

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**INCREMENTO DE LA VELOCIDAD DE NAVEGACIÓN
DE UNA LANCHA DE 16.4 M DE ESLORA**

INFORME DE SUFICIENCIA

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

JORGE LUIS VALENCIA CHIPANA

PROMOCIÓN 2009 - I

LIMA - PERÚ

2013

TABLA DE CONTENIDOS

INTRODUCCIÓN	2
1.1 ANTECEDENTES	2
1.2 OBJETIVO GENERAL	3
1.3 OBJETIVO ESPECÍFICO	4
ESTUDIO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO ORIGINAL	5
2.1 TEORÍA DE RESISTENCIA AL AVANCE.....	5
2.2 CASCO DE SEMIPLANEO Y PLANEO	10
2.3 RESISTENCIA AL AVANCE EN CASCOS DE SEMIPLANEO.....	12
2.4 MÉTODOS DE PREDICCIÓN DE RESISTENCIA EN CASCOS DE ALTAS VELOCIDADES	16
2.4.1. Serie de casco de planeo.....	17
2.4.2. Ecuaciones prismáticas	19
2.4.3. Métodos Numéricos.....	20
2.5. MÉTODO DE SAVITSKY PARA LA ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA (CASO GENERAL)	21
2.6 MÉTODO DE SAVITSKY PARA LA ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA (CASO SIMPLIFICADO) (Savitsky, 1964)	26
2.7 MODELADO Y ESTUDIO HIDROSTÁTICO DEL CASCO ORIGINAL	29
2.8 ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA AL AVANCE EN SOFTWARE.....	31
2.8.1 Consideraciones para la utilización de software	31
2.8.2 Validación del tipo de casco para utilización de Savitsky	32
2.8.3 Análisis del modelo del casco original en el software.....	34

2.9	ENSAYO DE REMOLQUE EN CANAL DE PRUEBAS – CASCO ACTUAL	
	36	
2.9.1	Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 1	36
2.9.2	Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 2	40
2.9.3	Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 3	42
2.9.4	Gráfica: Potencia efectiva vs. Velocidad	44
2.10	COMPARACIÓN DE RESULTADOS, SOFTWARE VS. CANAL	45
2.11	DATOS DE LA PRUEBA DE NAVEGACIÓN	46
	DISEÑO Y ANÁLISIS DE MODIFICACIONES HIDRODINÁMICAS	48
3.1	PRINCIPALES MÉTODOS PARA MEJORAR LA EFICIENCIA HIDRODINÁMICA EN BOTES DE PLANEAMIENTO	48
3.2	PRINCIPALES PARÁMETROS DE LA GEOMETRÍA DEL CASCO	49
3.3	MODIFICACIÓN DE LÍNEAS DE FORMA DE ACUERDO A LOS PARÁMETROS	50
3.4	MODELADO DE CASCO MODIFICADO	51
	ESTUDIO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO MODIFICADO	52
4.1	ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO MODIFICADO	52
4.2	COMPARACIÓN DE CURVAS BHP VS. VELOCIDAD ANTES Y DESPUÉS DE LA MODIFICACIÓN	54
	OTRAS CONSIDERACIONES PARA MEJORAR LA VELOCIDAD	55
5.1	INSTALACIÓN DE FLAPS DE POPA	55
5.2	MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LOS MOTORES	57
	ESTRUCTURA DE LA MODIFICACIÓN Y CONSIDERACIONES DE TRIMADO	59
6.1.	ESTRUCTURA DE LA MODIFICACIÓN DE PROA Y ESTIMACIÓN DE PESOS	59
6.2.	ESTUDIO DE FLOTABILIDAD DE CASCO MODIFICADO	61
	CONCLUSIONES	62
	BIBLIOGRAFÍA	67

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Lancha Torcaza. Fuente propia.....	3
Figura 2. Esquema del comportamiento del flujo hidrodinámico alrededor de una carena típica.	6
Figura 3. Distribuciones típicas de presión sobre una línea de corriente del casco (estación 10 en proa y 0 en popa).	8
Figura 4. Distintos regímenes de operación de un casco. Fuente (Cowles, 2013).....	11
Figura 5. Distintas formas de casco para cada régimen de operación. Fuente (Stapleton, 2005).....	12
Figura 6. Distribución de sustentación hidrodinámica e hidrostática. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000).....	13
Figura 7. Punto de estancamiento y fuerza normal hidrodinámica. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000).....	14
Figura 8. Diagrama de fuerzas en una placa plana que avanza rozando la superficie del agua. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000).....	16
Figura 9. Parámetros para la predicción de la resistencia al avance de un bote de planeo. Fuente (Larsson & Rolf, 2000).....	22
Figura 10. Gráfico $\Delta\lambda$ - β - τ . Fuente (Larsson & Rolf, 2000).....	24
Figura 11. Gráfica para condiciones de equilibrio cuando todas las fuerzas actúan a través del CG. Fuente: (Savitsky, 1964).....	27
Figura 12. Procedimiento computacional del rendimiento hidrodinámico para casco de planeo prismático. Fuente: (Savitsky, 1964).....	28
Figura 13. Líneas de forma de la lancha “Torcaza”. Ver Anexo1, Plano N° 01. Fuente propia.	29
Figura 14. Casco modelado de la lancha “Torcaza”. Fuente: propia	30
Figura 15. Secciones inmersas en Hidromax de lancha “Torcaza” El Anexo 1, Gráfica N° 1 y Tabla N°1 muestran las curvas hidrostáticas y los atributos hidrostáticos, respectivamente.	30
Figura 16. Resultados en Canal EHP vs. Velocidad. Ver anexo 2, gráfica N° 2.	44
Figura 17. Comparación de resultados: Canal vs. Hullspeed. Fuente: propia.....	46
Figura 18. EHP en la condición N°4. Ver anexo 2, gráfica N° 8.....	47
Figura 19. Parámetros geométricos de casco original. Fuente: propia	49

Figura 20. Parámetros geométricos de casco modificado.....	50
Figura 21. Líneas de forma modificadas Ver Anexo 1, Plano N° 02.....	51
Figura 22. Vista longitudinal de modelo original.....	51
Figura 23. Vista longitudinal de modelo modificado.....	51
Figura 24. Comparación de resultados: BHP vs. Velocidad.	54
Figura 25. Concepto de flap de popa.	55
Figura 26. Ubicación de flaps en popa.	56
Figura 27. Flaps en popa.	56
Figura 28. de enfriamiento por canaletas.	57
Figura 29. Sistema de enfriamiento por canaletas de acero.	57
Figura 30. Sistema de enfriamiento por tubos de cupro-niquel.....	58
Figura 31. Estructura de proa involucrada en la modificación.	59
Figura 32. Condición de flotación de casco modificado (Calado = 1.203m).	61

PRÓLOGO

En la introducción se expondrán los antecedentes acerca de la lancha en estudio y los objetivos del presente informe. Seguidamente en el capítulo *“Estudio de la resistencia al avance del casco original”* se expone los conceptos, teorías y método utilizados en el cálculo de resistencia al avance. Se seleccionará el método más adecuado y se analizará el casco en un software, los resultado serán comparados con la experiencia de laboratorio (ensayo de remolque).

En el capítulo *“Diseño y análisis de modificaciones de carácter hidrodinámico”* se detallan los parámetros de la geometría del casco original y el modificado, de acuerdo a estos criterios se modificarán las líneas de forma y se modelará el casco en software especializado para Ingeniería Naval. Posteriormente, en el capítulo *“Estudio de la resistencia al avance del casco modificado”* se analizará en el software la resistencia al avance del casco modificado y se comparará el incremento de velocidad debido a la modificación de la proa. Por último e igual de importantes, los capítulos *“Otras consideraciones para mejorar la velocidad”* y *“Estructura de la modificación y consideraciones de trimado”* se mencionarán otros criterios utilizados para reducir la resistencia al avance y aumentar la velocidad de la nave sin modificar los elementos de propulsión; se estimará el peso adicional por la modificación estructural de la proa, hallando también el desplazamiento total de la lancha modificada y el calado de flotación.

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

En la primera etapa del diseño de una embarcación, es necesario prestar atención a la forma del casco, la cual depende mucho de la velocidad requerida. Sin embargo la velocidad definitiva depende fundamentalmente del peso de la nave y de la potencia del motor. La relación que existe entre la forma del casco, la velocidad de navegación y el desplazamiento de la nave es mucho más significativa en las formas de los cascos de pre-planeo y planeo que en cascos de tipo convencional (de desplazamiento). Esto, hace necesario dedicar estudio a la resistencia al avance de la embarcación en las primeras etapas del diseño ya que de otro modo el proyecto podría fallar o por lo menos la velocidad requerida no se obtendría.

La lancha de bahía de nombre "Torcaza" (Fig.1) de dimensiones principales: eslora: 16.4m, manga: 5.30 y puntal: 2.40 m, con una dotación de 4 tripulantes y una capacidad de pasajeros de 34 personas, fue concebida con el propósito es brindar servicio de transporte de personas y materiales desde la costa hasta las plataformas petroleras cercanas al litoral dentro de las 5 millas. Recorrer en corto tiempo sus trayectos fue requerimiento del armador, este solicitó que esta nave desarrollara una velocidad de 14 nudos en condición de pruebas. No sólo para cumplir con sus clientes en el

transporte rápido de sus materiales y personal, sino también para generar un menor consumo de combustible.

El diseño contemplaba este requerimiento. Se hicieron ensayos de resistencia al avance en canal de pruebas para garantizar el buen resultado, sin embargo durante la construcción, el astillero y en ocasiones a pedido del cliente, se hicieron modificaciones de diferente índole que incrementaron el peso de la nave que conllevaría a un aumento en la resistencia al avance y por ende una disminución en la velocidad de navegación. Se registró en condición de pruebas una velocidad de 12.28 nudos.



Figura 1. Lancha Torcaza. Fuente propia

1.2 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar soluciones que ayuden a cumplir con el requerimiento de que la nave alcance los 14 nudos de velocidad de navegación, en condición de pruebas, sin modificar la potencia propulsiva.

1.3 **OBJETIVO ESPECÍFICO**

Implementar modificaciones de carácter hidrodinámico en la nave, es decir, modificar parte del casco y/o apéndices para lograr reducir la resistencia al avance. Dichas modificaciones estarán orientadas en afinar el casco, basado en parámetros geométricos que mejorarán la hidrodinámica y eliminar el aporte de resistencia de elementos tales como el enfriador del motor en el exterior del casco (Skin cooler) y reducir la formación de vórtices en la popa con el implemento de flaps.

CAPITULO 2

ESTUDIO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO ORIGINAL

2.1 TEORÍA DE RESISTENCIA AL AVANCE

El estudio de la resistencia al avance implica el conocimiento de las fuerzas que se oponen al movimiento longitudinal del buque. Su interés de estudio está directamente relacionado con la potencia del sistema propulsor y la posibilidad de corregir las dimensiones y formas del casco tal que esa potencia sea mínima, haciendo mínimo el consumo y obteniendo una nave más rentable.

Tradicionalmente, el estudio de la resistencia al avance del buque se ha basado en considerar que esta se compone de una serie de partidas que se integran de manera aditiva. En general, la más importante de estas componentes de la resistencia al avance de un barco es la resistencia viscosa. Esta resistencia se puede descomponer a su vez en dos: la resistencia por fricción y la resistencia de presión por fricción. La primera de ellas se produce por la fricción directa entre el agua y el casco. Como es sabido, el agua no desliza sobre el casco, sino que una delgada lámina de agua permanece pegada a la obra viva. Junto a esta lámina podemos imaginar otra que es arrastrada por la primera, pero que por efectos de la viscosidad del fluido no es solidaria a aquella, sino que avanza a una

velocidad ligeramente menor. Así, a medida que nos alejamos del buque, nos encontramos con láminas de agua cada vez menos influidas por el avance del barco, hasta que a una cierta distancia del casco, el agua no es influenciada por el movimiento de la embarcación. La Fig. 2 muestra las distribuciones típicas de esta variación de la velocidad del agua, a medida que nos alejamos del buque. Es evidente que dado que la resistencia por fricción actúa en la superficie del casco, la reducción de superficie mojada redonda en una disminución de esta componente de la resistencia.

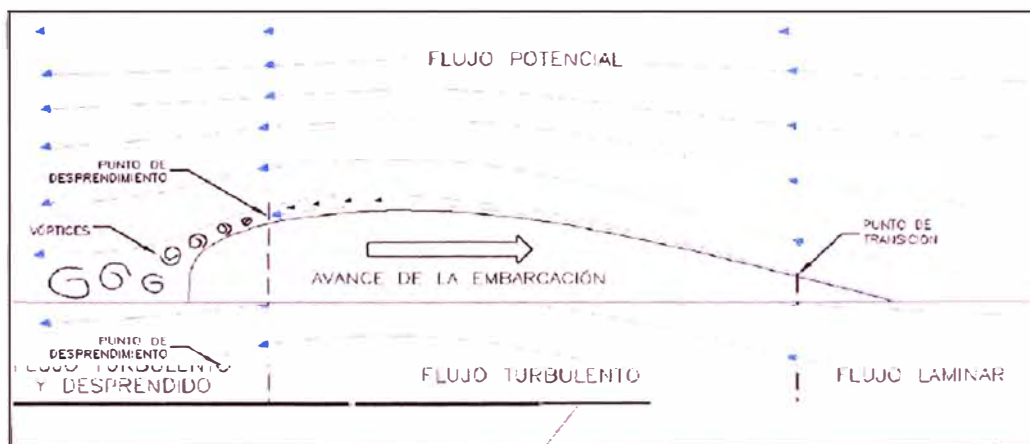


Figura 2. Esquema del comportamiento del flujo hidrodinámico alrededor de una carena típica.

Aunque el cálculo de la resistencia por fricción de un casco requiere el uso de técnicas experimentales o numéricas, existen fórmulas experimentales, obtenidas para placas planas y otros cuerpos geométricos simples, que pueden ser de utilidad. La más conocida de ellas es la línea de fricción ITTC 57 (Lewis, 1988). Según esta curva, es posible calcular la resistencia friccional de una placa plana, mediante la fórmula:

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10}(Rn) - 2)^2}$$

Donde C_F es el coeficiente adimensional de fricción, definido a partir de la resistencia por fricción R_F , por la relación:

$$C_F = \frac{R_F}{\frac{1}{2} \rho S V^2}$$

Por su parte, la resistencia de presión por fricción se debe a un desequilibrio en las fuerzas de presión sobre el casco que se produce por fenómenos viscosos. La Fig. 3 muestra tres configuraciones típicas de la distribución de presión a lo largo de una línea de corriente sobre el casco del buque. La primera de estas curvas corresponde a un caso ideal en el que no existieran fenómenos viscosos (un fluido sin viscosidad que produce un flujo potencial). En ese caso la distribución de presión está equilibrada, de manera que su integral sobre el casco es nula (es decir, la resistencia de presión por fricción en un fluido sin viscosidades nula). El efecto de la viscosidad sobre la distribución de presión se muestra en las siguientes curvas. En ellas se aprecia el desequilibrio que se produce en esta distribución, lo que provoca la aparición de resistencia. Un diseño adecuado de las líneas de agua del casco puede reducir apreciablemente esta componente de la resistencia. En este sentido es importante señalar que esta componente de la resistencia depende esencialmente de dos factores: las formas del casco y el número de Reynolds. Las recomendaciones más habituales para minimizar la resistencia de presión por fricción se basan en limitar las curvaturas de las líneas de agua del casco, así como el ángulo de entrada del agua en la línea de flotación.

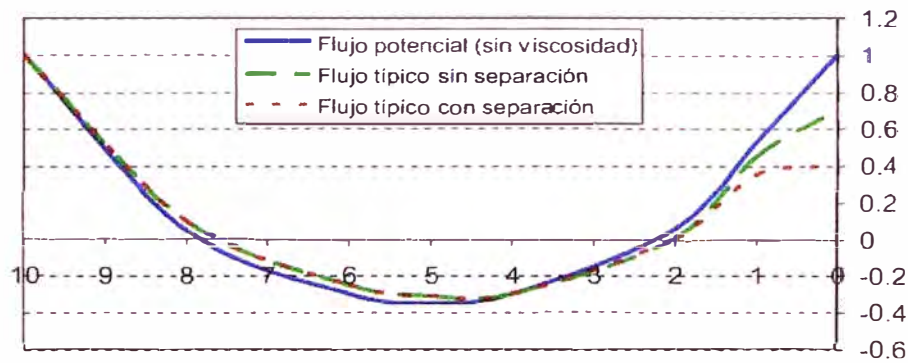


Figura 3. Distribuciones típicas de presión sobre una línea de corriente del casco (estación 10 en proa y 0 en popa).

Es muy importante tener en cuenta que el coeficiente de forma del buque que más influye en la resistencia viscosa es el coeficiente prismático C_p . A medida que aumenta, más llenas son las formas del casco, y en particular las de popa. Este efecto, junto con el consiguiente aumento de las curvaturas de las líneas de agua del casco, influye de manera muy significativa en el aumento de la resistencia de presión por fricción. Es habitual descomponer la resistencia viscosa, definida por el coeficiente adimensional C_v , en función del coeficiente de fricción de una placa plana, en la forma:

$$C_r = (1 + k) C_{r'} = (1 + k) \frac{0.075}{(\log_{10}(Rn) - 2)^2}$$

Donde k es el denominado factor de forma que se asume depende exclusivamente de la geometría del casco y que toma en consideración la resistencia de presión por fricción y la variación de resistencia por fricción debida a las diferencias geométricas entre una placa plana de superficie igual al barco y el propio barco. Esta descomposición tridimensional (k , Rn , Fn) se atribuye a Hughes. La segunda más importante componente de la

resistencia al avance es la resistencia por formación de olas, cuya aparición se debe a la energía empleada en generar las olas y que es transportada por ellas. A bajas velocidades las olas generadas por el buque son de muy pequeña amplitud lo que implica que casi toda la resistencia es de carácter viscoso. Al aumentar la velocidad el patrón de olas cambia, se altera la longitud de onda y su altura. En este proceso hay una serie de velocidades de avance donde la crestas de los sistemas de olas generado se suman unas con otras (interferencia positiva) y otras velocidades donde las olas se cancelan (interferencia negativa). Teniendo en cuenta que la energía transportada por una ola depende del cuadrado de su amplitud, el efecto de interferencia provoca oscilaciones en la componente de resistencia por formación de olas.

