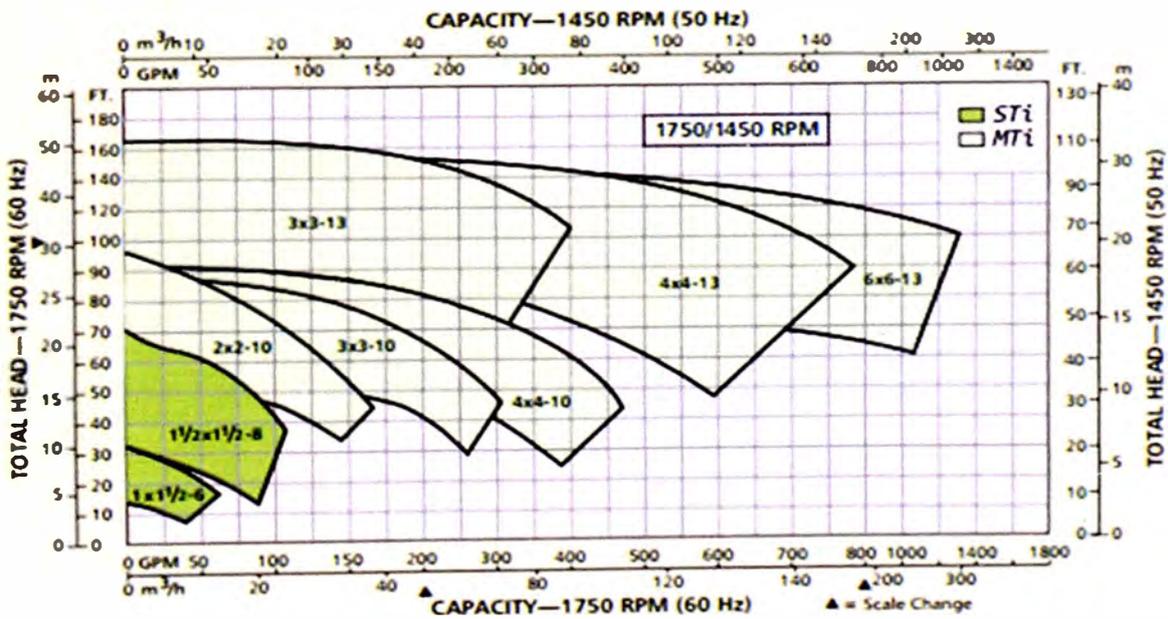
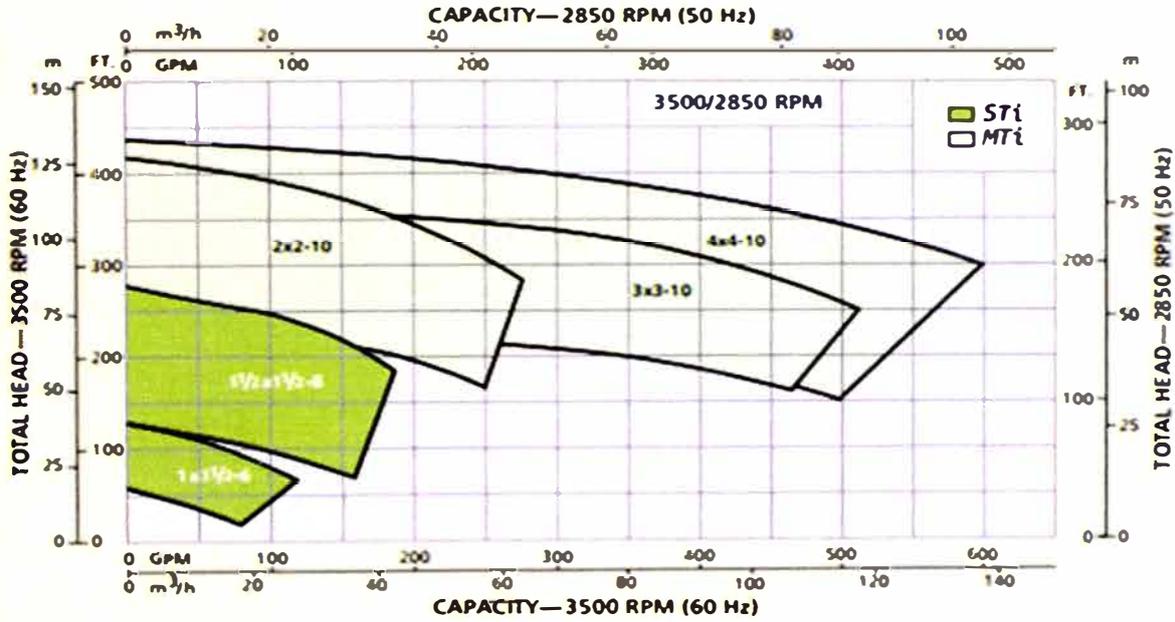
Visit our Web site at www.gouldspumps.com