Dado que la resistencia por formación de olas aparece por la pérdida energética transportada por las olas, los fenómenos de interferencia de olas mencionados anteriormente tienen gran importancia. De hecho la atenuación de dos trenes de olas implicará una menor resistencia por formación de olas, mientras que su amplificación aumentará el valor de esta componente de la resistencia.

En la práctica la resistencia por formación de olas no puede calcularse de manera experimental, por lo que suele hablarse en su lugar de la denominada resistencia residual que engloba a la resistencia por formación de olas y a los efectos de interacción de la resistencia de presión por fricción con el resto de componentes.

2.2 CASCO DE SEMIPLANEO Y PLANEAO

Los factores que limitan la velocidad de un casco de yate a motor son el costo, confort de navegación, capacidad de carga, peso, autonomía y capacidad marinera (Marshal, 2002). Un bote ultrarrápido será caro de construir, construido de forma muy liviana, limitado en el número de tripulación que puede llevar, limitado en su capacidad de seguir las olas del mar y sujeto a movimientos que pueden literalmente quebrar la espalda de un tripulante. Sobre todo ello, la velocidad cuesta dinero, por lo cual los buques mercantes son lentos para su longitud.

En la figura 4 la velocidad del bote versus la resistencia al avance, hay tres regímenes de operación distinto para un bote: desplazamiento, semidesplazamiento (semiplaneo o transicional) y planeo. La mayoría de los cascos de desplazamiento son incapaces de alcanzar velocidades mucho más grandes que 1.5 veces la raíz cuadrada de la eslora de flotación, incluso con un motor muy grande. Un bote de semidesplazamiento tiene una forma y está propulsado para ir un poco más rápido, entre 1.5 y 2.5 veces la raíz cuadrada de la eslora de flotación, aunque dobla las reglas de la resistencia hidrodinámica, no puede escapar de ella, Para hacer ello, se necesita un verdadero casco de planeo, el cual usa la sustentación hidrodinámica para elevarse fuera del agua y reducir la resistencia. Botes de desplazamiento pueden alcanzar velocidades de 7 a 10 veces la raíz cuadrada de su eslora de flotación.

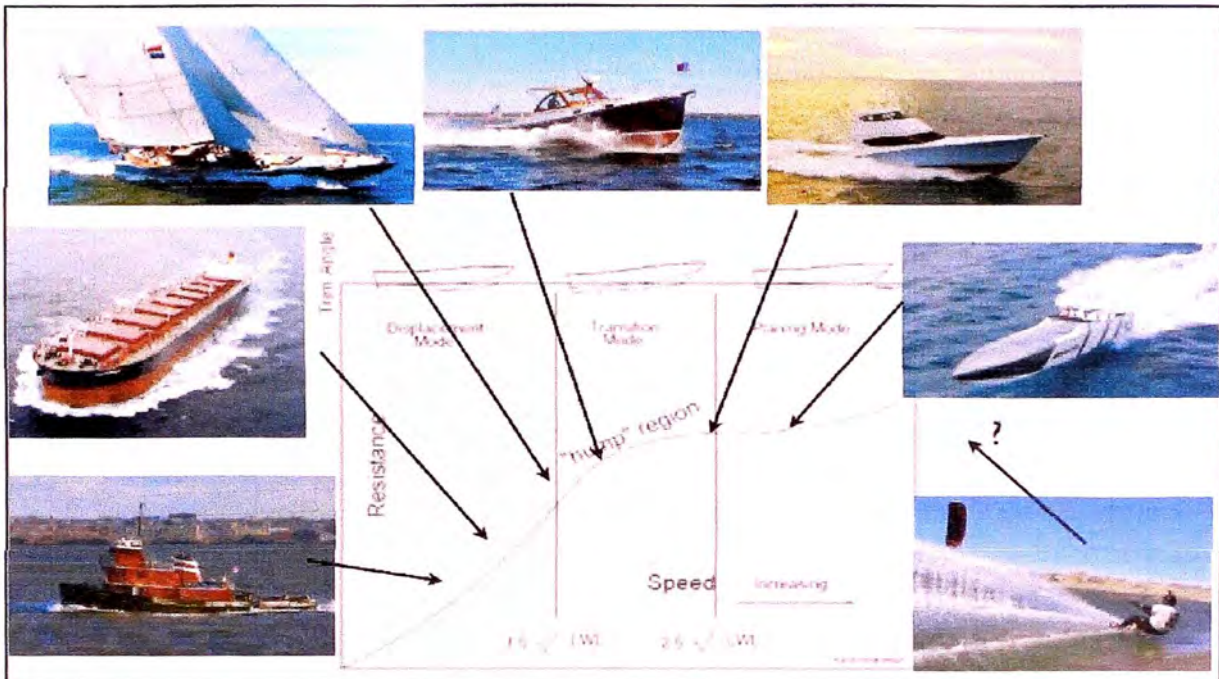


Figura 4. Distintos regímenes de operación de un casco. Fuente (Cowles, 2013)

Los cascos de semiplaneo tienen características de ambos cascos, desplazamiento y planeo. Tienen una velocidad de diseño de casco máximo. Los cascos de semiplaneo tienen un codillo pronunciado en popa, tienen la versatilidad de combinar velocidad con buen comportamiento en la mar, ofrecen mayores espacios interiores que los de planeo (John, 2013).

Los cascos de planeo son diseñados para correr sobre la cima del agua a altas velocidades. Para alcanzar esto típicamente tienen una popa muy plana. La forma del casco no limita la máxima velocidad alcanzable pero sí afecta la potencia requerida para alcanzar el planeo. A altas velocidades en mar bravo, la embarcación tendrá una poco confortable navegación conforme encuentre olas de cresta larga, tenderá a balancearse en reposo, ineficiente a bajas velocidades (ver figura 5).

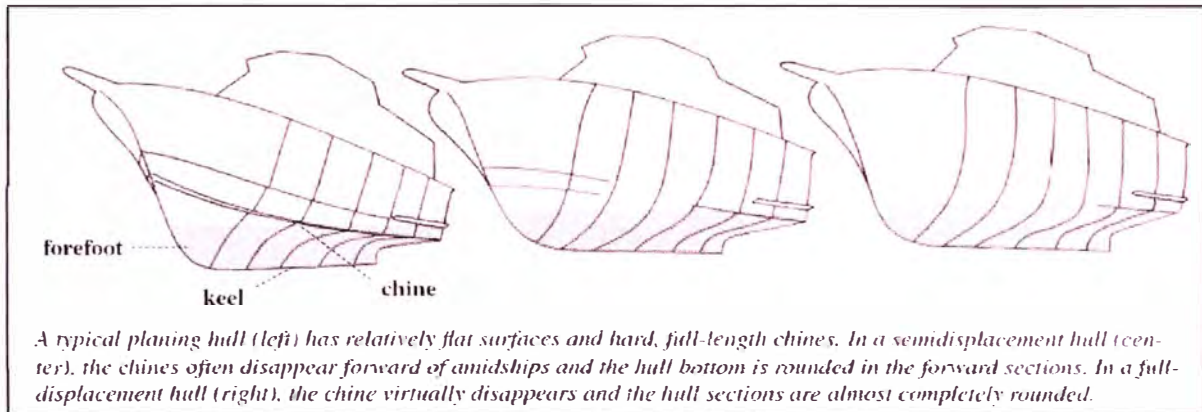


Figura 5. Distintas formas de casco para cada régimen de operación.

Fuente (Stapleton, 2005)

2.3 RESISTENCIA AL AVANCE EN CASCOS DE SEMIPLANEO

De acuerdo a Arquímedes, el empuje de un cuerpo completa o parcialmente sumergido en un fluido es igual al peso del volumen desplazado. El empuje es causado por la presión hidrostática en el fluido. A la velocidad de cero esta fuerza balancea exactamente el peso del cuerpo flotante. Sin embargo, tan pronto como el cuerpo empieza a moverse, el casco pone a las partículas de agua en movimiento ejerciendo una fuerza en cada partícula. La misma fuerza pero en dirección opuesta es ejercida en el sobre el casco. Esta fuerza por unidad de área puede ser llamada la presión hidrodinámica. Esta presión hidrodinámica es responsable de la resistencia por presión viscosa y la resistencia por formación de olas. Estas dos componentes de la resistencia son causadas por la componente longitudinal de la fuerza de presión sobre la superficie del casco. En la dirección vertical la presión hidrodinámica causa que el barco se incline longitudinalmente o trime. A alta velocidad la fuerza de presión vertical puede ser considerablemente más grande que la flotabilidad, elevando el casco casi

completamente fuera del agua. Un casco predominantemente soportado por la presión hidrodinámica es considerado de planeo. Cabe resaltar que no todos los cascos pueden alcanzar altas velocidades de forma suficiente para que esto ocurra. La figura 6 muestra las componentes de sustentación hidrodinámica y la hidrostática para un casco típico de alta velocidad a números de Froude variable.

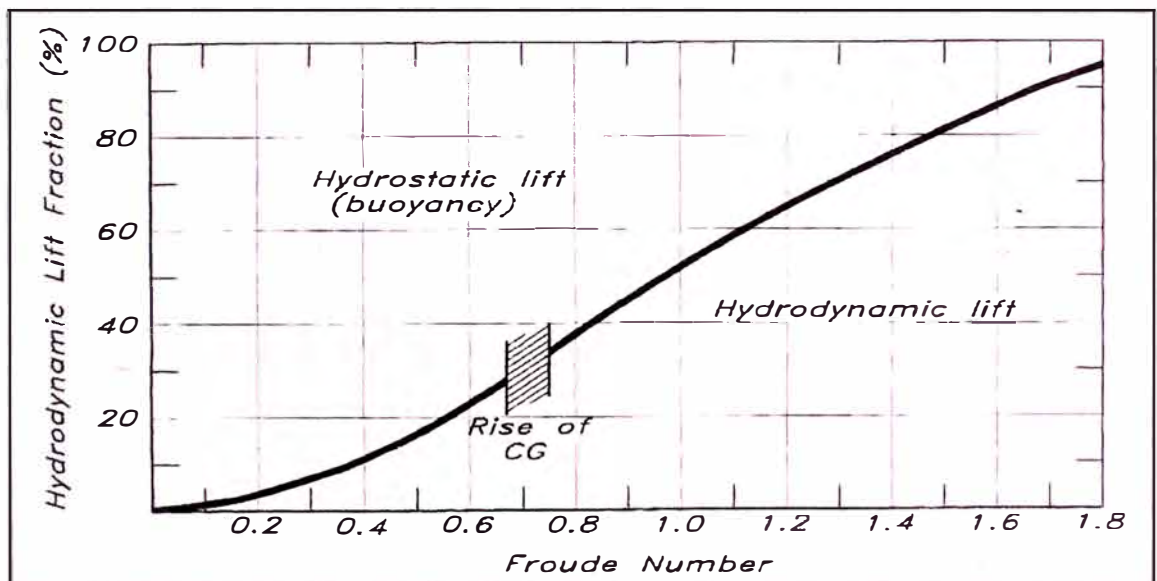


Figura 6. Distribución de sustentación hidrodinámica e hidrostática. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000)

Los principios básicos de planeo pueden ser explicados con referencia a la fig. 7, el cual muestra el flujo debajo de una placa plana rozando sobre la superficie del agua. Los vectores de velocidad son expuestos para mostrar la dirección del flujo relativo a la placa. Se nota que en un punto el flujo golpea la placa a ángulo recto. Este es el punto de estancamiento, donde el flujo es dividido en dos partes, uno va hacia adelante y el otro hacia atrás. En el punto de estancamiento la presión hidrodinámica es muy alta, puesto que la energía cinética ha sido convertida en presión. No hay flujo relativo a la placa en esta posición. A ambos lados del punto de estancamiento la presión se reduce y eventualmente cae a cero. Esto sucede en el borde de

la salida y en la posición delantera donde la velocidad ha llegado a ser paralela a la placa. Viendo más allá la capa de agua delgada se rompe en spray, el cual cae sobre la superficie de agua.

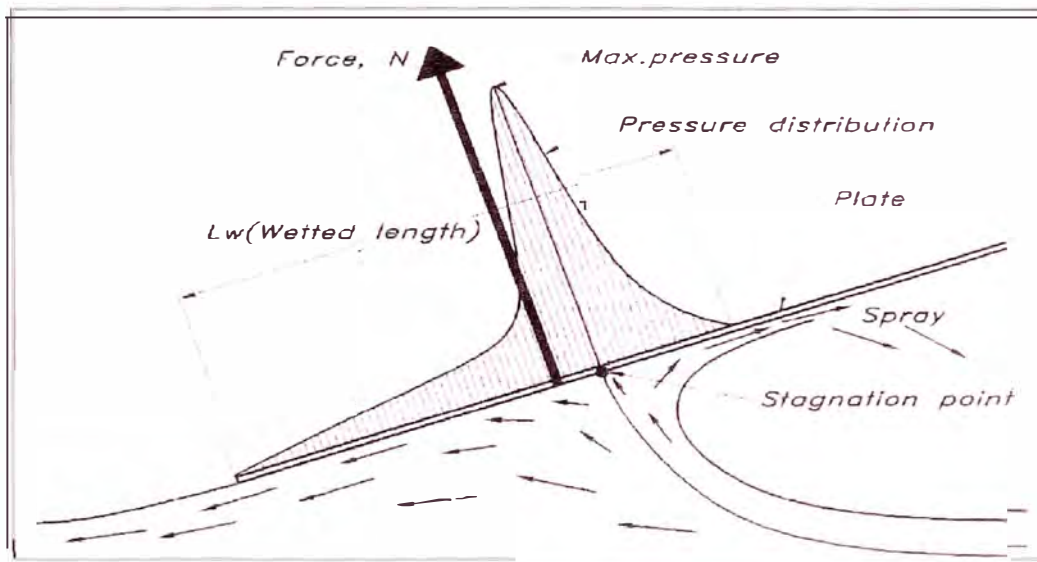


Figura 7. Punto de estancamiento y fuerza normal hidrodinámica. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000)

La alta presión crea una fuerza a ángulo recto en la placa, es decir una fuerza inclinada hacia atrás de la vertical al mismo ángulo que el ángulo de cabeceo de la placa. La componente vertical es la sustentación es la sustentación el cual tiene que balancear el peso del bote, mientras que la componente horizontal es la resistencia de presión total, esencialmente la fuerza por olas.

En realidad, el cuadro idealizado explicado arriba es un poco más complicado. Primero, siempre existe algo de presión hidrostática presente. Obviamente esta componente es también a ángulo recto a la placa y agrega a la presión existente que se muestra en la figura de arriba. Como aparece en la figura 8 esto significa un incremento en ambos sustentación y arrastre. Hay así una componente de la resistencia causada por la presión

hidrostática. Para un casco de desplazamiento las fuerzas de la presión hidrostática actúan hacia atrás, sobre la proa son más o menos balanceada por aquellos en la popa que actúan hacia adelante. Estas últimas son casi enteramente perdidas sobre un casco de planeo donde el espejo está seco.

Un segundo factor de complicación es la fricción, el cual es paralelo a la plancha. Aunque hay alguna componente en la dirección hacia proa al frente del punto de estancamiento, la fuerza de fricción resultante apunta esencialmente hacia atrás e incrementa la resistencia. También hay una pequeña reducción en la fuerza de sustentación. Es interesante notar que si no fuera por la fricción la resistencia de la placa sería únicamente definida por su peso (el cual es igual a la sustentación total) y el ángulo de trimado.

Si el peso de la placa es cambiada, la sustentación tiene que cambiar correspondientemente. Un incremento del peso puede ser así compensado por un incremento en el trim o superficie mojada. En el último caso la placa se hunde un poquito más dentro del agua y la fricción se incrementa. Para elevar el ángulo de trimado el centro de gravedad tiene que moverse hacia atrás. Savitsky en el Laboratorio Davidson llevó a cabo una gran serie de experimentos sistemáticos para superficies de planeo y propuso relaciones generales diversas los cuales son frecuentemente usadas por los diseñadores de cascos de alta velocidad el cual propondremos para resolver la resistencia al avance de nuestra embarcación de semiplaneo.

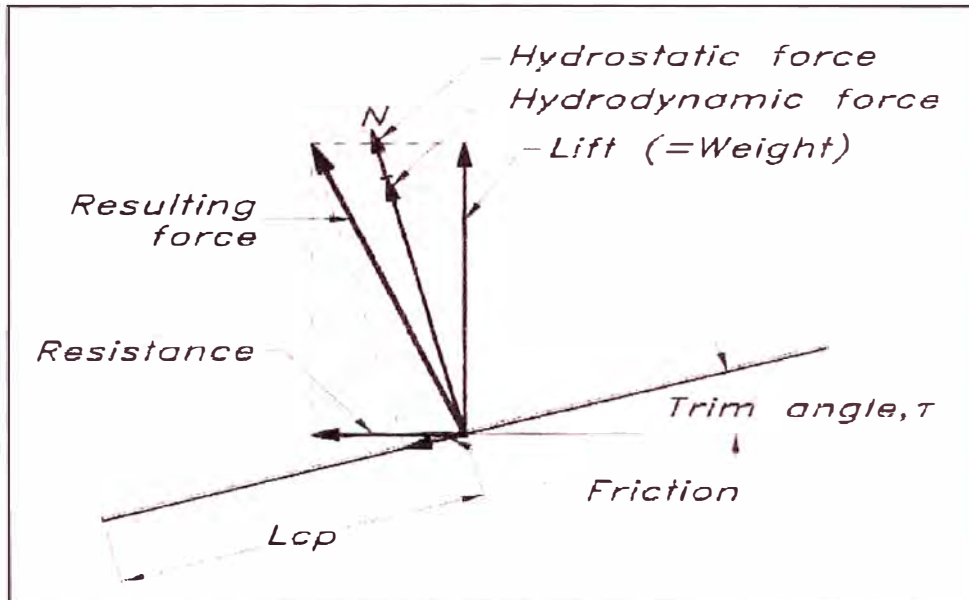


Figura 8. Diagrama de fuerzas en una placa plana que avanza rozando la superficie del agua. Fuente: (Larsson & Rolf, 2000)

2.4 MÉTODOS DE PREDICCIÓN DE RESISTENCIA EN CASCOS DE ALTAS VELOCIDADES

Hay algunas variables que se utilizan para predecir la resistencia al avance de los cascos. Estas son la velocidad, el desplazamiento, la eslora, la manga, el ángulo de pantoque y LCG. Aunque estos parámetros de dimensiones principales y carga de la embarcación, que no son capaces de especificar la forma del casco. Por esta razón, es necesario identificar la forma del casco, la concavidad, la convexidad y la forma de secciones rectas. Sin embargo, es difícil incluir todas estas variables en el método de predicción. Por lo tanto, el casco de velocidad (semi-planeo y planeo) el objetivo es predecir la resistencia mediante la fijación de la forma del casco.