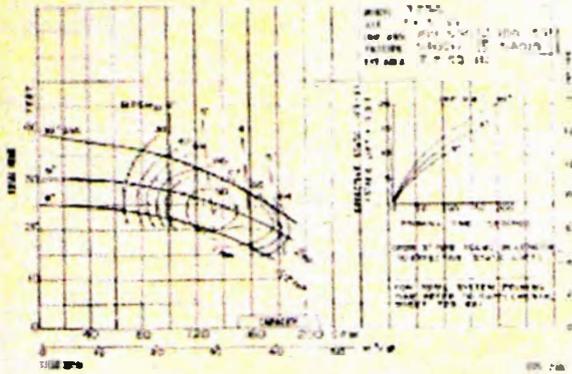
Form B3796 6/08

© 2008 Goulds Pumps, Incorporated
A subsidiary of ITT Corporation

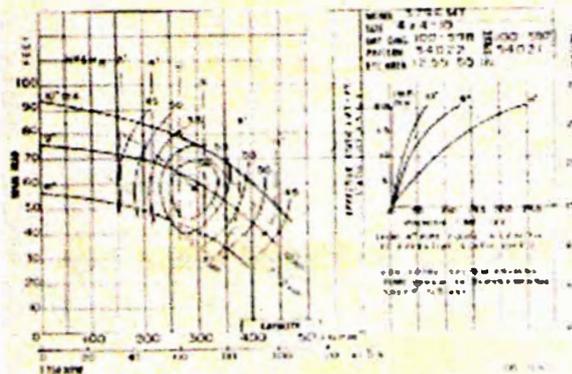
Hydraulic Coverage



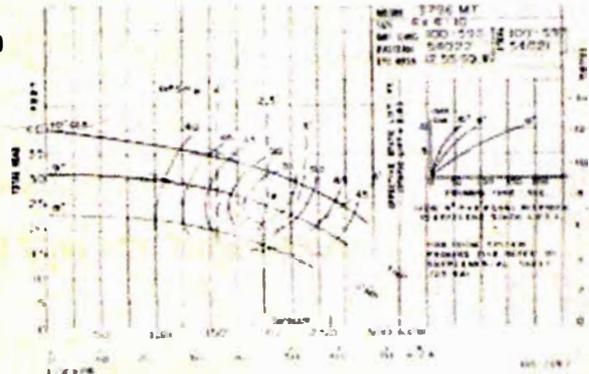
Performance Curves Model 3796



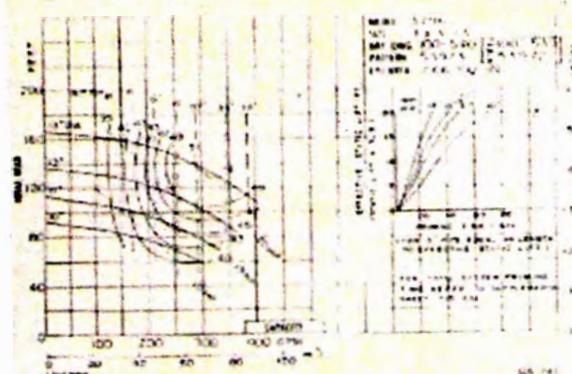
MT
3 x 3 10



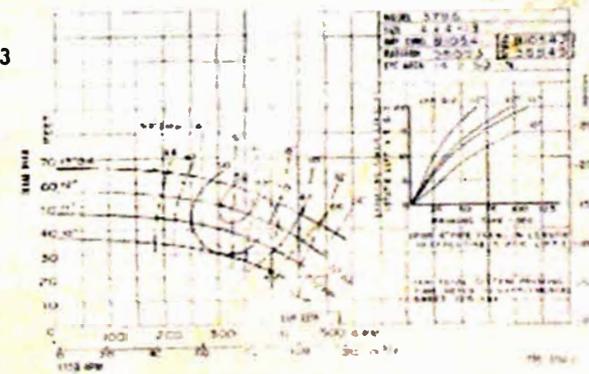
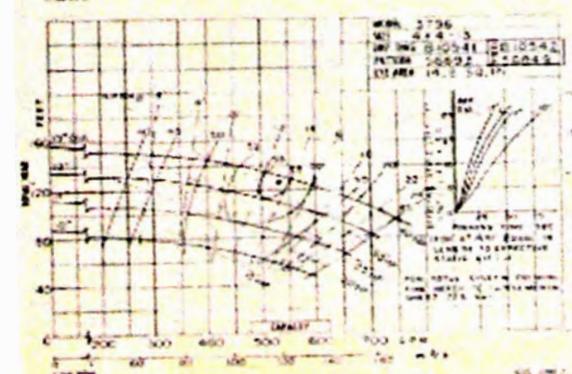
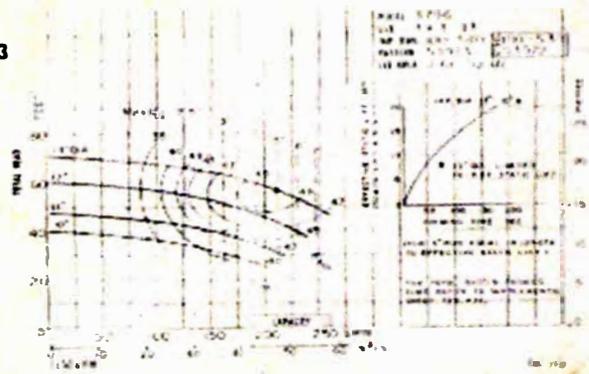
MT
4 x 4 10



MT
3 x 3 13



MT
4 x 4 13



A3: Sellos Mecánicos INNOVA SEALS Tipo 121, Hoja Técnica.



Tipo 121

PARAMETROS

PRESION: 16 MPa
 TEMPERATURA: -40 - 205 °C
 VELOCIDAD: 15m/s

MATERIALES

METALES: SS 304 SS 316 SS 316Ti

CARAS: Rotativa: carbon grafita (alta resistencia)
 carburo de silicio, carburo de tungsteno
 Asiento: ceramica, Ni-resin, carburo de
 silicio, carburo de tungsteno

ELASTOMEROS: Viton, neopreno, etileno propileno
buna

SELLOS SECUNDARIOS: Neopreno, xton, buna
Etileno propileno

(dependiendo del elastomero)

Marcas registradas: Haskelo y Haysas / Viton-DuPont / Kalrez-
 DuPont / AFLAS - ASHVA / Chemraz - GreenWood

CARACTERISTICAS

- Sello sencillo
- No balanceado
- Resorte sencillo
- Bi-direccional
- Fuelle de elastomero
- Equivalente a John Crane Tipo 21



TIPO 121
 Equivalente a JOHN CRANE tipo 21

MEDIDAS

d	D	D1	L	L1
12	21.7	23.0	23.9	6.6
14	23.9	25.0	26.4	6.6
16	26.7	27.0	26.4	6.6
18	30.4	33.0	27.5	10.0
20	33.4	35.0	27.5	10.0
22	35.4	37.0	27.5	10.0
24	39.0	39.0	30.0	10.0
25	39.3	41.0	31.0	10.0
28	42.0	43.0	32.5	10.0
30	44.0	45.0	32.5	10.0
32	45.8	48.0	32.5	10.0
33	45.8	44.0	32.5	10.0
35	49.0	50.0	34.0	11.0
38	52.0	54.0	34.0	11.0
40	55.0	58.0	34.0	11.0

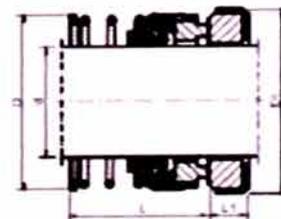
d	D	D1	L	L1
43	58.8	61.0	34.0	11.0
45	61.0	63.0	34.0	11.0
48	64.0	66.0	34.0	11.0
50	66.0	70.0	34.5	13.0
55	71.7	75.0	34.5	13.0
58	76.4	78.0	35.5	13.0
60	78.4	80.0	36.5	13.0
63	81.5	83.0	36.5	13.0
66	84.3	85.0	36.5	13.0
68	85.7	90.0	37.2	15.3
70	89.7	92.0	37.2	15.3
75	96.8	97.0	44.7	15.3
80	104.0	105.0	44.3	15.7
85	109.0	110.0	44.3	15.7

Dimensiones en mm

MEDIDAS

d	D	D1	L	L1	D1	L	L1
0.375	0.812	0.875	0.812	0.284	0.950	1.000	0.344
0.500	0.937	1.000	0.937	0.312	1.094	1.000	0.344
0.625	1.062	1.250	0.875	0.406	1.218	1.000	0.406
0.750	1.187	1.375	0.875	0.406	1.344	1.000	0.406
0.875	1.312	1.500	0.937	0.406	1.468	1.000	0.406
1.000	1.437	1.625	1.000	0.437	1.594	1.000	0.437
1.125	1.562	1.750	1.062	0.437	1.720	1.250	0.450
1.250	1.687	1.875	1.062	0.437	1.846	1.250	0.450
1.375	1.812	2.000	1.125	0.437	1.972	1.250	0.450
1.500	1.937	2.125	1.125	0.437	2.098	1.250	0.450
1.625	2.062	2.250	1.187	0.500	2.224	1.250	0.450
1.750	2.187	2.500	1.187	0.500	2.350	1.615	0.450
1.875	2.312	2.625	1.300	0.500	2.476	1.615	0.450
2.000	2.437	2.750	1.300	0.500	2.602	1.615	0.531
2.125	2.562	3.000	1.365	0.562	2.728	1.615	0.531
2.250	2.687	3.125	1.465	0.562	2.854	1.615	0.531
2.375	2.812	3.250	1.512	0.562	2.980	1.615	0.531
2.500	2.937	3.375	1.512	0.562	3.106	1.615	0.531
2.625	3.062	3.375	1.537	0.625	3.232	1.907	0.625
2.750	3.187	3.500	1.537	0.625	3.358	1.907	0.625
2.875	3.312	3.750	1.562	0.625	3.484	2.062	0.625
3.000	3.437	3.675	1.562	0.625	3.610	2.062	0.625

DIMENSIONES
 DE
 INSTALACION



A4: Motores Estacionarios BRIGGS & STRATTON, Serie 243430

A5: Fundición de Hierro Nodular ASTM A536, especificaciones técnicas.



Designation: A 536 - 84 (Reapproved 1999)¹

Standard Specification for Ductile Iron Castings¹

This standard is used under the label designation A 536, the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript number (2) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

¹ ~~Notes~~ Keywords were added editorially in October 1999.

1. Scope

1.1 This specification covers castings made of ductile iron, also known as spheroidal or nodular iron, that is described as cast iron with the graphite substantially spheroidal in shape and normally free of other forms of graphite, as defined in Definition A 644.

1.2 The values stated in each-pound units are to be regarded as the standard.

1.3 No precise quantitative relationship can be stated between the properties of the iron in various locations of the same casting or between the properties of castings and those of a test specimen cast from the same iron (see Appendix X1).

2. Referenced Documents²

2.1 ASTM Standards:

A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing

of Steel Products³

A 644 Terminology Relating to Iron Castings⁴

A 732/A 732M Specification for Castings, Investment,

Carbon and Low-Alloy Steel for General Application, and

Cobalt Alloy for High Strength at Elevated Temperature⁵

E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials⁶

2.2 Military Standard:

MIL-STD-129 Marking for Shipment and Storage⁷

3. Ordering Information

3.1 Order for material to this specification shall include the following information:

3.1.1 ASTM designation.

3.1.2 Grade of ductile iron required (see Table 1, and Sections 4 and 9).

¹ This specification is under the jurisdiction of the ASTM Committee A-4 on Castings and is the direct responsibility of Subcommittee A04.02 on Nodular and Ductile Iron Castings.

Current edition approved June 13, 1984. Published December 1984. Originally published as A 536 - 67T. Last previous edition A 536 - 80.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.03

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.01

⁵ Available from Steel Industry Document Order Desk, Bldg. 4, Section D, 700 Lakeside Ave., Philadelphia, PA 19111-3994. Also NP0005.

3.1.3 Special properties, if required (see Section 7).

3.1.4 If a different number of samples are required (see Section 10).

3.1.5 Certification, if required (see Section 14), and

3.1.6 Special preparation for delivery, if required (see Section 15).

4. Tensile Requirements

4.1 The iron represented by the test specimens shall conform to the requirements as to tensile properties presented in Table 1 and Table 2. The iron listed in Table 1 covers those in general use while those listed in Table 2 are used for special applications (such as: paper, forgings, etc.).

4.2 The yield strength shall be determined at 0.2% offset by the offset method (see Test Method E 8). Other methods may be used by mutual consent of the manufacturer and purchaser.

5. Heat Treatment

5.1 The 60-40-18 grade will normally require a full ferriticizing anneal. The 120-90-02 and the 100-70-03 grades generally require a quench and temper or a normalize and temper, or an isothermal heat treatment. The other two grades can be heat treated as-cast or by heat treatment. Ductile iron that is heat treated by quenching to martensite and tempering may have substantially lower fatigue strength than as-cast material of the same hardness.

6. Test Coupons

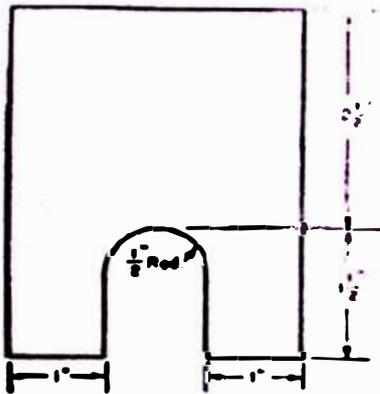
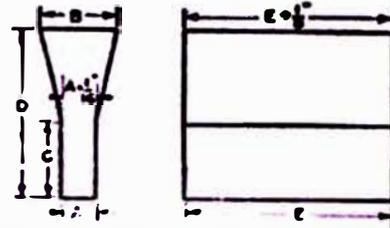
6.1 The separate cast test coupons from which the tension test specimens are machined shall be cast to the size and shape shown in Fig. 1 or Fig. 2. A modified keel block cast from the mold shown in Fig. 3 may be substituted for the 1-in. Y-block or the 1-in. keel block. The test coupons shall be cast in open molds; made of suitable core sand having a minimum wall thickness of 1 1/2 in. (38-mm) for the 1-in. (25.5 mm) and 1-in. (25-mm) sizes; and 3-in. (75-mm) for the 3-in. size. The coupons shall be left in the mold until they have cooled to a black color (approximately 900°F (482°C) or less). The size of coupon cast to represent the casting shall be at the option of the purchaser. In case no option is expressed, the manufacturer shall make the choice.

TABLE 1 Tensile Requirements

	Grade 60-40-18	Grade 65-45-12	Grade 80-55-05	Grade 100-70-03	Grade 120-90-02
Tensile strength, min, psi	60 000	65 000	80 000	100 000	120 000
Tensile strength, min, MPa	414	448	552	689	827
Yield strength, min, psi	40 000	45 000	55 000	70 000	90 000
Yield strength, min, MPa	276	310	379	483	621
Elongation in 2 in. or 50 mm, min, %	18	12	6.0	3.0	2.0

TABLE 2 Tensile Requirements for Special Applications

	Grade 60-42-10	Grade 70-50-05	Grade 80-60-03
Tensile strength, min, psi	60 000	70 000	80 000
Tensile strength, min, MPa	415	485	545
Yield strength, min, psi	42 000	50 000	60 000
Yield strength, min, MPa	290	345	415
Elongation in 2 in. or 50 mm, min, %	10	5	3



Metric Equivalents			
in.	mm	in.	mm
1/8	12.7	1 1/4	31.8
1	25.4	2 1/4	63.5

Note—The length of the keel block shall be 6 in. (152 mm)
FIG. 1 Keel Block for Test Coupons

6.2 When investment castings are made to this specification, the manufacturer may use test specimens cast to size incorporated in the mold with the castings, or separately cast to size using the same type of mold and the same thermal conditions that are used to produce the castings. These test specimens shall be made to the dimensions shown in Fig. 1 of Specification A 732 or Figs. 5 and 6 of Methods and Definitions A 370.

6.3 The manufacturer may use separately cast test coupons or test specimens cut from castings when castings made to this specification are nodularized or uncrucled in the mold. Separately cast test coupons shall have a chemistry that is representative of castings produced from the ladle poured and a cooling rate equivalent to that obtained with the test mold shown in Figs. 1 and 2, Figs. 4-6, or Appendix X2. The size (cooling rate) of the coupon chosen to represent the casting

Y-Block Size

Dimensions	For Castings of Thickness Less Than 1/4 in. (13 mm)		For Castings of Thickness 1/4 in. (13 mm) to 1 1/4 in. (38 mm)		For Castings of Thickness of 1 1/4 in. (38 mm) and Over	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm
A	1/4	13	1	25	3	75
B	1 1/4	40	2 1/4	54	5	125
C	2	50	3	75	4	100
D	4	100	6	150	8	200
E	7	175	7	175	7	175
	approx	approx	approx	approx	approx	approx

FIG. 2 Y-Blocks for Test Coupons

should be decided by the purchaser. If test coupon size is not specified, the manufacturer shall make the choice. When test bars will be cut from castings, test bar location shall be agreed on by the purchaser and manufacturer and indicated on the casting drawing. The manufacturer shall maintain sufficient controls and control documentation to assure the purchaser that properties determined from test coupons or test bars are representative of castings shipped.