Las predicciones de resistencia con precisión se basan en métodos que son desarrollados por las formas del casco de planeo (Almeter, 1993).

Hay abundante información en relación con la forma del casco, por lo tanto, es posible seleccionar el mejor método de predicción de la forma del casco conocido. Además, todas las formas del casco similares con

dimensiones principales similares y límites de velocidades pueden tener muy buenos pronósticos de resistencia.

Los rangos fundamentales en función de la velocidad se muestran a continuación.

- Semi-Planeo
- Planeo

Los métodos de predicción de la resistencia se clasifican en:

- Serie de cascos de planeo
- Ecuaciones prismáticas
- Métodos numéricos
- Cálculos empíricos
- Cálculos teóricos

Todos los métodos de predicción antes mencionados se basan en los mismos datos, experimentos y observaciones de los modelos de casco de planeo de pruebas.

2.4.1. Serie de casco de planeo

La resistencia de un casco de planeo se puede predecir a partir de las pruebas de modelos a escala. En una serie sistemática, las formas se crean generalmente mediante el cambio de dimensiones en un parámetro. La resistencia predicha obtenida mediante el uso de las leyes de escala. Es posible que diferentes métodos de predicción pueden llevar a diferentes valores de resistencia para los mismos modelos, es importante para el diseñador saber cómo las pruebas se han llevado a cabo para el modelo según J.M. Almeter (Almeter, 1993).

- Serie 50: Esta fue la primera de todas las series de casco de planeo y se desarrolló en la década de 1940, y diseñado para la región semi-planeo. Sin embargo, la Serie 50 ya no se utiliza para las formas del casco de planeo modernas. La principal característica de la serie 50 es la concavidad de su casco. Esta serie fue desarrollada para los buques de desplazamiento, y las pruebas llevadas a cabo como tal.
- Series 62: Esta serie fue desarrollada en la década de 1960, y se basa en el régimen de planeo. Esta serie ha sido probado en corto ángulo de pantoque, y fijado en 13 grados. Los ensayos con modelo se han realizado para una amplia gama de velocidades y las ubicaciones LCG. Es adecuada y fácil de usar para un pequeño ángulo de pantoque pero una proa redondeada puede conducir a alta fuerza de fricción.
- Serie 65: ha sido desarrollado en la década de 1970 para poner a prueba las formas del casco para posibles aplicaciones hidroplano. Esta serie puede ser utilizada para el régimen pre-planeo. Serie 65 es en realidad dos series: la serie 65A y 65B. Serie 65A tiene popa excepcionalmente estrecha y por esta razón su rango de aplicación es limitado. Serie 65A no se utiliza normalmente. Serie 65B es más útil, ya que es aplicable a las formas del casco en V profunda. Esta serie fue desarrollada para el régimen pre-planeo y el régimen de semi-planeo. Esta serie ha sido probado en las condiciones de carga fija y de equipamiento.
- Escuela Naval Series: La Academia Naval de Estados Unidos probó 6 modelos. Las dimensiones de estas series son

demasiadas pequeñas para hacer una predicción de la resistencia efectiva.

- Serie holandesa 62: Esta serie fue desarrollada a finales del 1970, pero con un bajo ángulo de pantoque. La serie holandesa tiene las mismas características que la Serie 62 que se ha mencionado anteriormente. A pesar de que la serie 62 ha sido diseñado para los rangos de velocidad completamente en planeo, esta serie ha sido probado en las etapas pre-planeo y semi-planeo.
- BK Series: L serie BK es para semi-planeo, fue desarrollada en la década de 1960 por los soviéticos. Esta serie fue diseñada para lanchas patrulleras y pequeños barcos de guerra.
- MBK Series: Esta serie es muy similar a la serie BK desarrollada en la década de 1970. Serie MBK se ha orientado hacia cascos pequeños de semi-planeo.
- Serie noruega: Esta serie fue desarrollada en Noruega en 1969, y se orientó a diseños de semi-planeo y planeo.

2.4.2. Ecuaciones prismáticas

Los cuerpos prismáticos tienen una sección transversal constante a través de longitud. La mayoría de los cascos de planeo puede examinarse como un prisma, porque durante la etapa de planificación, las secciones del casco bajo el agua son constantes. Las variables primarias de cascos prismáticas, ángulo de pantoque, LCG, y el peso. La longitud y la forma del casco no se pueden considerar en los cálculos. Otra ventaja de cascos de planeo prismáticos es la resistencia que puede ser considerada como una

tangente de un ángulo de compensación y el peso de la embarcación más la resistencia de fricción.

Hay tres métodos de predicción de la resistencia

- Método Savitsky
- Método Shuford
- Método Lyubomirov

La diferencia de resistencia entre estos métodos es por lo general menos del 10%. El método de Savitsky da una predicción más acertada.

2.4.3. Métodos Numéricos

Los métodos numéricos pueden ser muy útiles en la etapa de diseño preliminar para la predicción de la resistencia. Dado que los métodos numéricos se desarrollaron a partir de ensayos con modelos, no siempre se pueden obtener los resultados correctos.

Hubo algunos métodos numéricos desarrollados, pero muy pocos de ellos se están utilizando hoy en día.

- EE.UU. Naval Academy División de regresión
- Series 62/65 Regresión (Hubble)
- Japón regresión
- Series 62/65 Regression (Regresión Radojic)
- Los cálculos empíricos: se desarrollan cálculos empíricos basados en gráficos y datos de prueba de modelo. Si los cálculos son correctos, es posible obtener resultados adecuados. Sin embargo, con el fin de obtener resultados adecuados, es crucial

usar un tipo similar de las formas del casco que se utilizan para el desarrollo de gráficos.

2.5. MÉTODO DE SAVITSKY PARA LA ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA (CASO GENERAL)

Savitsky formuló un método para pronosticar la curva de resistencia y así poder obtener la curva de potencia en embarcaciones de pre-planeo y planeo. A continuación, se explica cómo se calcula la potencia y la resistencia mediante el método de Savitsky (Caso general).

1. El primer paso a realizar consiste en determinar el valor de los siguientes parámetros:

m_{LDC}	Peso de la embarcación en condición de máxima carga	kg
LCG	Distancia longitudinal entre la perpendicular de popa y el centro de gravedad	m
V_{CG}	Distancia vertical entre la quilla y el centro de gravedad	m
b	Manga máxima entre codillos	m
ε	Ángulo comprendido entre la línea base y el eje de la hélice	°
β	Ángulo de astilla muerta	°
f	Distancia vertical entre el eje de la hélice y el centro de gravedad*	m

Algunos de estos parámetros se indican sobre el casco de la embarcación en la siguiente figura 9:

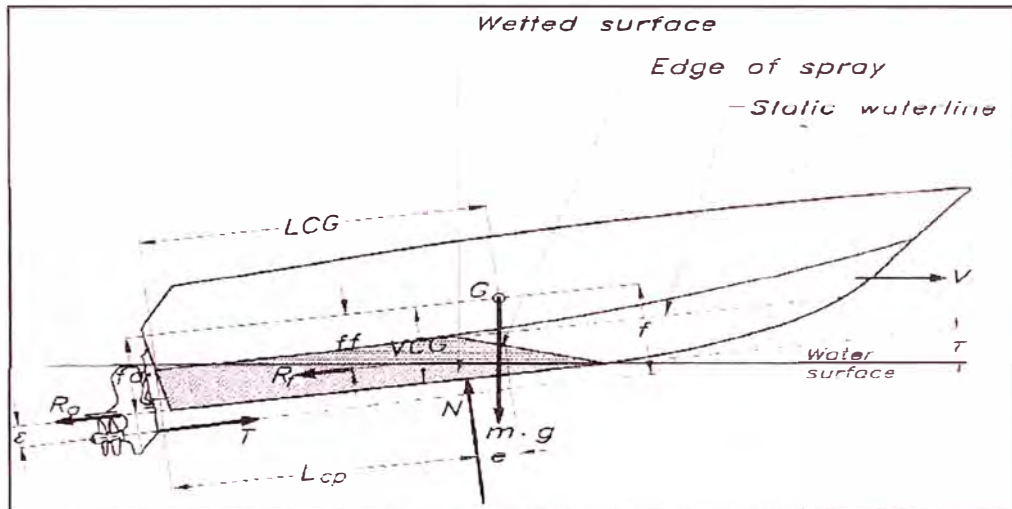


Figura 9. Parámetros para la predicción de la resistencia al avance de un bote de plano. Fuente (Larsson & Rolf, 2000)

2. Calcular el coeficiente de velocidad C_v ,

$$C_v = \frac{V}{\sqrt{g \times b}}$$

3. Calcular el coeficiente de sustentación para una placa plana $C_{L\text{oflat}}$,

$$C_{L\text{oflat}} = \frac{\Delta \times g}{0.5 \times g \times V^2 \times b^2}$$

A continuación, el Método Savitsky relaciona mediante la siguiente fórmula el coeficiente de sustentación para una placa plana, es decir, sin ángulo de astilla muerta, con el coeficiente de sustentación de una placa con un cierto ángulo de astilla muerta.

$$C_{L\beta} = C_{L\bullet} - 0.0065 \times \beta \times C_{L\text{oflat}}^{0.6}$$

$C_{L\beta}$: Coeficiente de sustentación con un ángulo de astilla muerta diferente a cero.

Se considerará que:

$$C_{L\text{oflat}} = C_{L\beta}$$

Obteniendo de esta manera el correcto coeficiente de sustentación $C_{L\bullet}$,

$$C_{L0} = C_{L\beta} + 0.0065 \times \beta \times C_{Loflat}^{0.6}$$

Seguidamente, se sustituye el valor del C_{Loflat} en la fórmula anterior para encontrar el C_{L0} . Una vez obtenido el resultado, este lo sustituimos otra vez en la misma fórmula en el lugar del C_{Loflat} y el $C_{L\beta}$, hasta que el valor del C_{L0} deje de variar.

4. Seguidamente, se estimarán dos valores para el ángulo de trimado τ , ya que todos los pasos descritos deben realizarse por partida doble. Calcular el valor de λ , que es la relación eslora-manga mojada, mediante los valores de C_{L0} y τ obtenidos anteriormente,

$$C_{L0} = \tau^{1.1} \times (0.012 \times \lambda^{0.5} + 0.0055 \times \frac{\lambda^{2.5}}{C_v^2})$$

5. Calcular el valor de la eslora mojada L_m ,

$$\lambda = \frac{L_m}{b}, \quad L_m = \lambda \times b$$

6. Calcular el número de Reynolds R_n para poder calcular el coeficiente de fricción C_F ,

$$R_n = \frac{V \times 0.7 \times L_m}{\nu}$$

ν : viscosidad m^2/s

7. El valor de λ , que es la relación eslora-manga mojada, incrementa debido a la resistencia de fricción producida por las partículas de agua que no se mueven, estas tienden a ir hacia atrás aumentando la fricción. El incremento de λ , $\Delta\lambda$, se obtiene a partir de las siguiente figura 10 dependiendo del ángulo de astilla muerta y del ángulo de trimado.

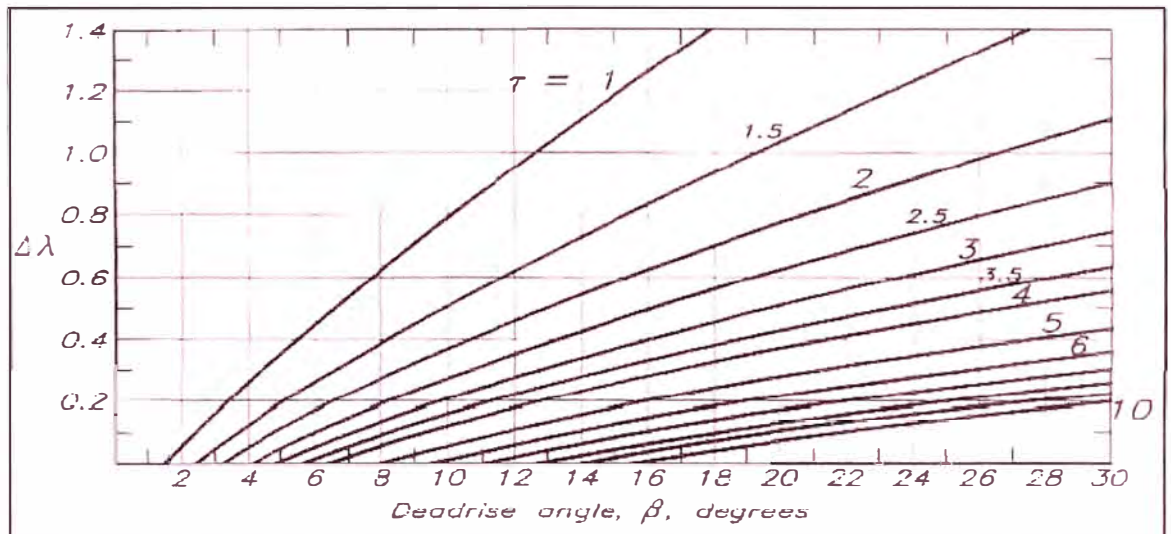


Figura 10. Gráfico $\Delta\lambda$ - β - τ . Fuente (Larsson & Rolf, 2000)

8. Calcular la superficie mojada S_w para poder obtener posteriormente la resistencia de fricción R_f

$$S_w = (\lambda + \Delta\lambda) \times \frac{b^2}{\cos \beta}$$

$$R_f = C_f \times 0.5 \times \rho \times V^2 \times S_w$$

$$R_f = C_f \times 0.5 \times \rho \times V^2 \times (\lambda + \Delta\lambda) \times \frac{b^2}{\cos \beta}$$

9. Calcular la distancia vertical entre el punto de aplicación de esta resistencia, la resistencia de fricción, y el centro de gravedad ff

$$ff = VCG - \frac{b}{4} \times \tan \beta$$

10. Calcular la distancia longitudinal entre la perpendicular de proa y el punto donde se producen las presiones L_{cp} ,

$$\frac{L_{cp}}{L_m} = 0.75 - \frac{1}{\frac{5.21 \times C_v^2}{\lambda^2} + 2.39}$$

$$L_{cp} = L_m \times \left[0.75 - \frac{1}{\frac{5.21 \times C_v^2}{\lambda^2} + 2.39} \right]$$

Tabla N°2: Cálculo de número de Froude volumétrico

Velocidad nudos	Velocidad m/s	CONDICIÓN N°1		CONDICIÓN N°2		CONDICIÓN N°3	
		∇ (t)	32.46	∇ (t)	35.54	∇ (t)	38.65
		L (m)	14.921	L (m)	14.970	L (m)	15.017
		FN	FN∇	FN	FN∇	FN	FN∇
12.0	6.2	0.51	1.11	0.51	1.09	0.51	1.08
12.5	6.4	0.53	1.15	0.53	1.14	0.53	1.12
13.0	6.7	0.55	1.20	0.55	1.18	0.55	1.17
13.5	6.9	0.57	1.25	0.57	1.23	0.57	1.21
14.0	7.2	0.60	1.29	0.59	1.27	0.59	1.26
14.5	7.5	0.62	1.34	0.62	1.32	0.61	1.30
15.0	7.7	0.64	1.39	0.64	1.36	0.64	1.35
15.5	8.0	0.66	1.43	0.66	1.41	0.66	1.39
16.0	8.2	0.68	1.48	0.68	1.46	0.68	1.43
16.5	8.5	0.70	1.52	0.70	1.50	0.70	1.48
17.0	8.7	0.72	1.57	0.72	1.55	0.72	1.52

Se observa que para las 3 condiciones de carga los valores del número de Froude volumétrico están dentro del rango requerido por el algoritmo ($1.0 \leq F_{nV} \leq 2.0$)

2° Dimensiones. Verificamos las relaciones entre dimensiones:

Tabla N°3: Cálculo de parámetros

			COND. N°1	COND. N°2	COND. N°3
3.07	$L / \nabla^{1/3}$	12.4	4.72	4.59	4.48
3.7	ie	28.6	25.3	25.3	25.3
2.52	L / B	18.26	3.16	3.2	3.15
1.7	B / T	9.8	4.50	4.32	4.15
0	At / Ax	1	0.64	0.67	0.69
-6.56%	LCG / L	0.30%			
mín		máx			

2.6 MÉTODO DE SAVITSKY PARA LA ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA (CASO SIMPLIFICADO)

Caso cuando el eje de empuje y la fuerza viscosa coinciden y pasan a través del centro de gravedad (Savitsky, 1964). Este caso es el más simple puesto que el equilibrio en cabeceo, la fuerza de presión hidrodinámica debe pasar a través del centro de gravedad. Se asume en esta condición que las distancias a , f y c son igual a cero, así también $e = 0$. Esta es la condición analizada por Murray, Clement y Koebel en sus respectivos procedimientos computacionales. Se satisfacen las siguientes ecuaciones bajo las condiciones de $a = f = c = e = 0$. Hay muchos diseños prácticos de botes de planeo donde estas condiciones son bastante aplicables.