6.4 The test coupons shall be poured from the same ladle or heat as the casting they represent.

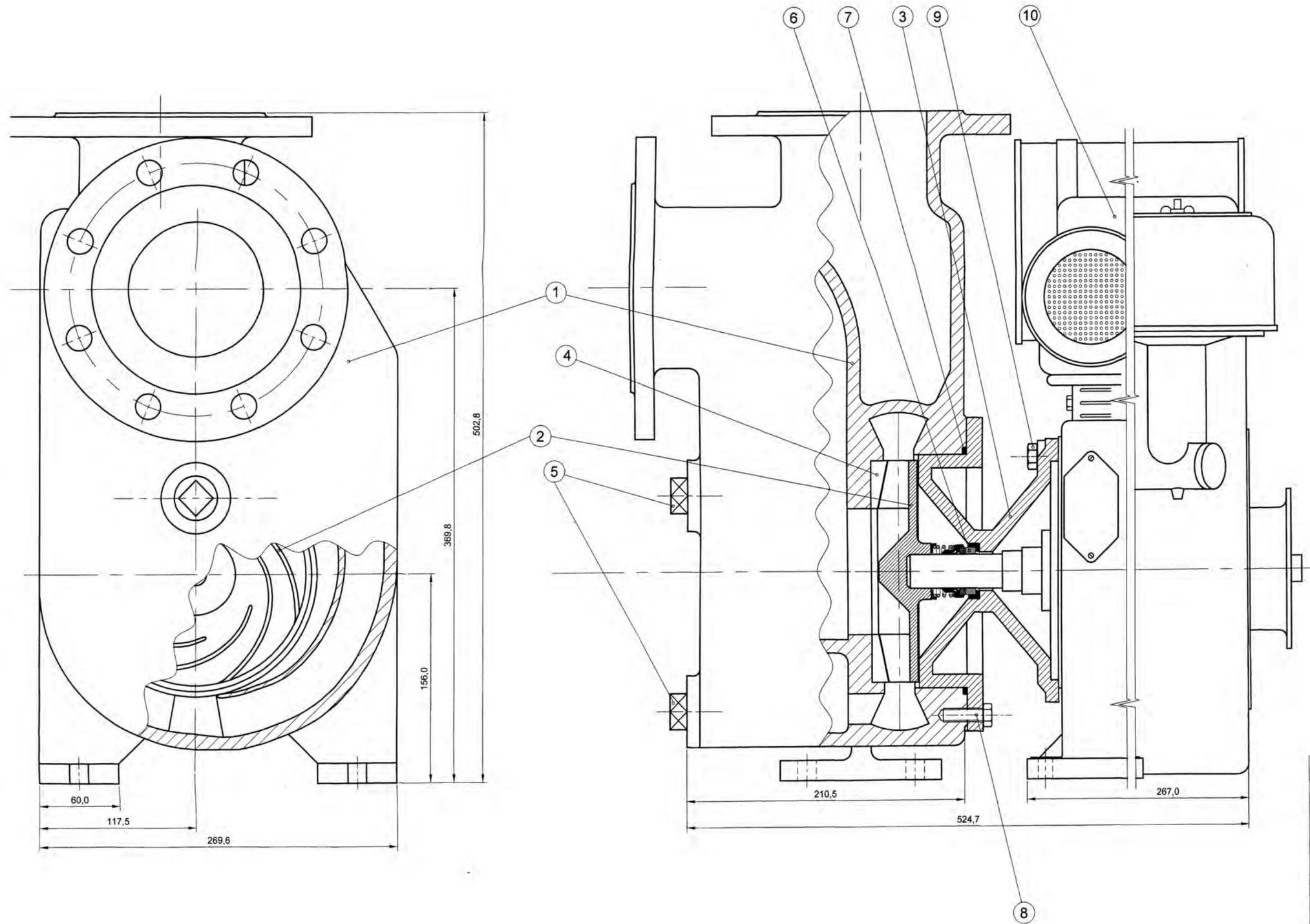
6.5 Test coupons shall be subjected to the same thermal treatment as the casting they represent.

7. Special Requirements

7.1 When specified in the contract or purchase order, castings shall meet special requirements as to hardness, chemical composition, microstructure, pressure tightness, radiographic soundness, magnetic particle inspection dimensions, and surface finish.

8. Workmanship, Finish, and Appearance

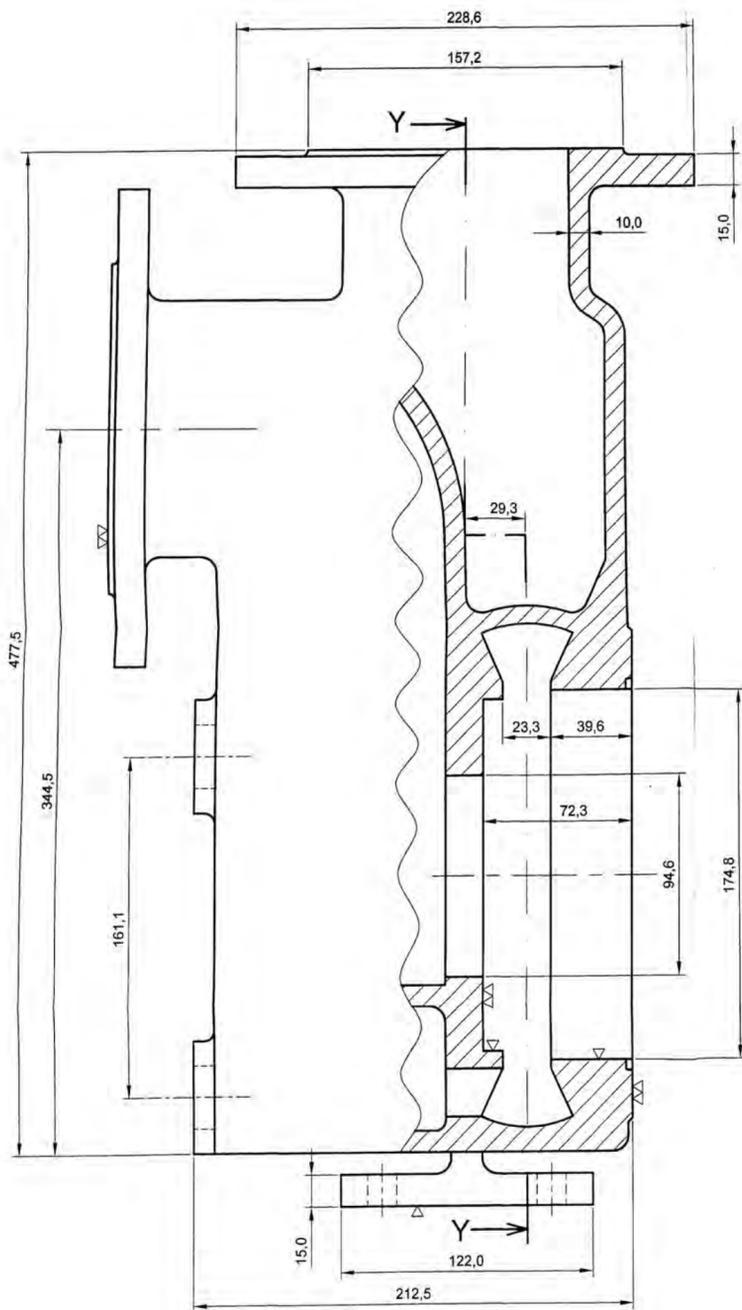
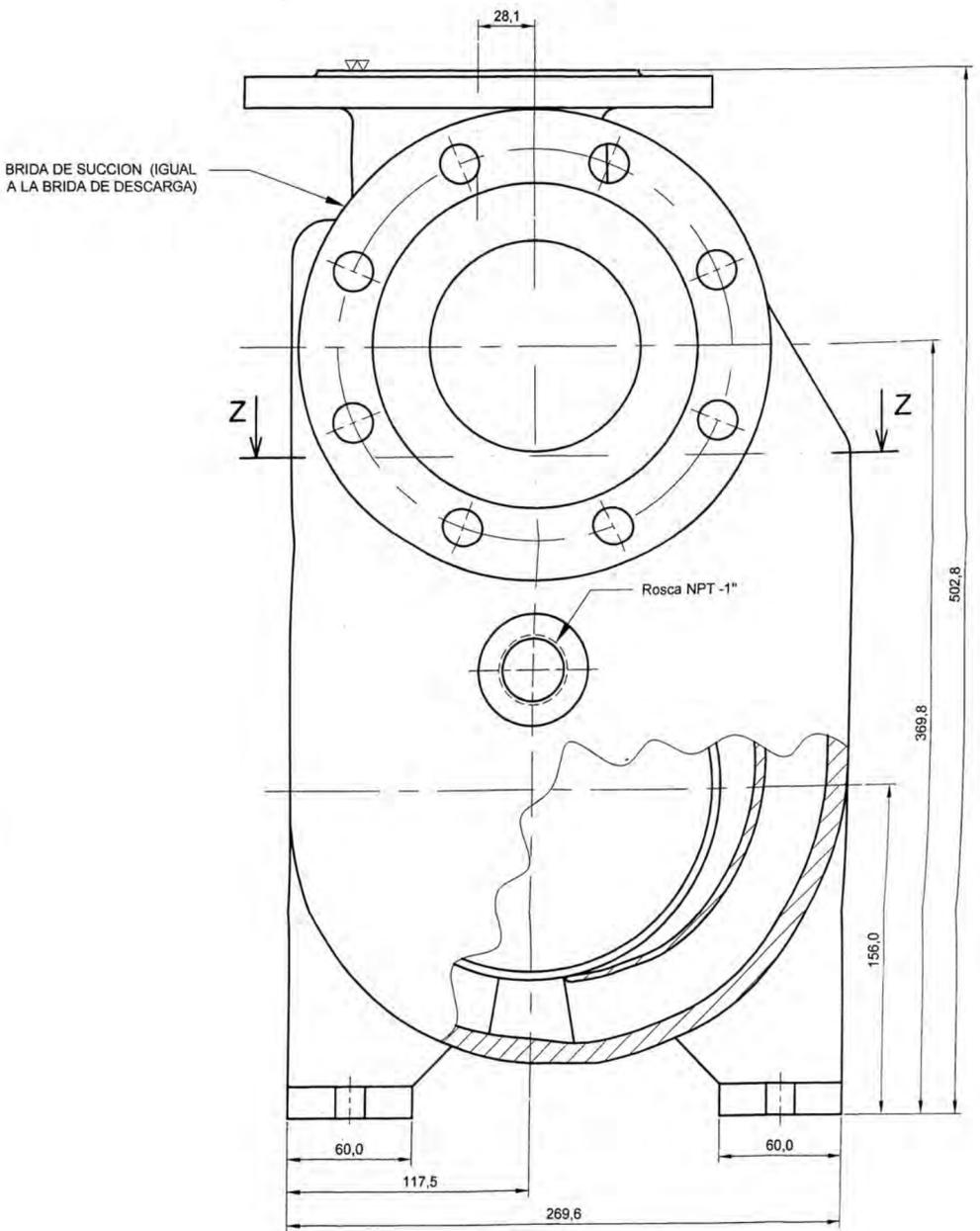
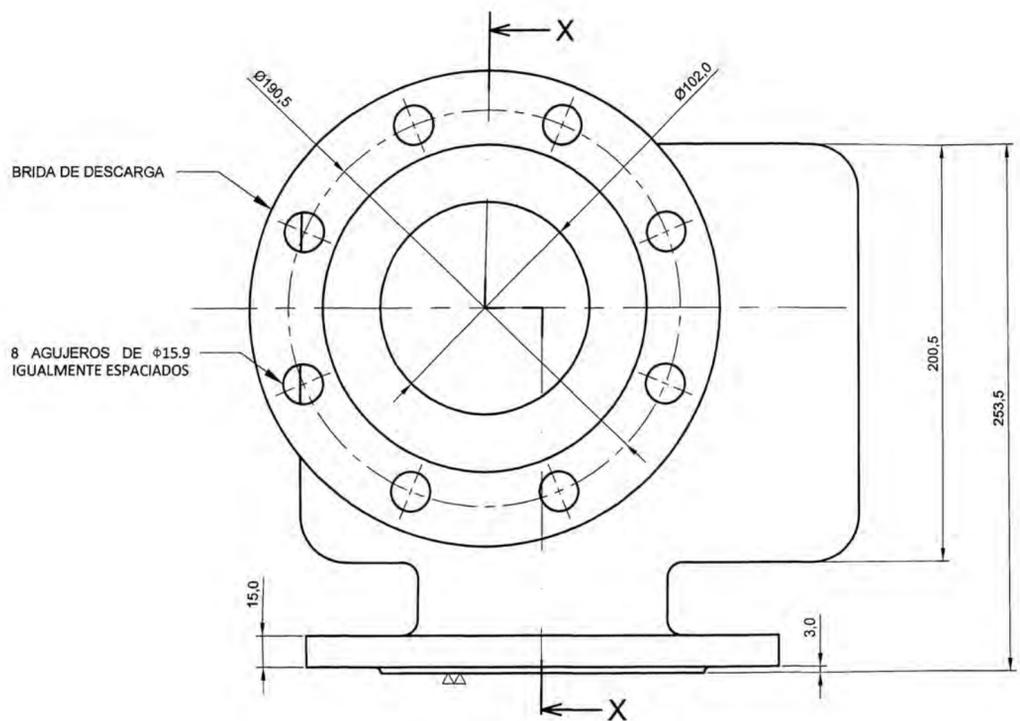
8.1 The casting shall be smooth, free of injurious defects, and shall conform substantially to the dimensions of the drawing or pattern supplied by the purchaser.