Para esta condición de planeo relativamente simple las ecuaciones empíricas para la fuerza de sustentación de planeo, área mojada y centro de presión puede ser combinado en un solo gráfico general. Koebel ha desarrollado tal gráfico como se muestra en la figura 11. Desde este gráfico, el trim de equilibrio y el área mojada son directamente obtenidos sin la necesidad de interpolar entre valores asumidos de trim (como en el caso general). La figura 12 presenta el procedimiento computacional el cual ilustra el uso de la figura 6 con un ejemplo específico.

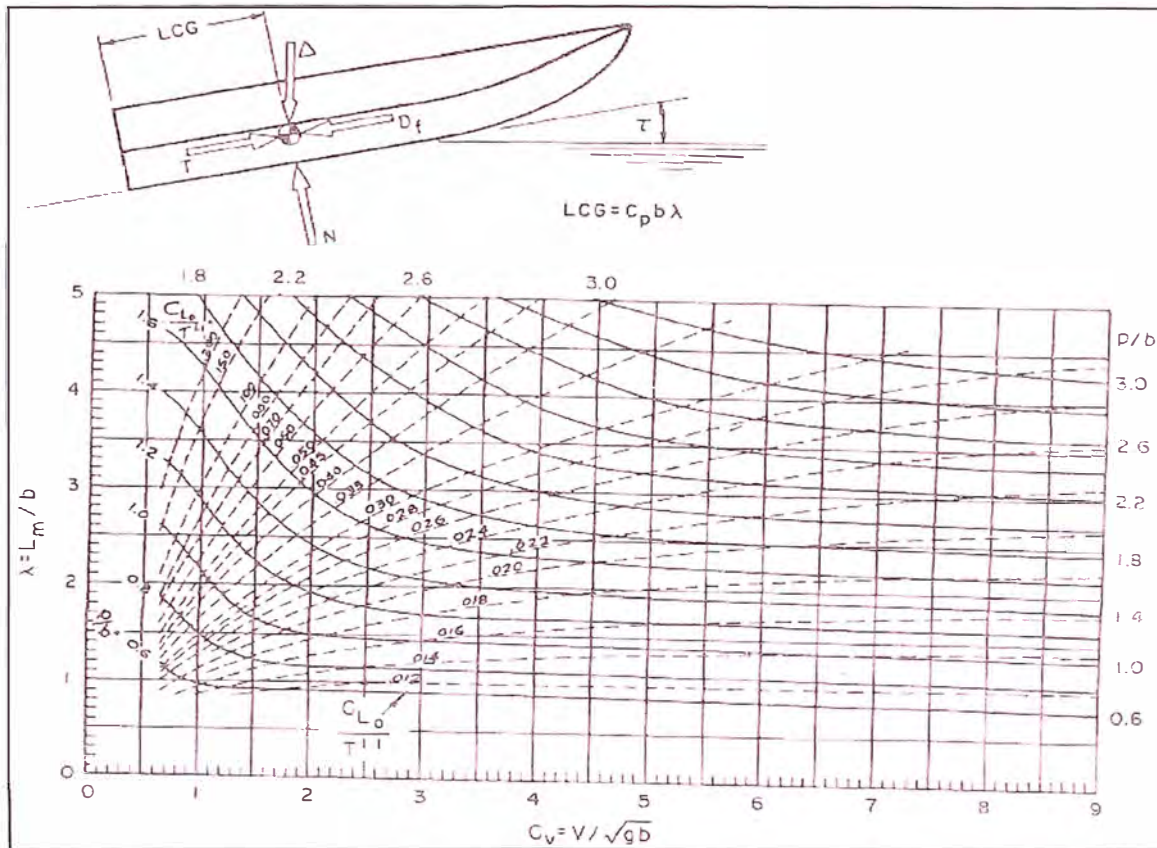


Figura 11. Gráfica para condiciones de equilibrio cuando todas las fuerzas actúan a través del CG. Fuente: (Savitsky, 1964)

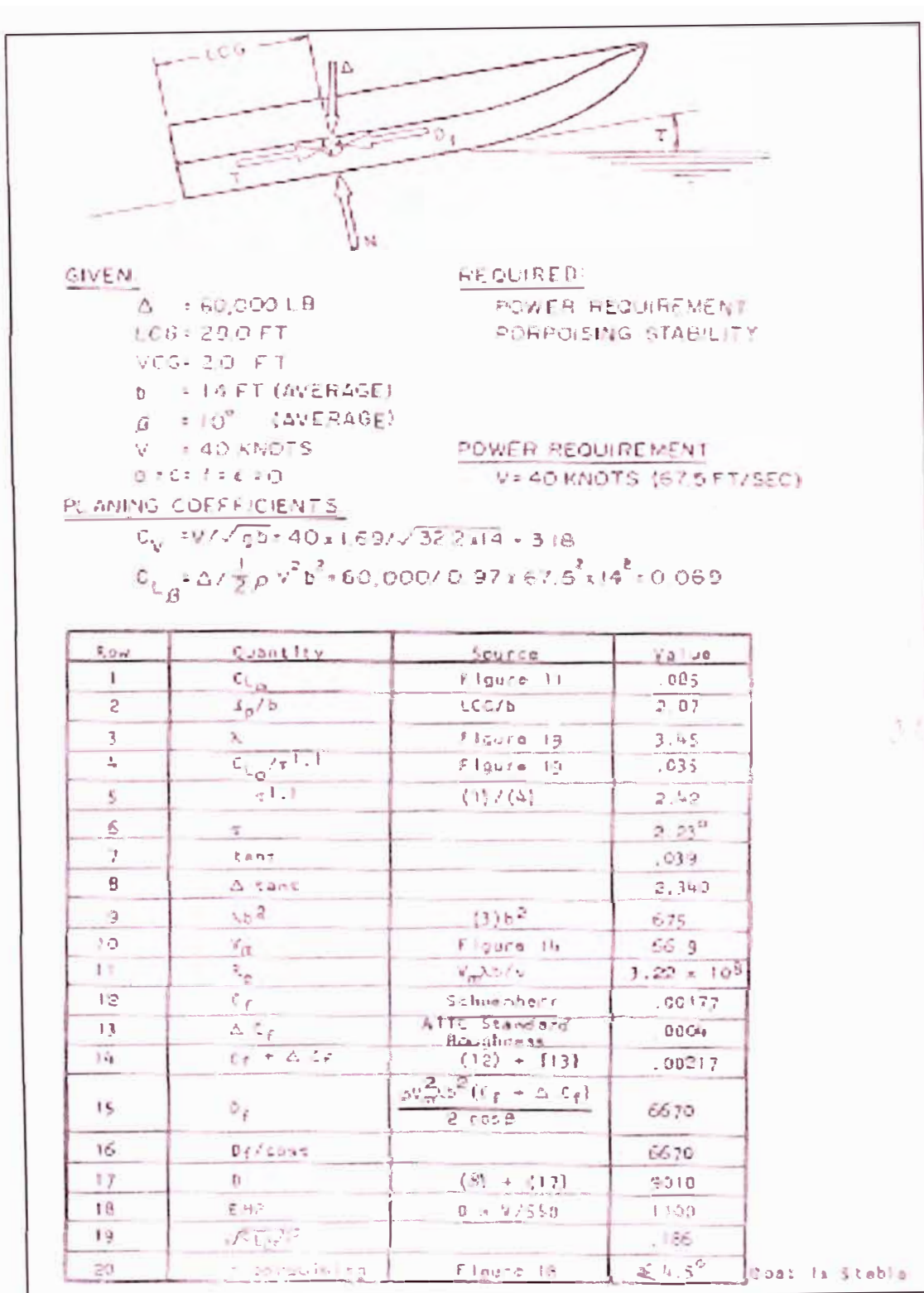


Figura 12. Procedimiento computacional del rendimiento hidrodinámico para casco de planeo prismático. Fuente: (Savitsky, 1964)

2.7 MODELADO Y ESTUDIO HIDROSTÁTICO DEL CASCO ORIGINAL

La Fig. 6 muestra las líneas de forma de la lancha (Ver Anexo 1, planos de la nave), a partir de esta creamos el archivo digital del casco en 3D, es decir, lo modelamos. Para esto usaremos es software Maxsurf v16 (Formsys Design Systems, 2011) y calcularemos sus atributos hidrostáticos con Hydromax v16 (Formsys Design Systems, Hydromax 16 User Manual, 2011).

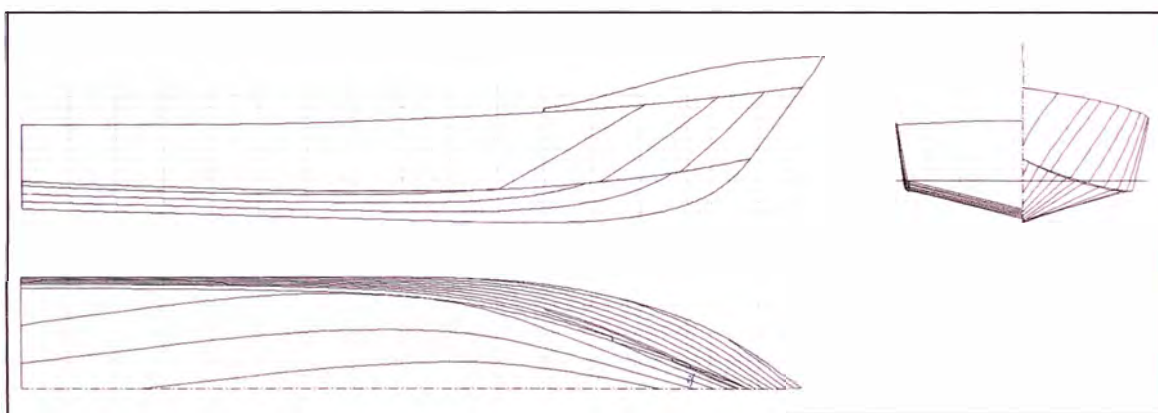


Figura 13. Líneas de forma de la lancha “Torcaza”. Ver Anexo1, Plano N° 01. Fuente propia.

Las características principales de la lancha “Torcaza” son:

Eslora total:	16.40 m
Manga:	5.30 m
Puntal:	2.4 m

La figura 14 muestra el casco modelado, sin considerar la amurada, que para efectos hidrostáticos carece de importancia (Ver figura 15).

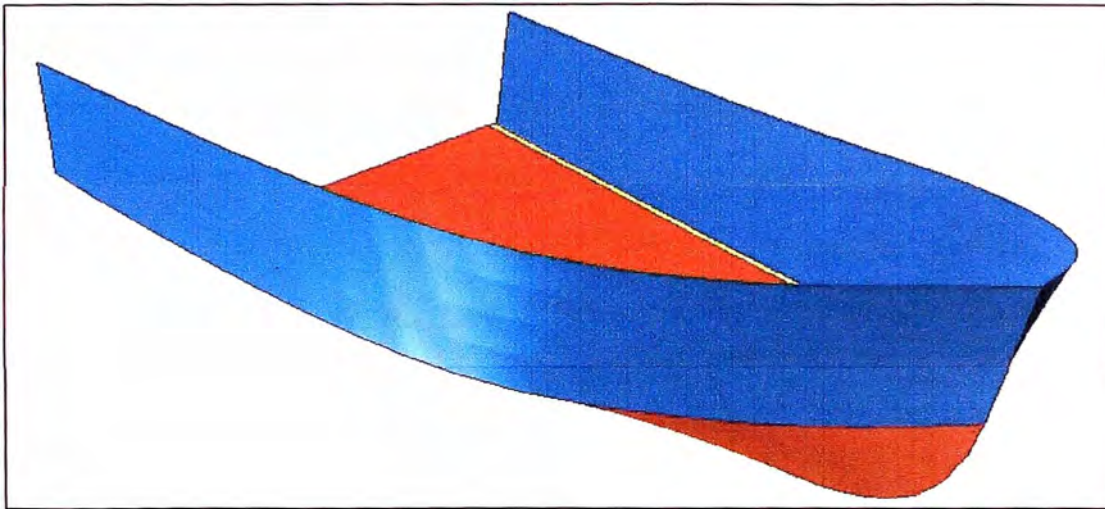


Figura 14. Casco modelado de la lancha "Torcaza". Fuente: propia

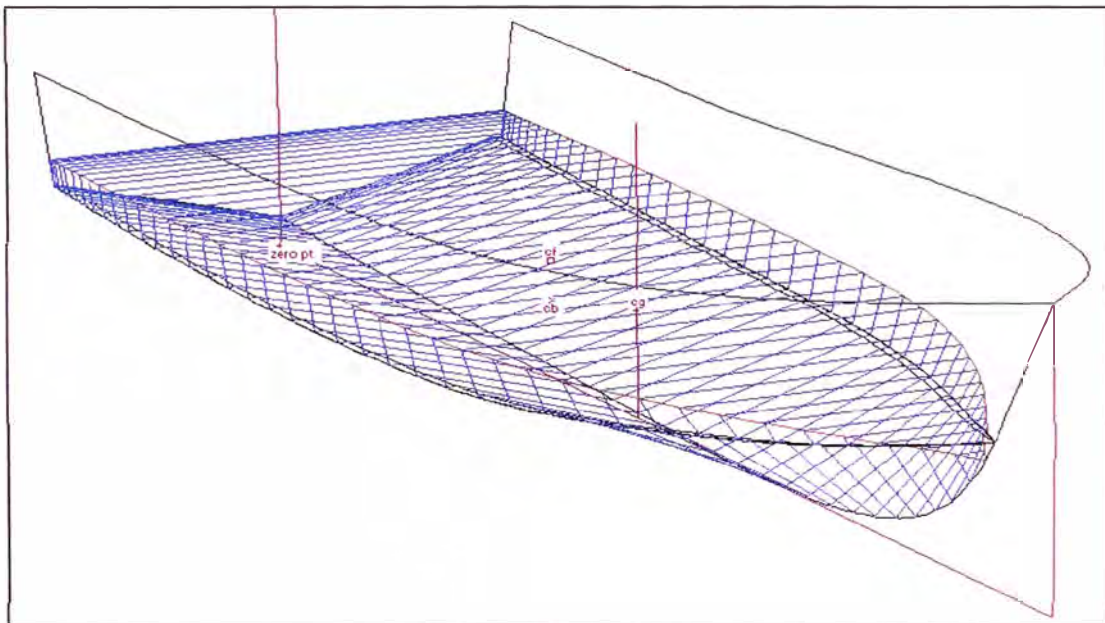


Figura 15. Secciones inmersas en Hidromax de lancha "Torcaza" El Anexo 1, Gráfica N° 1 y Tabla N°1 muestran las curvas hidrostáticas y los atributos hidrostáticos, respectivamente.

2.8 ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA AL AVANCE EN SOFTWARE

2.8.1 Consideraciones para la utilización de software

Usaremos el método de Savitsky para lanchas de pre-planeo que forma parte de las herramientas de **Hullspeed** (Formsys Design Systems, Hullspeed 16 User Manual, 2011).

Los algoritmos usados por el software están diseñados para un específico tipo de casco y serán más exactos cuando se cumplen ciertas condiciones. Esas condiciones son:

- Forma del casco
- Velocidad
- Dimensiones

La forma del casco es muy importante en la determinación de si un determinado método es aplicable a un diseño particular. Se necesita un conocimiento profundo del método de predicción de la resistencia. En el ANEXO 3 podrá encontrar el estudio de Daniel Savitsky denominado: Hydrodynamic Design of Planing Hulls, 1964, en el que está basado el algoritmo utilizado por Hullspeed para el casco en estudio en este informe.

Velocidad. Los algoritmos de predicción de la resistencia son útiles sólo dentro de ciertos rangos de velocidad; estos límites son:

Para Savitsky (pre-planeo): $1.0 \leq F_{nV} \leq 2.0$,

Dónde:
$$F_{nV} = \frac{v}{\sqrt{g \times \nabla^{1/3}}}$$

V: Velocidad (m/s)

g: aceleración de la gravedad (m/s²)

∇: volumen desplazado (m³)

Dimensiones. Los algoritmos de predicción de la resistencia son útiles sólo dentro de ciertos límites de dimensión casco. Estos límites, para utilizar Savitsky pre-planeo, son los siguientes:

Tabla N° 1: Parámetros para utilización de algoritmo de Savitsky pre-planeo

3.07	$L / \nabla^{1/3}$	12.4
3.7	ie	28.6
2.52	L / B	18.26
1.7	B / T	9.8
0	At / Ax	1
-6.56%	LCG / L	0.30%

L: eslora de flotación (m)

∇ : volumen desplazado (m³)

ie: ángulo medio de entrada de línea de flotación en proa (°)

B: manga de flotación (m)

T: Calado (m)

At: área de sección transversal de espejo (m²)

Ax: área máxima de sección transversal (m²)

2.8.2 Validación del tipo de casco para utilización de Savitsky **1° Número de froude volumétrico:**

$$F_{nV} = \frac{v}{\sqrt{g \times \nabla^{1/3}}}$$

Las relaciones entre dimensiones están dentro del rango de aplicación.

2.8.3 Análisis del modelo del casco original en el software

Ejecutamos el programa Hullspeed

Abrimos el modelo de la lancha

Seleccionamos el método de cálculo: Savitsky pre-planeo

Establecemos el rango de velocidad: De 12 a 17 nudos

Establecemos la eficiencia global: 100%

Asumimos un factor de ajuste del método: 100%

Ingresamos el calado en la condición deseada

El programa nos proporciona:

1º La resistencia total de la nave, en kilo newton

2º La potencia efectiva, en hp. Calculada con la relación:

$$P = 0.689 \times \frac{R \times V}{\eta} \times \frac{1}{\psi}$$

Donde:

P: Potencia efectiva [hp]

R: Resistencia total [kN]

V: Velocidad [nudos]

η : Eficiencia propulsiva global

ψ : Factor de ajuste del método de regresión a un ensayo en laboratorio

TABLA N° 4: Resultados de la resistencia y la potencia efectiva asumiendo una eficiencia propulsiva global (η) de 100% y el factor de ajuste (ψ) del método de regresión a un ensayo en laboratorio como 100%

1° CONDICIÓN (T = 1.05 m)			2° COND. (T = 1.1 m)		3° COND. (T = 1.15 m)	
Velocidad [knots]	Resistencia [kN]	EHP [hp]	Resistencia [kN]	EHP [hp]	Resistencia [kN]	EHP [hp]
12.000	28.430	235.33	30.570	253.04	32.120	265.91
12.125	29.000	242.61	31.600	264.33	33.450	279.78
12.250	29.580	250.00	32.260	272.60	34.770	293.88
12.375	30.160	257.48	32.910	280.98	35.560	303.56
12.500	30.740	265.06	33.570	289.47	36.300	313.03
12.625	31.310	272.74	34.220	298.08	37.040	322.63
12.750	31.890	280.53	34.880	306.80	37.790	332.36
12.875	32.470	288.41	35.540	315.64	38.530	342.22
13.000	33.020	296.10	36.190	324.59	39.270	352.21
13.125	33.180	300.47	36.850	333.66	40.020	362.32
13.250	33.350	304.88	37.270	340.66	40.760	372.57
13.375	33.520	309.32	37.450	345.54	41.490	382.87
13.500	33.690	313.79	37.630	350.45	41.690	388.30
13.625	33.860	318.29	37.810	355.39	41.890	393.76
13.750	34.030	322.82	37.990	360.37	42.090	399.25
13.875	34.200	327.38	38.170	365.38	42.290	404.78
14.000	34.370	331.97	38.350	370.42	42.490	410.35
14.125	34.560	336.78	38.530	375.49	42.690	415.95
14.250	34.780	341.90	38.710	380.59	42.880	421.59
14.375	35.000	347.05	38.930	386.10	43.080	427.27
14.500	35.210	352.24	39.170	391.80	43.290	433.03
14.625	35.430	357.48	39.400	397.55	43.540	439.29
14.750	35.650	362.75	39.640	403.33	43.790	445.60
14.875	35.870	368.06	39.870	409.16	44.040	451.95
15.000	36.080	373.41	40.110	415.03	44.290	458.35
15.125	36.300	378.79	40.340	420.94	44.540	464.79
15.250	36.430	383.28	40.580	426.89	44.800	471.27
15.375	36.530	387.49	40.810	432.89	45.050	477.81
15.500	36.630	391.72	40.900	437.31	45.300	484.38
15.625	36.730	395.98	40.970	441.61	45.510	490.59
15.750	36.840	400.25	41.040	445.91	45.560	494.99
15.875	36.940	404.53	41.110	450.24	45.600	499.39
16.000	37.040	408.84	41.180	454.57	45.640	503.81
16.125	37.140	413.17	41.250	458.92	45.690	508.24
16.250	37.240	417.52	41.330	463.28	45.730	512.67
16.375	37.350	421.93	41.400	467.66	45.780	517.12
16.500	37.460	426.36	41.470	472.08	45.820	521.57
16.625	37.560	430.81	41.570	476.73	45.860	526.03
16.750	37.670	435.28	41.660	481.41	45.920	530.61
16.875	37.780	439.77	41.750	486.10	46.000	535.50
17.000	37.880	444.28	41.850	490.81	46.080	540.40

2.9 ENSAYO DE REMOLQUE EN CANAL DE PRUEBAS – CASCO ACTUAL

En la etapa de diseño se realizó un ensayo de remolque. Se proporcionó al laboratorio el plano de líneas de forma (ver anexo 1) y las condiciones de carga siguientes:

Tabla N° 5: Especificación de condiciones para el ensayo de remolque

	Condición N°1	Condición N°2	Condición N°3
Eslora de flotación (m)	14.921	14.97	15.017
Manga de flotación (m)	4.722	4.749	4.77
Calado a proa (m)	1.05	1.1	1.15
Calado a popa (m)	1.05	1.1	1.15
Calado medio (m)	1.05	1.1	1.15
Desplazamiento (ton)	32.46	35.54	38.65

Los resultados obtenidos de las mediciones de los ensayos y sus respectivas extrapolaciones se presentan en el siguiente listado así como también una gráfica de la potencia efectiva (E.H.P.) en función a la velocidad para las condiciones de carga anteriormente identificadas en la situación de pruebas.

2.9.1 Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 1

Características del buque

Nombre del buque : Lancha Torcaza

Condición : Condición N°1

Eslora de flotación : 14.921 m

Manga de flotación : 4.722 m

Calado de proa	: 1.05	m
Calado de popa	: 1.05	m
Calado medio	: 1.05	m
Desplazamiento	: 32.46	t
Superficie mojada	: 68.47	m ²
Factor de prueba	: 1.15	
Factor de servicio	: 0	

Datos del modelo

Eslora de flotación	: 0.9947333	m
Escala	: 1:15	
Temperatura del agua:	18	°C
Densidad	: 101.7961	Kg. s ² /m ⁴
Viscosidad	: 1.0573E-06	m ² /s

La extrapolación fue hecha de acuerdo al método de Froude y coeficiente de fricción de ITTC – 57, correlación por rugosidad y curvatura según ATTC 0.0004 sobre C_{fb} y 0.0 sobre C_{fm}

V_b : velocidad el buque en nudos

V_m : velocidad del modelo en m/s

R_{tm} : Resistencia total del modelo en Kg

R_{nm} : Número de Reynolds del modelo

C_{tm} : Coef. de resistencia total del modelo

C_{fm} : Coef. de resistencia de fricción del modelo

C_{rm} : Coef. de resistencia residual del modelo

R_{nb} : Número de Reynolds del buque

Ctb : Coef. de resistencia total del buque, casco desnudo

Cfb : Coef. de resistencia de fricción del buque

Crb : Coef. de resistencia residual del buque

Rtb : Resistencia total del buque, casco desnudo, en Kg

EHPbc : Potencia efectiva (remolque) del buque en c.v., en canal

EHPbp : Potencia efectiva (remolque) del buque en c.v., en prueba

EHPbs : Potencia efectiva (remolque) del buque en c.v., en servicio

Tabla N° 6: Resultados de extrapolación – Condición N° 1

Vb [knots]	Vm [knots]	Rtm kgs	Rnm	Ctm	Cfm	Crn
13.0	1.7266	1.118	1.62E+06	2.42E-02	4.23E-03	2.00E-02
14.0	1.8594	1.203	1.75E+06	2.25E-02	4.17E-03	1.83E-02
15.0	1.9923	1.255	1.87E+06	2.04E-02	4.11E-03	1.63E-02
16.0	2.1251	1.286	2.00E+06	1.84E-02	4.05E-03	1.43E-02
17.0	2.2579	1.311	2.12E+06	1.66E-02	4.01E-03	1.26E-02

Continuación de Tabla N° 6:

Resultados de extrapolación – Condición N° 1

Vb [knots]	Rnb	Cfb	Crb	Ctb	Rtb kgs
13.0	8.16E+07	2.15E-03	2.00E-02	2.25E-02	3587
14.0	8.79E+07	2.12E-03	1.83E-02	2.08E-02	3845
15.0	9.42E+07	2.10E-03	1.63E-02	1.88E-02	3987
16.0	1.00E+08	2.08E-03	1.43E-02	1.68E-02	4055
17.0	1.07E+08	2.06E-03	1.26E-02	1.51E-02	4102

Continuación de Tabla N° 6:

Resultados de extrapolación – Condición N° 1

Vb [knots]	EHPbc c.v.	EHPbp c.v.	EHPbs c.v.
13.0	319.8	367.8	0.0
14.0	369.2	424.5	0.0
15.0	410.2	471.7	0.0
16.0	445.0	511.7	0.0
17.0	478.3	550.1	0.0

2.9.2 Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 2

Características del buque

Nombre del buque	:	Lancha Torcaza
Condición	:	Condición N°2
Eslora de flotación	:	14.97 m
Manga de flotación	:	4.749 m
Calado de proa	:	1.1 m
Calado de popa	:	1.1 m
Calado medio	:	1.1 m
Desplazamiento	:	35.54 t
Superficie mojada	:	70.12 m ²
Factor de prueba	:	1.15
Factor de servicio	:	0

Datos del modelo

Eslora de flotación	:	0.998 m
Escala	:	15
Temperatura del agua:	:	18 °C
Densidad	:	101.7961 Kg. s ² /m ⁴
Viscosidad	:	1.0573E-06 m ² /s

Tabla N° 7: Resultados de extrapolación – Condición N° 2

Vb [knots]	Vm [knots]	Rtm Kgs	Rnm	Ctm	Cfm	Crn
13.0	1.7266	1.255	1.63E+06	2.65E-02	4.23E-03	2.23E-02
14.0	1.8594	1.352	1.76E+06	2.46E-02	4.16E-03	2.05E-02
15.0	1.9923	1.405	1.88E+06	2.23E-02	4.11E-03	1.82E-02
16.0	2.1251	1.446	2.01E+06	2.02E-02	4.05E-03	1.61E-02
17.0	2.2579	1.477	2.13E+06	1.83E-02	4.00E-03	1.43E-02

Continuación de Tabla N° 7: Resultados de extrapolación – Condición N° 2

Vb [knots]	Rnb	Cfb	Crb	Ctb	Rtb kgs
13.0	8.19E+07	2.14E-03	2.23E-02	2.49E-02	4053
14.0	8.82E+07	2.12E-03	2.05E-02	2.30E-02	4350
15.0	9.45E+07	2.10E-03	1.82E-02	2.07E-02	4494
16.0	1.01E+08	2.08E-03	1.61E-02	1.86E-02	4598
17.0	1.07E+08	2.06E-03	1.43E-02	1.67E-02	4663

Continuación de Tabla N° 7: Resultados de extrapolación – Condición N° 2

Vb [knots]	EHPbc c.v.	EHPbp c.v.	EHPbs c.v.
13.0	361.4	415.6	0.0
14.0	417.7	480.3	0.0
15.0	462.4	531.7	0.0
16.0	504.6	580.3	0.0
17.0	543.7	625.3	0.0

2.9.3 Resultados de la extrapolación modelo - buque: Condición N° 3

Características del buque

Nombre del buque	:	Lancha Torcaza
Condición	:	Condición N°3
Eslora de flotación	:	15.017 m
Manga de flotación	:	4.77 m
Calado de proa	:	1.15 m
Calado de popa	:	1.15 m
Calado medio	:	1.15 m
Desplazamiento	:	38.65 t
Superficie mojada	:	72.14 m ²
Factor de prueba	:	1.15
Factor de servicio	:	0

Datos del modelo

Eslora de flotación	:	1.001133 m
Escala	:	15
Temperatura del agua:	18	°C
Densidad	:	101.7961 Kg. s ² /m ⁴
Viscosidad	:	1.0573E-06 m ² /s

Tabla N° 8: Resultados de extrapolación – Condición N° 3

Vb [knots]	Vm [knots]	Rtm kgs	Rnm	Ctm	Cfm	Crm
13.0	1.7266	1.405	1.63E+06	2.89E-02	4.22E-03	2.47E-02
14.0	1.8594	1.502	1.76E+06	2.66E-02	4.16E-03	2.25E-02
15.0	1.9923	1.552	1.89E+06	2.40E-02	4.10E-03	1.99E-02
16.0	2.1251	1.591	2.01E+06	2.16E-02	4.05E-03	1.75E-02
17.0	2.2579	1.626	2.14E+06	1.95E-02	4.00E-03	1.55E-02

Continuación de Tabla N° 8: Resultados de extrapolación – Condición N° 3

Vb [knots]	Rnb	Cfb	Crb	Ctb	Rtb kgs
13.0	8.21E+07	2.14E-03	2.47E-02	2.72E-02	4563
14.0	8.85E+07	2.12E-03	2.25E-02	2.50E-02	4860
15.0	9.48E+07	2.10E-03	1.99E-02	2.24E-02	4993
16.0	1.01E+08	2.08E-03	1.75E-02	2.00E-02	5087
17.0	1.07E+08	2.06E-03	1.55E-02	1.80E-02	5165

Continuación de Tabla N° 8: Resultados de extrapolación – Condición N° 3

Vb [knots]	EHPbc c.v.	EHPbp c.v.	EHPbs c.v.
13.0	406.8	467.8	0.0
14.0	466.7	536.7	0.0
15.0	513.7	590.8	0.0
16.0	558.3	642.0	0.0
17.0	602.3	692.6	0.0

2.9.4 Gráfica: Potencia efectiva vs. Velocidad

Se grafican las curvas “Potencia efectiva vs. Velocidad” para cada condición de carga ensayada en laboratorio.

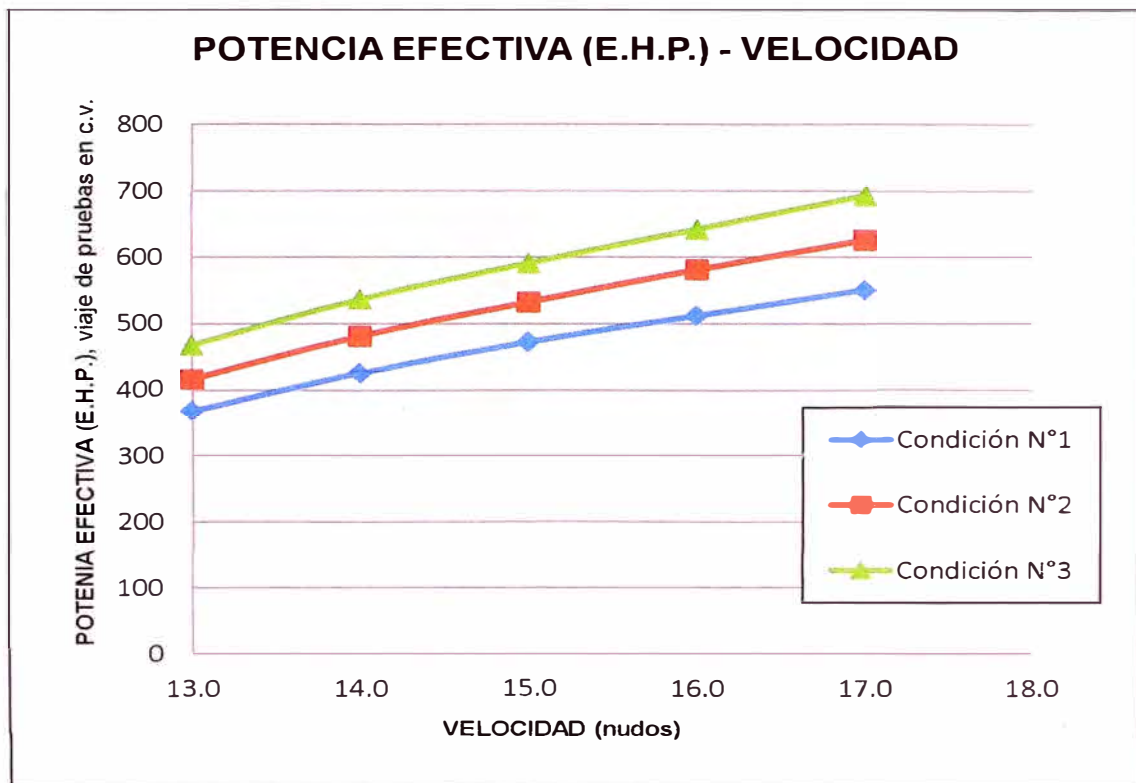


Figura 16. Resultados en Canal EHP vs. Velocidad. Ver anexo 2, gráfica N° 2.

2.10 COMPARACIÓN DE RESULTADOS, SOFTWARE VS. CANAL

Como vimos en 2.3.3., es importante primero determinar el factor de ajuste del método de regresión a un ensayo en laboratorio (ψ) del casco y especificarlo en el programa a fin de hallar la Potencia efectiva (EHP).

Se observa en el anexo 2 las gráficas N° 1, 3 y 4

El cálculo del factor de ajuste se muestra en la tabla siguiente:

Tabla N° 9: Cálculo del factor de ajuste (ψ) para cada condición

	Velocidad [knots]	EHP [hp] Hullspeed	EHP [hp] Canal	ψ Factor de ajuste
Condición 1 T = 1.05 m	13	296.1	362.76	81.6%
	14	331.97	418.68	79.3%
	15	373.41	465.24	80.3%
	16	408.84	504.69	81.0%
	17	444.28	542.56	81.9%
Condición 2 T = 1.05 m	13	324.59	409.91	79.2%
	14	370.42	473.72	78.2%
	15	415.03	524.42	79.1%
	16	454.57	572.35	79.4%
	17	490.81	616.73	79.6%
Condición 3 T = 1.1 m	13	352.21	461.39	76.3%
	14	410.35	529.35	77.5%
	15	458.35	582.71	78.7%
	16	503.81	633.20	79.6%
	17	540.4	683.11	79.1%
				79.4%

Obtenemos un factor de ajuste del método de regresión a un ensayo en laboratorio como 79.4%. Esta la usaremos en todas las sucesivas corridas para estimar la potencia efectiva en cualquier condición.