10	1	MOTOR A GASOLINA	BRIGGS STRATTON SERIE 243430 10 HP
9	4	TORN.CAB.HEX. SOPORTE	7/16 - 14 NC 3 - 1"
8	8	TORN.CAB.HEX. TAPA CRCZ.	M10x1 Acero Comercial Gr 2 Long. 30 mm
7	1	O'RING	PARKER N°2 - 261
6	1	SELLO MECANICO	INNOVA SEAL TIPO 121 - EJE DE 1"
5	2	TAPON MACHO NPT-1"	HIERRO MALEABLE ASTM A-197
4	1	PLACA DE DESGASTE	HIERRO FUND. NODULAR A536 60-40-18
3	1	SOPORTE DEL MOTOR	HIERRO FUND. NODULAR A536 60-40-18
2	1	IMPULSOR	HIERRO FUND. NODULAR A536 60-40-18
1	1	CARCAZA	HIERRO FUND. NODULAR A536 60-40-18
N°	CANT.	DESIGNACION	MATERIAL Y/O ESPECIF.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

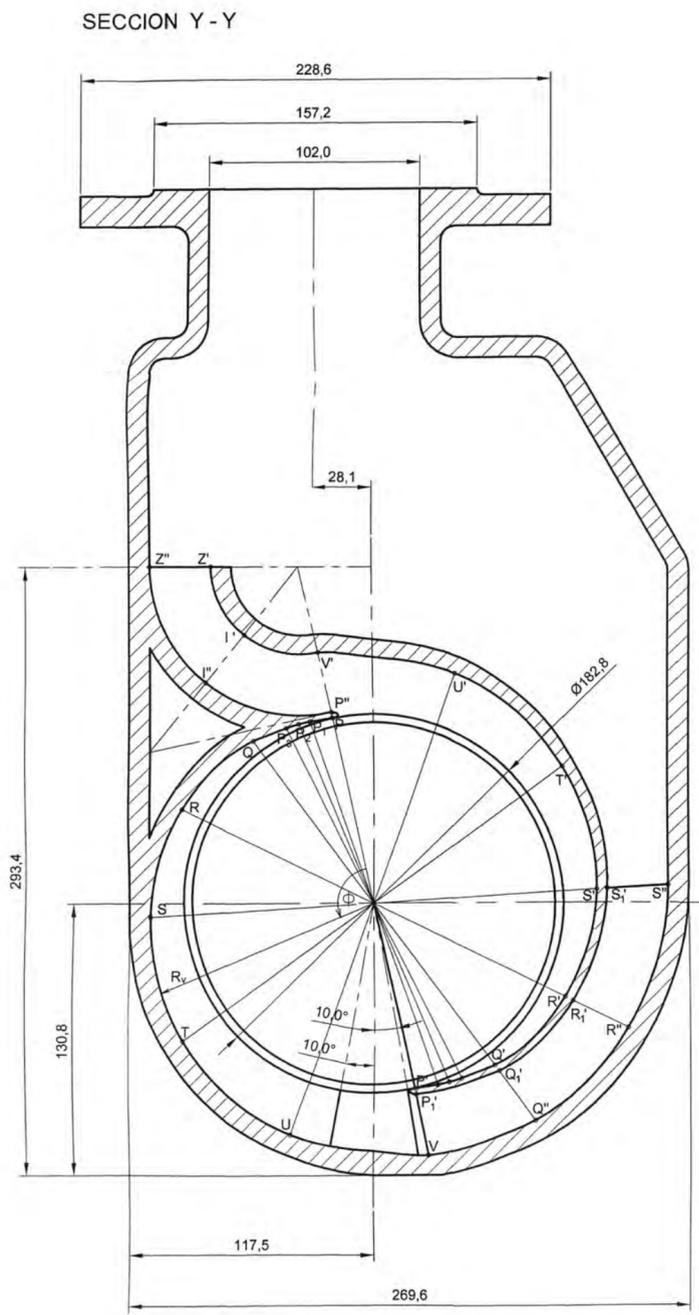
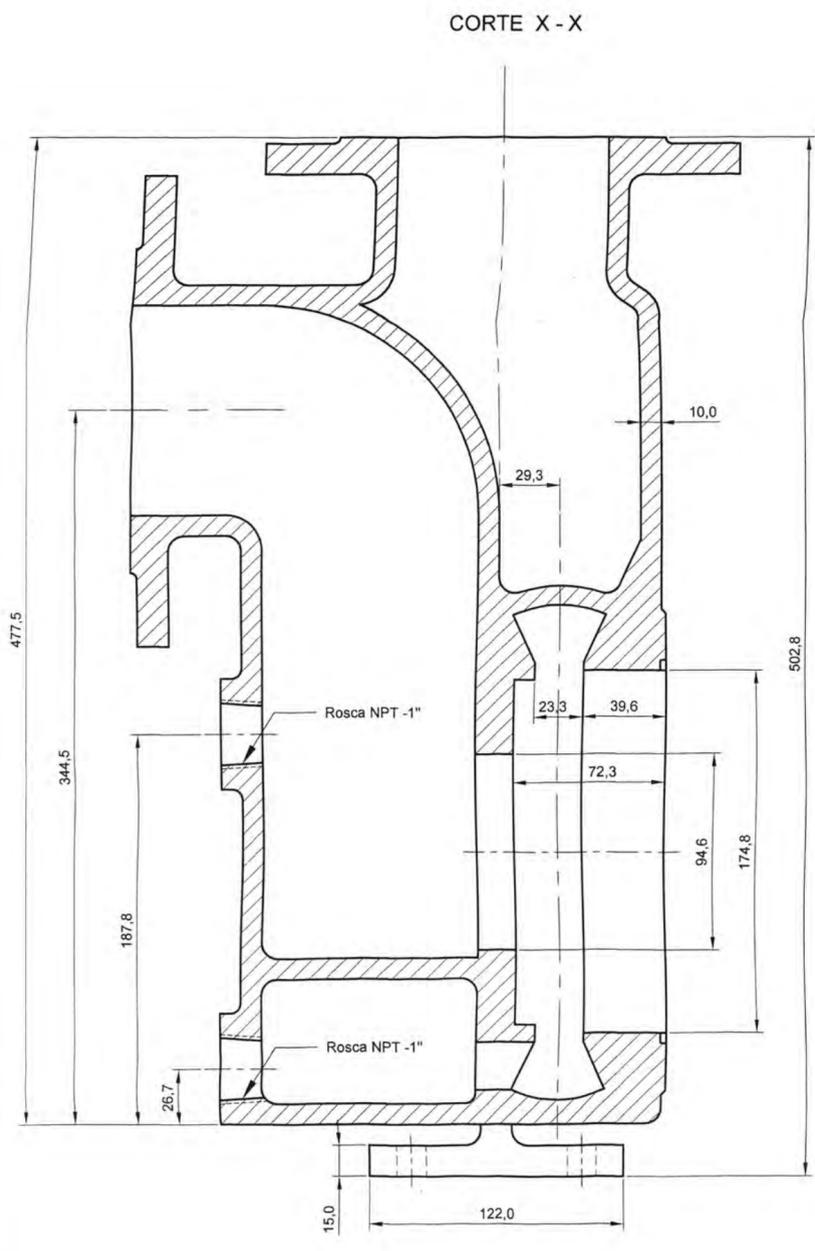
Plano N°	Título		Escala:
V01	BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE ENSAMBLE GENERAL		1 : 2,5
Fecha	Diseñado por	Dibujado por	Revisado por
11-08-2013	MARTÍN RÍOS CAUTI	MARTÍN RÍOS CAUTI	H.P.E.