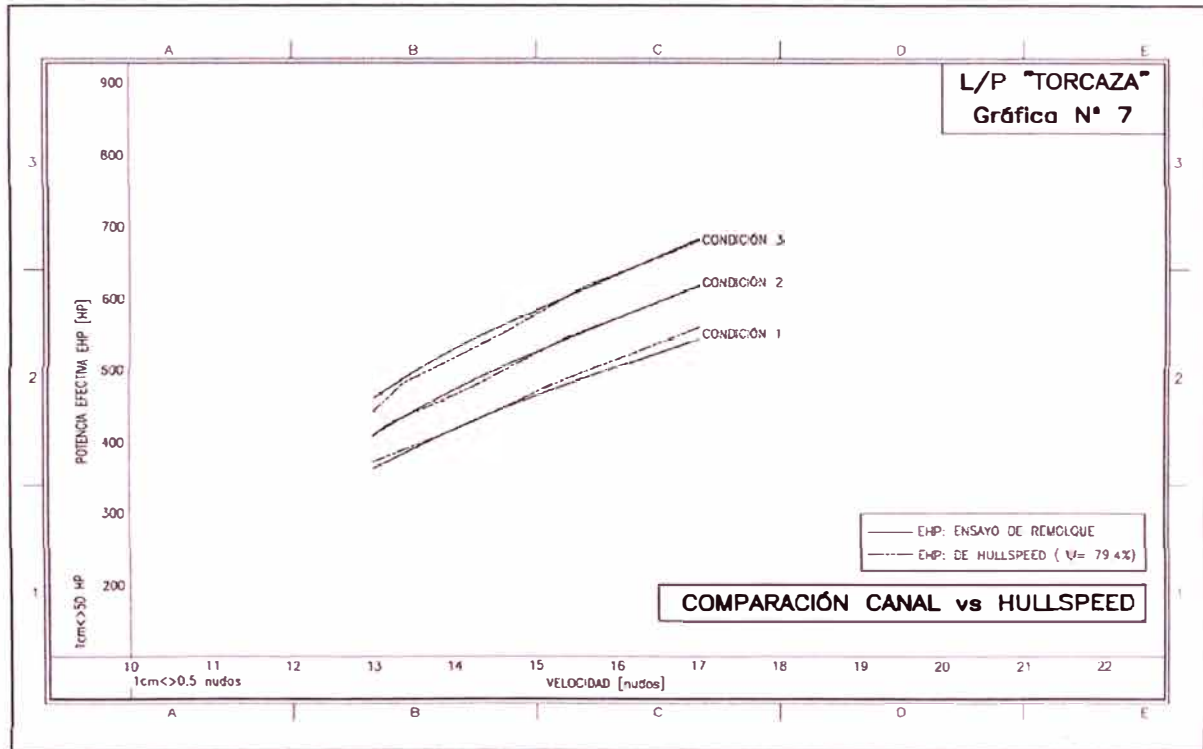


Figura 17. Comparación de resultados: Canal vs. Hullspeed.
Fuente: propia

2.11 DATOS DE LA PRUEBA DE NAVEGACIÓN

La condición de prueba de la lancha fue la siguiente:

Desplazamiento	: 41.77 toneladas
Calado	: 1.20 m
Potencia de máquinas (BHP)	: 880 hp

En esta condición, que denominaremos **CONDICIÓN N° 4**, la nave desarrolló **12.27** nudos de velocidad.

Hacemos una corrida en Hullspeed y obtenemos que a 12.27 nudos la potencia efectiva es 449 hp. De aquí podemos calcular la eficiencia propulsiva a partir de la siguiente relación:

$$\text{BHP} = \frac{\text{EHP}}{\eta}$$

Dónde:

BHP : Potencia al freno (de máquinas) = 880 hp

EHP : Potencia efectiva de remolque = 449 hp

η : Eficiencia global propulsiva = **51%**

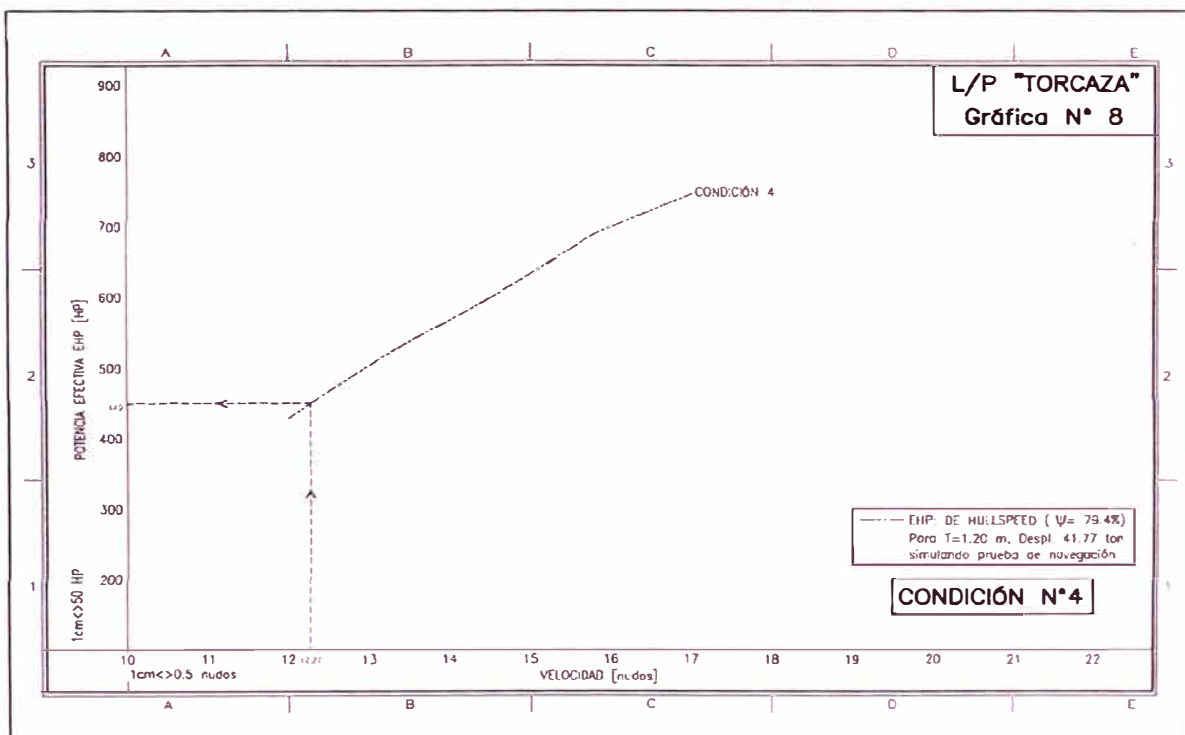


Figura 18. EHP en la condición N°4. Ver anexo 2, gráfica N° 8.

CAPITULO 3

DISEÑO Y ANÁLISIS DE MODIFICACIONES HIDRODINÁMICAS

3.1 PRINCIPALES MÉTODOS PARA MEJORAR LA EFICIENCIA HIDRODINÁMICA EN BOTES DE PLANE0

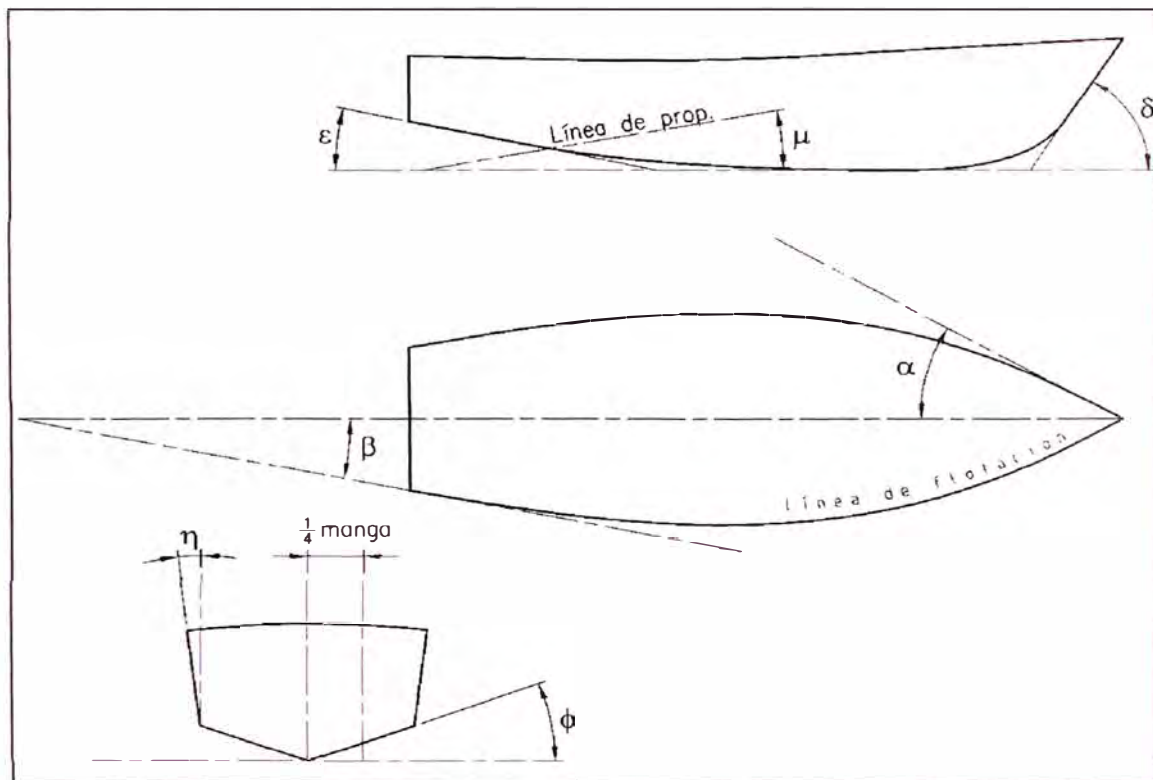
Si podemos reducir la resistencia, se requerirá menos potencia para propulsar el buque a una velocidad dada, o para una potencia dada, el buque viajará más rápido. La proa con bulbo es comúnmente usado para reducir la resistencia de embarcaciones con casco de desplazamiento como buques tanqueros. Sin embargo, los cascos de planeo son diferentes de los cascos de desplazamiento en términos de su forma, rango de velocidad, características hidrodinámicas, etc. Así diferentes aproximaciones son necesarias para reducir el arrastre friccional y por formación de olas.

Los métodos más usuales para incrementar la eficiencia hidrodinámica son: alargar el plano de flotación, modificar el centro longitudinal de boyantés a través del uso de la curva de áreas, disminuir el ángulo de entrada de la proa, no permitir la separación del flujo en la popa, Hay diversos mecanismos que han sido usados o están todavía en experimentación para reducir la resistencia de embarcaciones de planeo (Yaakob, Shamsuddin, & King, 2004). Entre ellos están los de flap de popa, cuñas en el espejo, interceptores de flujo en el espejo, inyección de microburbujas, "spray rails", etc. Todos estos métodos pueden ser aplicados

a la vez dependiendo de la disposición económica y facilidad tecnológica. En este caso se prefirió reducir el ángulo de entrada, modificando las líneas de forma de proa y dejando para una subsiguiente mejora, la implementación de flap de popa y “spray rails” ya que para el primero la metodología y tecnología es más conocida y están disponibles con relativa facilidad.

3.2 PRINCIPALES PARÁMETROS DE LA GEOMETRÍA DEL CASCO

Estos se muestran en la figura 19.

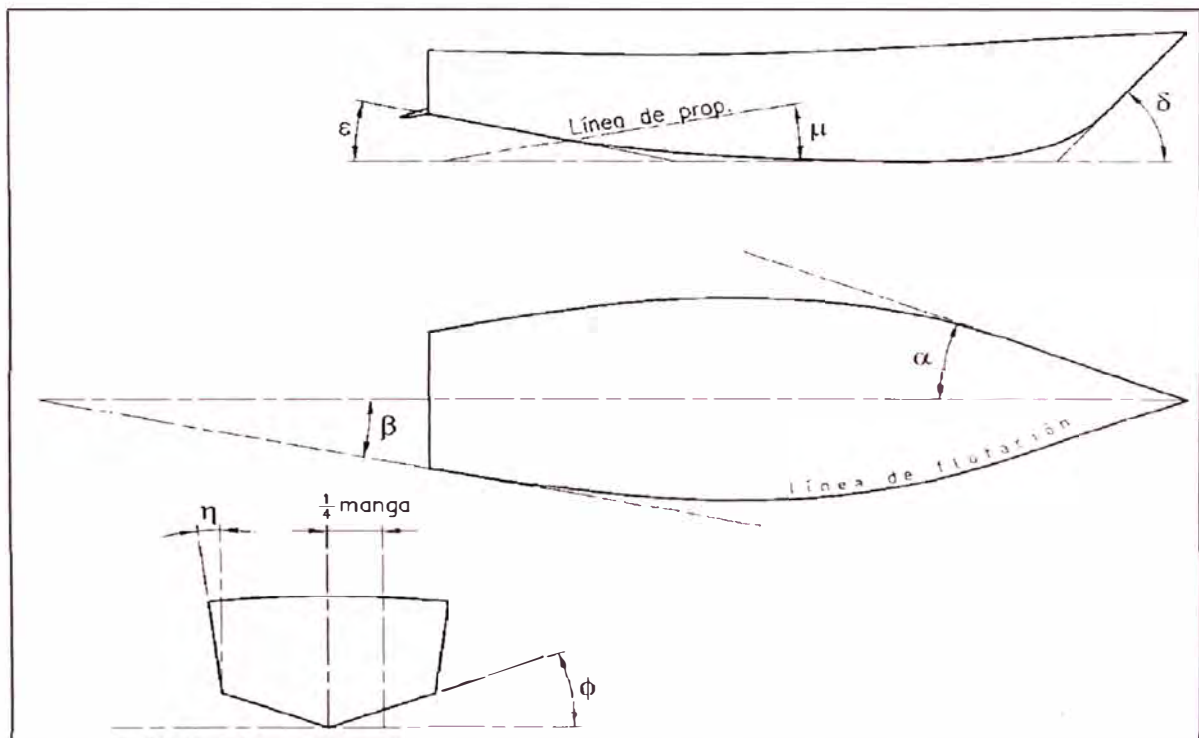


$$\begin{aligned} \alpha &= 25.3^\circ \quad (\text{no adecuado para esta embarcación}) \\ \beta &= 0.25^\circ \\ \delta &= 57.3^\circ \\ \epsilon &= 2.18^\circ \quad (\text{tomado a } 1/4 \text{ de la manga}) \\ \phi &= 17.3^\circ \\ \eta &= 12.8^\circ \\ \mu &= 13^\circ \end{aligned}$$

Figura 19. Parámetros geométricos de casco original. Fuente: propia

3.3 MODIFICACIÓN DE LÍNEAS DE FORMA DE ACUERDO A LOS PARÁMETROS

Estos se muestran en la figura 20.



$$\begin{aligned} \alpha &= 18.6^\circ \\ \beta &= 0.25^\circ \\ \delta &= 55^\circ \\ \varepsilon &= 2.18^\circ \quad (\text{tomado a } 1/4 \text{ de la manga}) \\ \phi &= 17.3^\circ \\ \eta &= 12.8^\circ \\ \mu &= 13^\circ \end{aligned}$$

Figura 20. Parámetros geométricos de casco modificado.

Como la nave ya está construida y lo que se busca es modificar lo menos posible se optó por variar sólo la proa, lanzando más la roda (δ) y lograr un menor ángulo de entrada en la flotación (α).

Las características principales de la lancha "Torcaza modificada" son:

Eslora total: 17.05 m

Manga: 5.30 m

Puntal: 2.4 m

El incremento de eslora es 550 mm

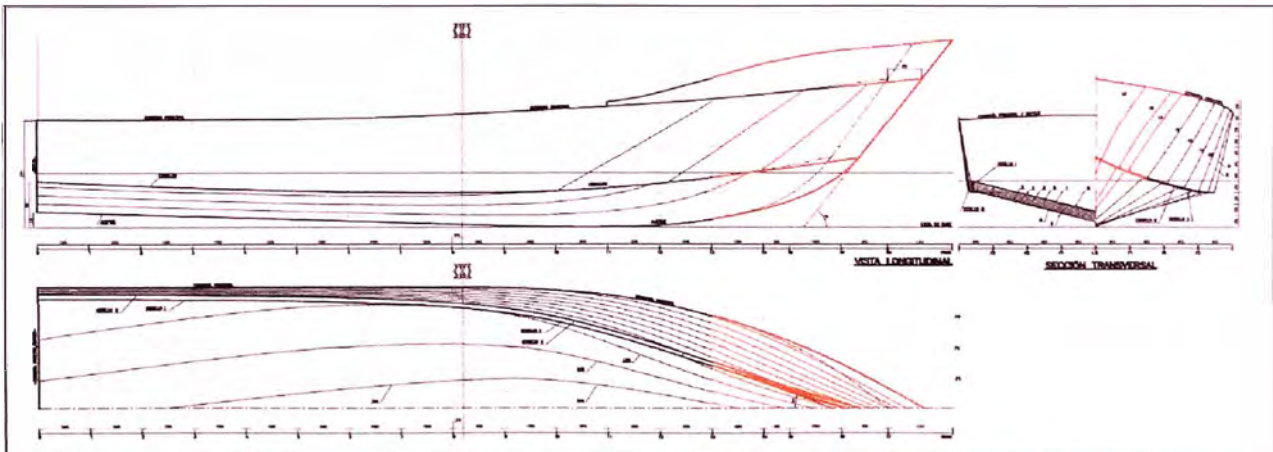


Figura 21. Líneas de forma modificadas Ver Anexo 1, Plano N° 02.

3.4 MODELADO DE CASCO MODIFICADO

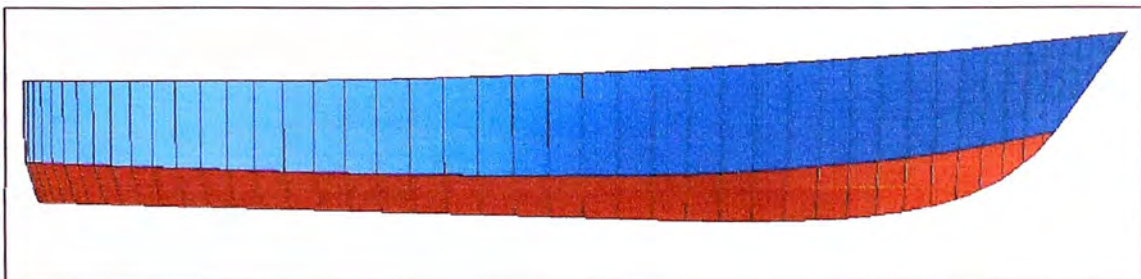


Figura 22. Vista longitudinal de modelo original.