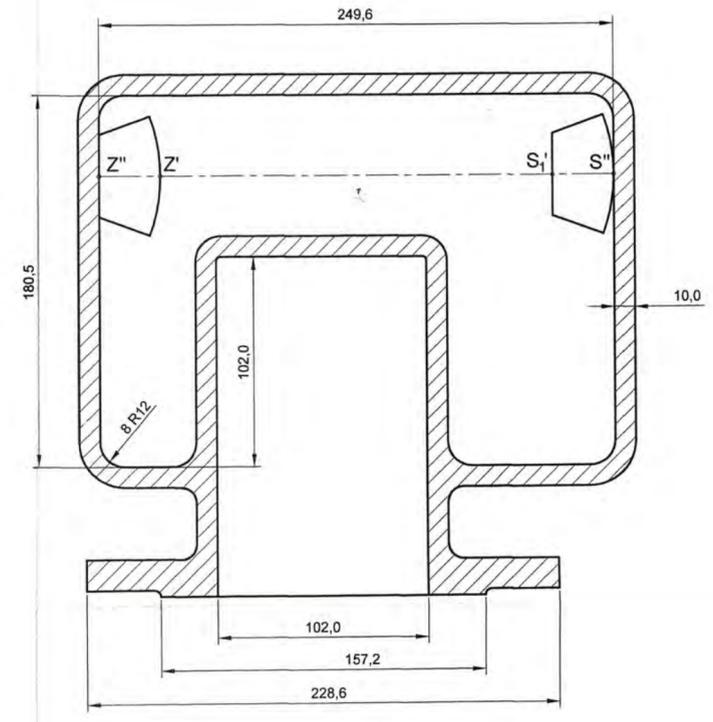
1 CARCAZA
Escala: 1 : 2.5

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA			
Plano N°	Título		Escala:
V02	BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE DESPIECE		1 : 2,5
Fecha	Diseñado por	Dibujado por	Revisado por
11-08-2013	MARTÍN RÍOS CAUTI	MARTÍN RÍOS CAUTI	H.P.E.

1 CARCAZA
Escala: 1:2

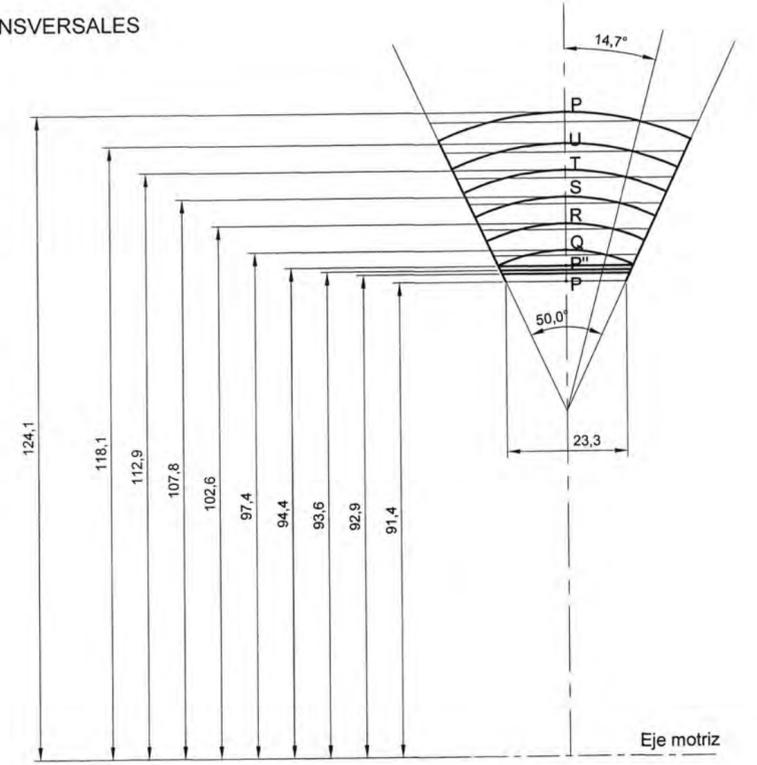


SECCION Z - Z
Escala 1:2,5



VOLUTA: SECCIONES TRANSVERSALES
Escala 1:1

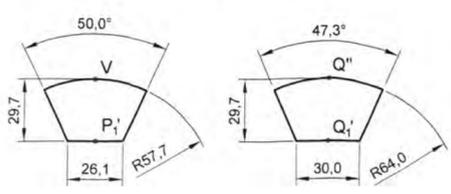
Punto	ϕ (°)	R_V (mm)
P (P')	0,00	91,4
P ₁	6,93	92,9
P ₂	10,27	93,6
P ₃	14,15	94,4
Q (Q')	24,21	97,4
R (R')	51,38	102,6
S (S')	81,23	107,8
T (T')	113,51	112,9
U (U')	148,01	118,1
V (V')	180,00	124,1
P ₁ ' (P'')	180,00	94,4



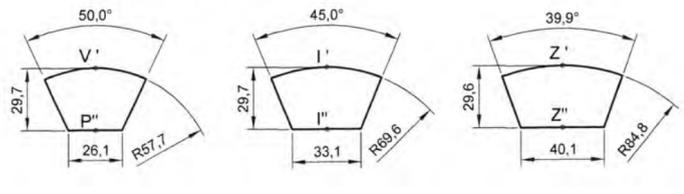
Escala 1:1

CONDUCTOS P₁'V - S₁'S'' y P''V' - Z''Z'
Escala 1:2,5

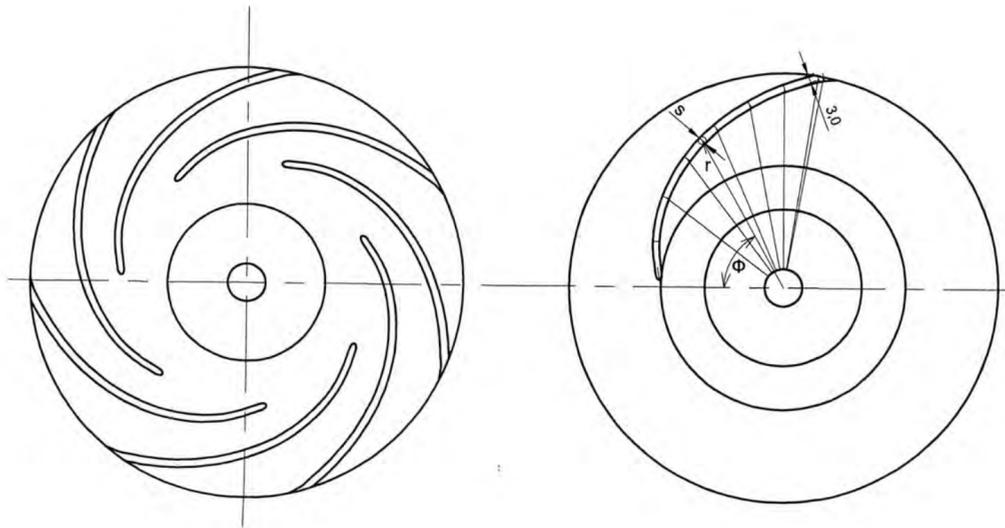
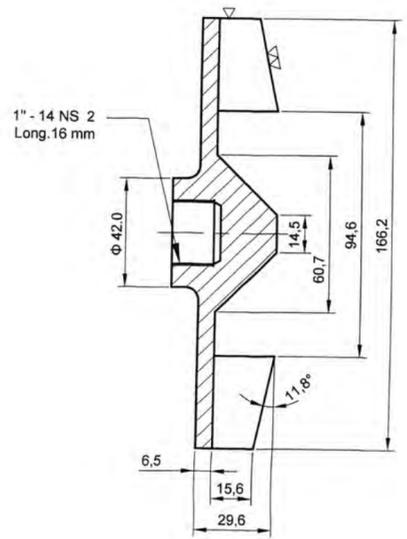
Secciones P₁'V, Q₁'Q'', R₁'R'' y S₁'S''



Secciones P''V', I'' y Z''Z'



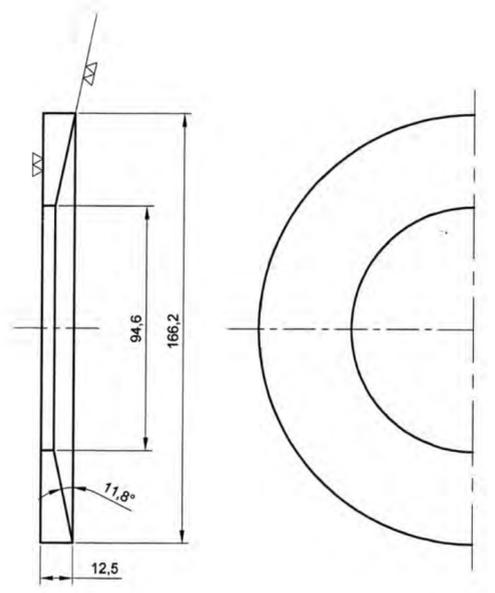
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA			
Plano N°	Título		Escala:
V02 A	BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE DESPIECE		INDICADA
Fecha	Diseñado por	Dibujado por	Revisado por
11-08-2013	MARTÍN RÍOS CAUTI	MARTÍN RÍOS CAUTI	H.P.E.



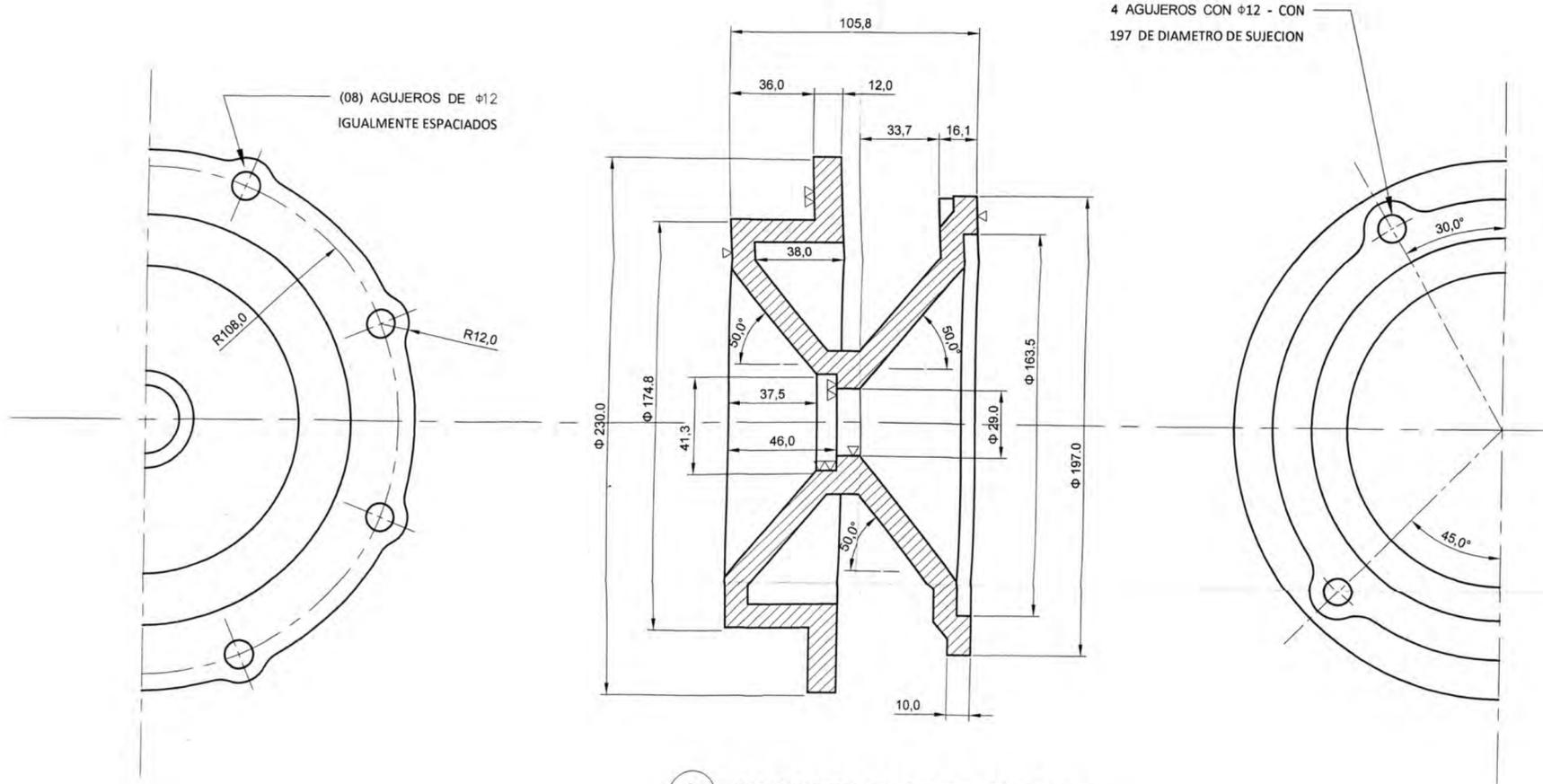
TRAZADO DE LOS ALABES

r (m)	ϕ (°)	s (mm)
0.0473	0,0	2.4
0.0523	19,6	2,6
0.0573	37,1	2,8
0.0623	52,8	3,0
0.0673	66,6	3,0
0.0723	78,9	3,0
0.0773	89,6	3,0
0.0823	98,7	3,0
0.0831	100,0	3,0

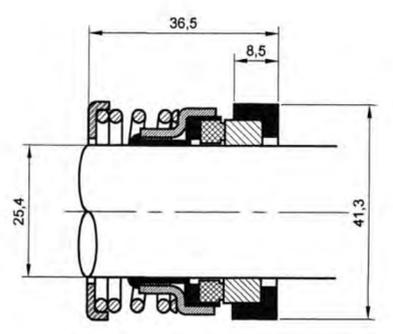
2 IMPULSOR
Escala: 1:2



4 PLACA DE DESGASTE
Escala: 1:2



3 SOPORTE PARA EL MOTOR
Escala: 1:2



6 SELLO MECANICO
Escala: 1:1

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA			
Plano N°	Título		Escala:
V03	BOMBA CENTRÍFUGA AUTOCEBANTE DESPIECE		Indicada
Fecha	Diseñado por	Dibujado por	Revisado por
11-08-2013	MARTÍN RÍOS CAUTI	MARTÍN RÍOS CAUTI	H.P.E.