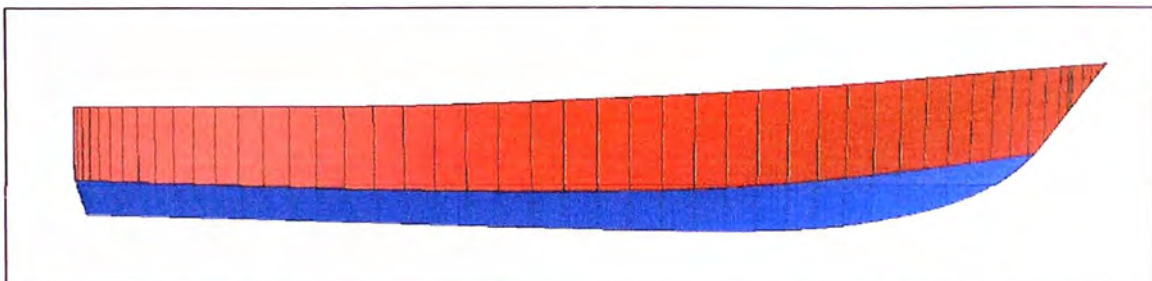


Figura 23. Vista longitudinal de modelo modificado.

CAPITULO 4

ESTUDIO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO MODIFICADO

4.1 ANÁLISIS DE LA RESISTENCIA AL AVANCE DEL CASCO MODIFICADO

Ejecutamos el programa Hullspeed y hacemos una corrida del modelo modificado de la lancha, seleccionando el método de cálculo: Savitsky pre-planeo, establecemos el rango de velocidad: De 12 a 17 nudos y la eficiencia global: 100%, ingresamos el calado en la condición deseada: 1.2 m y colocamos el factor de ajuste del método para el modelo: 79.4%

El programa nos proporciona:

- 1° La resistencia total de la nave, en kilo newton
- 2° La potencia efectiva, en hp
- 3° Hallamos la potencia al freno (BHP) con la eficiencia propulsiva global de 51%

TABLA N° 10: Resultados de la potencia efectiva y potencia del casco original en pruebas y el casco modificado

4° CONDICIÓN (T = 1.2m) Casco original			Casco modificado (T = 1.2m)		
Velocidad [knots]	EHP [hp]	BHP [hp]	Velocidad [knots]	EHP [hp]	BHP [hp]
12.000	427.92	839.065	12.000	0.000	0.00
12.125	437.55	857.950	12.125	305.945	599.89
12.250	447.13	876.717	12.250	322.380	632.12
12.375	456.62	895.330	12.375	339.081	664.86
12.500	466.02	913.772	12.500	353.086	692.32
12.625	475.33	932.027	12.625	365.302	716.28
12.750	484.54	950.077	12.750	377.695	740.58
12.875	493.63	967.901	12.875	390.264	765.22
13.000	502.59	985.473	13.000	402.997	790.19
13.125	511.41	1002.760	13.125	415.907	815.50
13.250	520.06	1019.721	13.250	428.992	841.16
13.375	528.51	1036.303	13.375	442.254	867.17
13.500	536.74	1052.433	13.500	455.693	893.52
13.625	544.69	1068.011	13.625	466.234	914.18
13.750	552.37	1083.079	13.750	474.521	930.43
13.875	560.06	1098.147	13.875	482.884	946.83
14.000	567.84	1113.416	14.000	491.310	963.35
14.125	575.66	1128.744	14.125	499.824	980.05
14.250	583.53	1144.172	14.250	508.401	996.86
14.375	591.45	1159.698	14.375	517.065	1013.85
14.500	599.36	1175.224	14.500	525.793	1030.97
14.625	607.28	1190.750	14.625	534.597	1048.23
14.750	615.81	1207.461	14.750	543.325	1065.34
14.875	624.33	1224.172	14.875	551.965	1082.28
15.000	633.20	1241.574	15.000	560.680	1099.37
15.125	641.99	1258.804	15.125	569.471	1116.61
15.250	650.84	1276.157	15.250	578.325	1133.97
15.375	659.74	1293.608	15.375	587.254	1151.48
15.500	668.64	1311.060	15.500	596.259	1169.14
15.625	677.74	1328.906	15.625	605.327	1186.92
15.748	686.69	1346.445	15.748	614.458	1204.82
15.875	694.07	1360.921	15.875	621.814	1219.24
16.000	699.79	1372.127	16.000	627.292	1229.98

4.2 COMPARACIÓN DE CURVAS BHP VS. VELOCIDAD ANTES Y DESPUÉS DE LA MODIFICACIÓN

Se muestra en la siguiente figura:

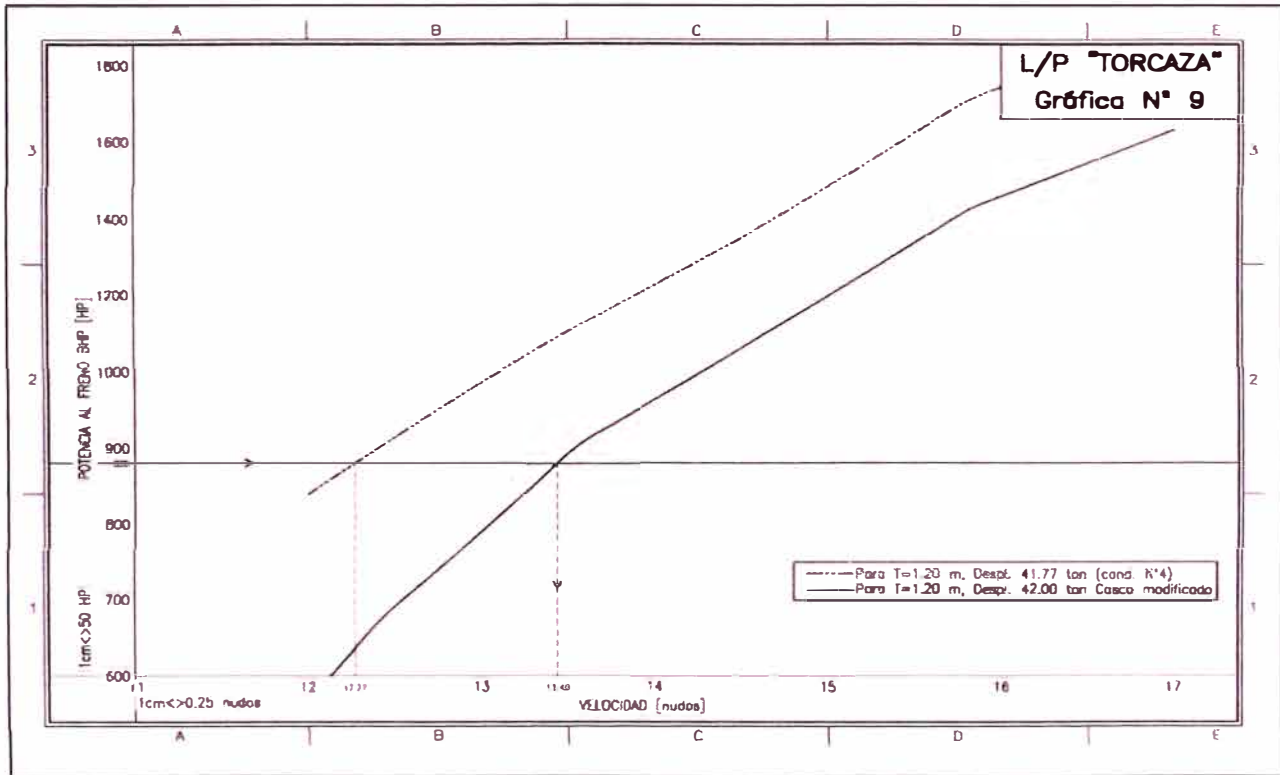


Figura 24. Comparación de resultados: BHP vs. Velocidad.

CAPITULO 5

OTRAS CONSIDERACIONES PARA MEJORAR LA VELOCIDAD

5.1 INSTALACIÓN DE FLAPS DE POPA

Está demostrado experimentalmente que la instalación de flaps en la popa mejora el rendimiento hidrodinámico de un casco de semi-desplazamiento contribuyendo en una disminución significativa de la resistencia al avance.

El flap de popa es una extensión del fondo de una embarcación a popa del espejo, el cual al interactuar con el casco a determinadas velocidades produce beneficios hidrodinámicos y variaciones de trimado. Es un apéndice relativamente pequeño construido de una plancha conectada a al espejo

En el anexo 3, se incluye un estudio denominado “Efecto de flaps de popa en la resistencia hidrodinámica de un casco de semi-desplazamiento” donde se experimenta y explican los beneficios de la instalación de este apéndice.

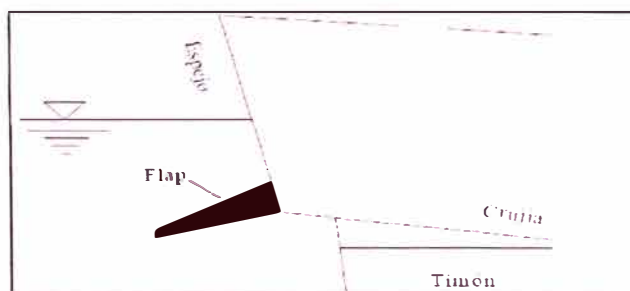


Figura 25. Concepto de flap de popa.

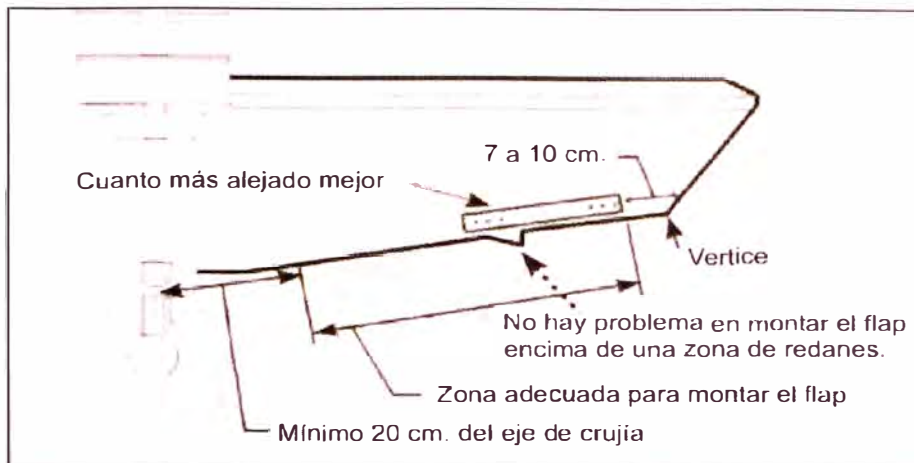


Figura 26. Ubicación de flaps en popa.

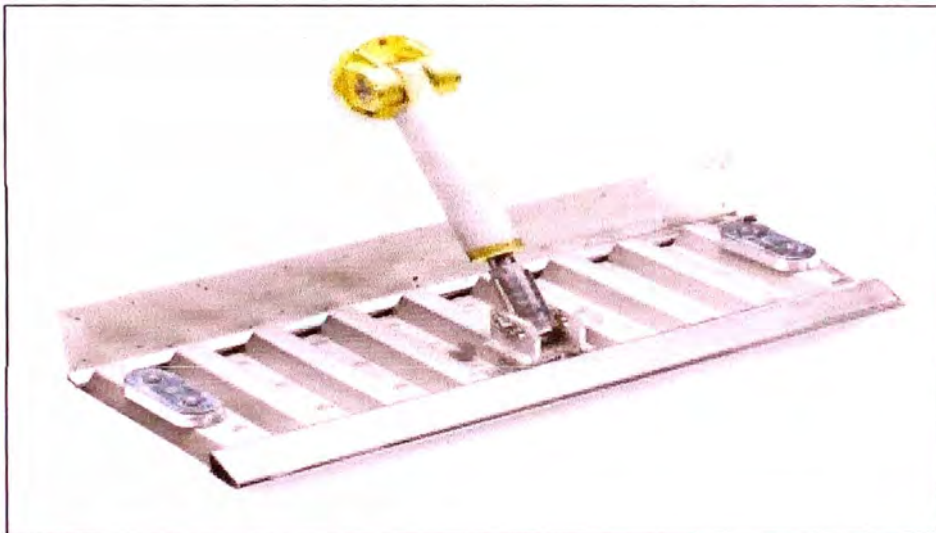


Figura 27. Flaps en popa.

5.2 MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LOS MOTORES

La lancha original cuenta con canaletas soldadas al casco como sistema de enfriamiento de motores principales. Esto incrementa la resistencia al avance de manera apreciable. En embarcaciones en las que se busca velocidad se debe minimizar o prescindir de este tipo de sistema. Un sistema de enfriamiento con tubos de cupro-niquel es más eficiente que uno por canaletas, además que su extensión en el casco es mucho menor.

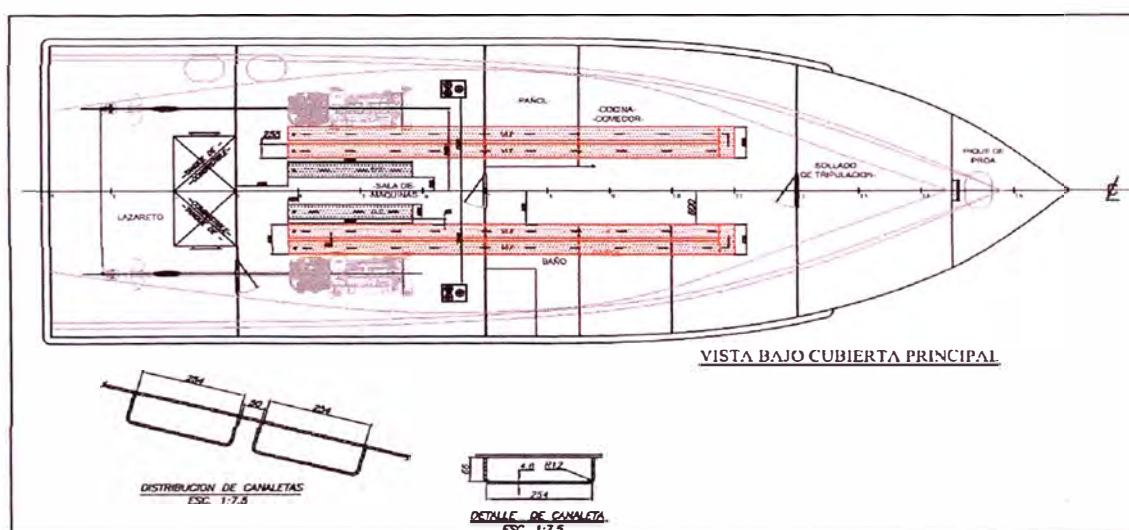


Figura 28. de enfriamiento por canaletas.



Figura 29. Sistema de enfriamiento por canaletas de acero.



Figura 30. Sistema de enfriamiento por tubos de cupro-niquel.

CAPITULO 6

ESTRUCTURA DE LA MODIFICACIÓN Y CONSIDERACIONES DE TRIMADO

6.1. ESTRUCTURA DE LA MODIFICACIÓN DE PROA Y ESTIMACIÓN DE PESOS

La modificación en las líneas de forma de la proa conlleva a una modificación estructural, como ampliación de mamparo de pique de proa, ampliación de cubierta principal, remoción e instalación de nuevo forro de casco en proa, modificación de cuadernas, varengas y baos, modificación de la roda.

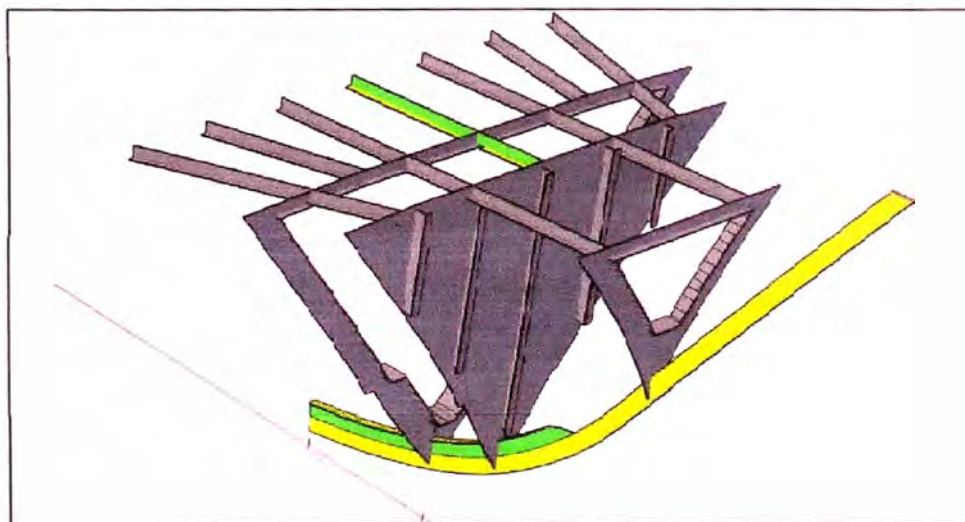


Figura 31. Estructura de proa involucrada en la modificación.

Los elementos estructurales son los siguientes:

Plancha de cubierta : Plancha de 4.7mm

Plancha de costado : Plancha de 4.7mm

Plancha de fondo	: Plancha de 4.7mm
Longitudinales de cubierta	: Platina de 50mm x 6.4 mm
Longitudinales de costado	: Platina de 76 mm x 8 mm
Longitudinales de fondo	: Platina de 76 mm x 8 mm
Cuadernas	: "T" alma 140mm x 6.4mm, ala 80mm x 6.4mm
Varengas	: "T" alma 175mm x 6.4mm, ala 110mm x 6.4mm
Baos	: "T" alma 75mm x 6.4mm, ala 50mm x 6.4mm
Eslora	: "T" alma 75mm x 6.4mm, ala 75mm x 6.4mm
Mamparo transversal	: Plancha de 4.7mm
Roda	: Platina 115mm x 12.7mm

Tabla 11. Peso de estructura de proa original

Peso de plancha de cubierta	325	kg
Peso de estructura de cubierta	169	kg
Peso de forro de costado	450	kg
Peso de estructura de costado	234	kg
Peso de forro de fondo	250	kg
Peso de estructura de fondo	162	kg
Peso total de proa original	1590	kg

Tabla 12. Peso de estructura de proa modificada

Peso de plancha de cubierta	358	kg
Peso de estructura de cubierta	186	kg
Peso de forro de costado	495	kg
Peso de estructura de costado	258	kg
Peso de forro de fondo	275	kg
Peso de estructura de fondo	188	kg
Peso total de proa original	1750	kg

De la estimación de pesos de la estructura antes y después de la modificación se calcula que el peso adicional en la proa es de 160 kg

6.2. ESTUDIO DE FLOTABILIDAD DE CASCO MODIFICADO

Desplazamiento de casco original en pruebas = 41.77 toneladas (T = 1.20m)

Peso adicional por modificación de proa = 160 kg

Peso de flaps instalados en popa = 70 kg

Desplazamiento de casco modificado = 42.00 toneladas (T = 1.202m)

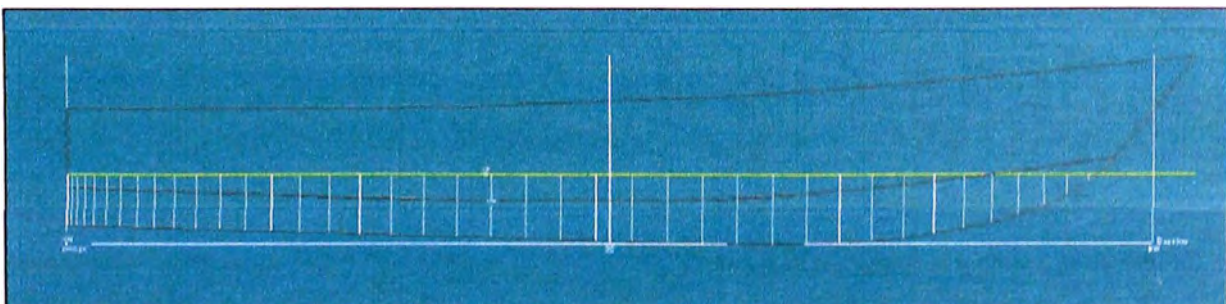


Figura 32. Condición de flotación de casco modificado (Calado = 1.203m).

CONCLUSIONES

La utilización del software para la determinación de la resistencia al avance y potencia efectiva fue validada con la comparación de los resultados del ensayo de remolque.

El casco modificado registró un incremento de la velocidad de 1.13 nudos, llegando a una velocidad de 13.6 nudos. Sin embargo, no se alcanzó los deseados 14 nudos de velocidad sólo con la modificación de la proa.

La instalación de flaps de popa y la consideración de un sistema de enfriamiento que aporte al casco menos resistencia al avance incrementarán los resultados obtenidos de velocidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Almeter, J. M. (1993). *Resistance prediction of planing hulls: State of the art*. Marine Technology.
- Cowles, G. (marzo de 2013). *UMass-Darmouth*. Recuperado el 2013, de http://www.smast.umassd.edu/CMLAB/Courses/MNE490/Lectures_PDF_Current/MHP_lecture19_S2013.pdf
- Formsys Design Systems, P. (2011). *Hullspeed 16 User Manual*. Sidney: Formsys Design Systems.
- Formsys Design Systems, P. (2011). *Hydromax 16 User Manual*. Sidney: Formsys Design Systems.
- Formsys Design Systems, P. (2011). *Maxsurf 16 User Manual*. Sydney: Formsys Design Systems Pty Ltd.
- John, D. (2013). *John Deere Hull types*. Obtenido de http://www.deere.com/wps/dcom/en_US/industry/engines_and_drivetrain/marine/learn_more/hull_types/hull_types.page
- Larsson, L., & Rolf, E. (2000). *Principles of yacht design*. Estocolmo: International Marine.
- Lewis, E. (1988). *Principals of Naval Architecture*. New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- Marshal, R. (2002). *All about powerboats*. Camden: The McGraw-Hill Companies.
- Savitsky, D. (1964). Hydrodynamic design of planing hulls. *Marine Technolgy* , 71-95.
- Stapleton, S. (2005). *Stapleton's Powerboat Bible*. Camden: McGraw Hill Companies.
- Yaakob, O., Shamsuddin, S., & King, K. K. (2004). Stern flap for resistance reduction of planing hull craft: a case study with a fast crew boat model. *Jurnal Teknologi* , 43-52.

ANEXOS

ANEXO 1

A

B

C

D

E

3

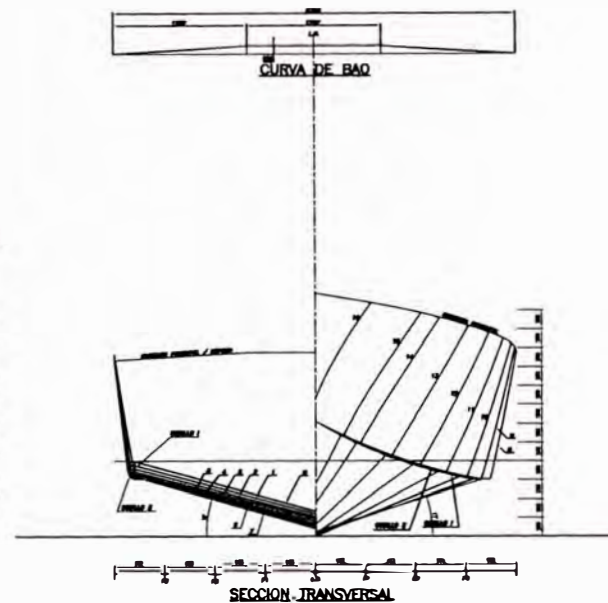
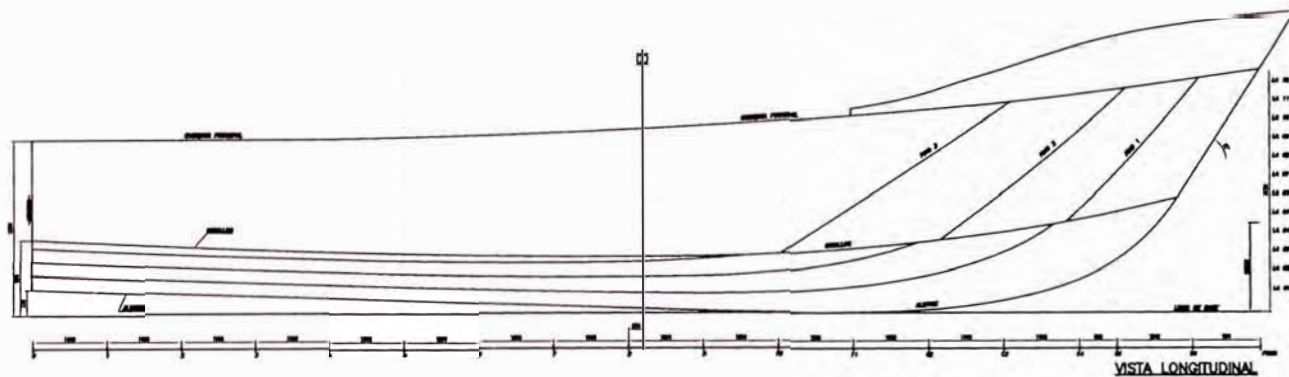
3

2

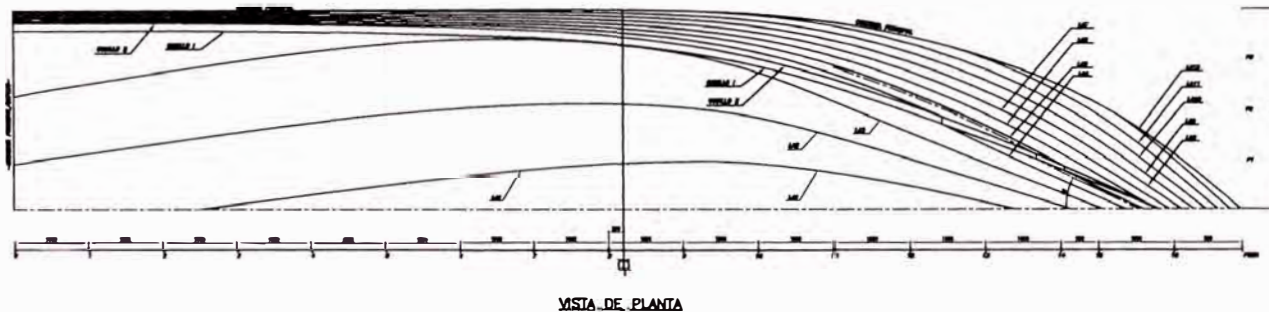
2

1

1



CURVA DE BAO



LÍNEAS DE FORMA – ORIGINAL
L/P TORCAZA

ESCALA 1:100

PLANO 01

A

B

C

D

E

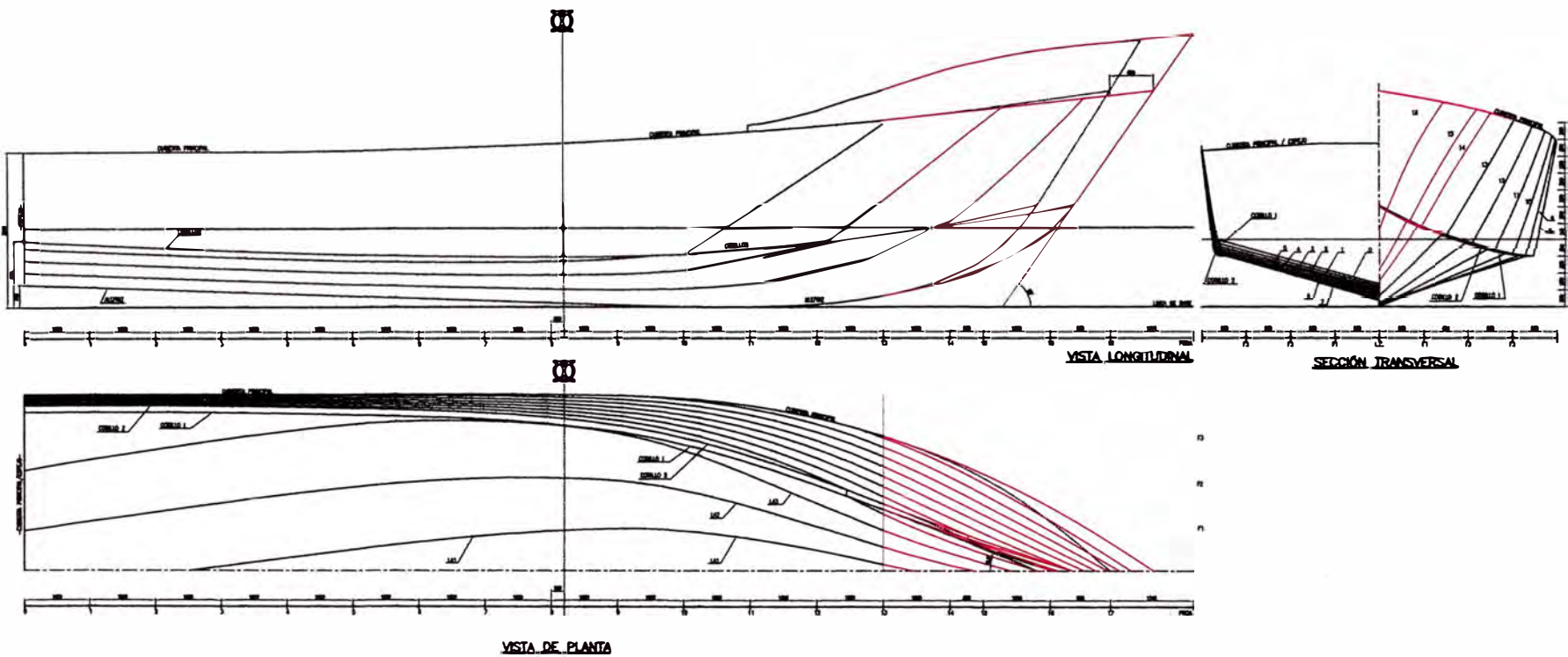
A

B

C

D

E



LÍNEAS DE FORMA MODIFICADAS
L/P TORCAZA

ESCALA 1:100

PLANO 02

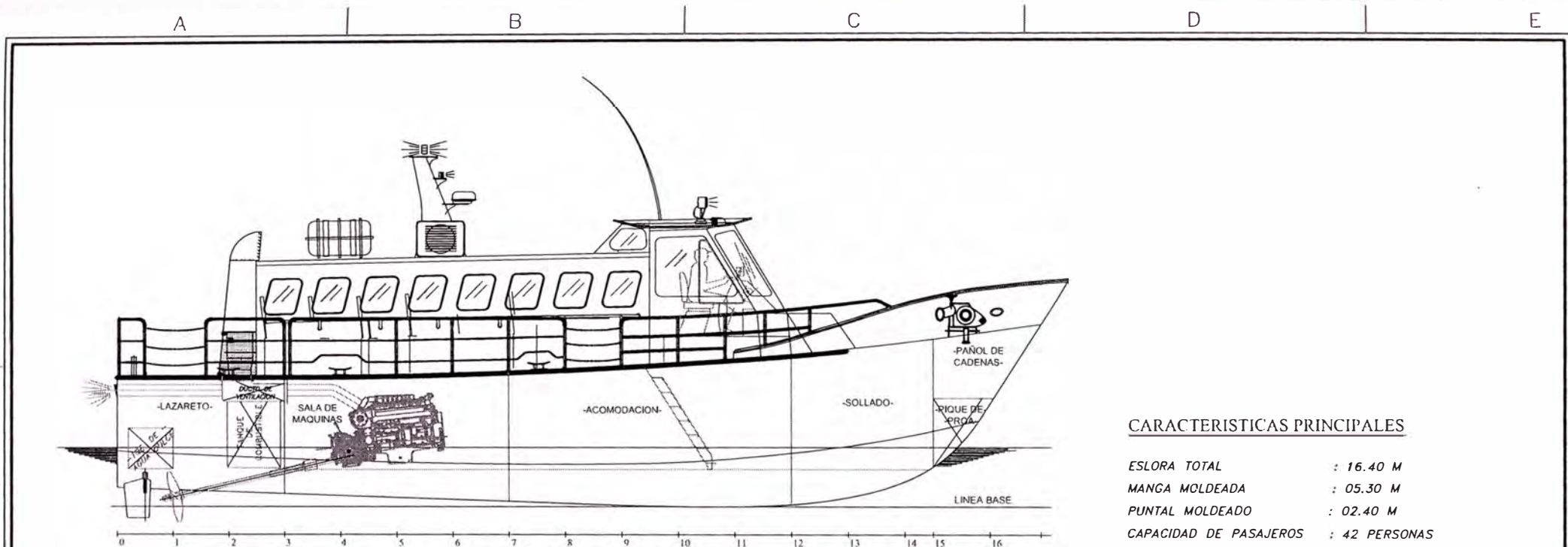
A

B

C

D

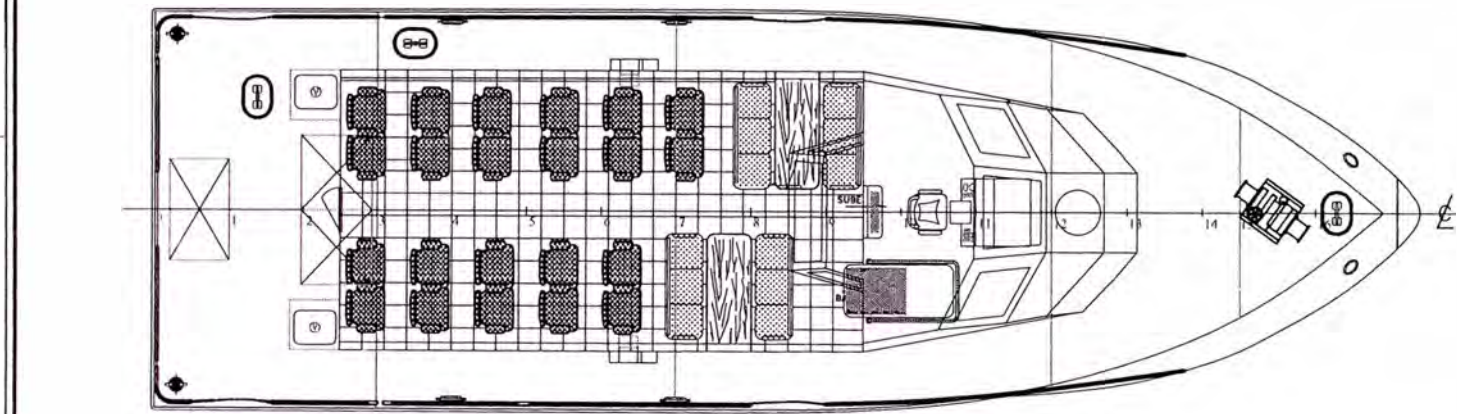
E



ELEVACION LONGITUDINAL

CARACTERISTICAS PRINCIPALES

ESLORA TOTAL	: 16.40 M
MANGA MOLDEADA	: 05.30 M
PUNTAL MOLDEADO	: 02.40 M
CAPACIDAD DE PASAJEROS	: 42 PERSONAS
TRIPULANTES	: 04 PERSONAS
POTENCIA INSTALADA	: 02 MOTORES DE 440 HP
	⊙ 1800 RPM



VISTA CUBIERTA PRINCIPAL

DISPOSICIÓN GENERAL – ORIGINAL
L/P TORCAZA

PLANO 03

ESCALA 1:100

A

B

C

D

E

3

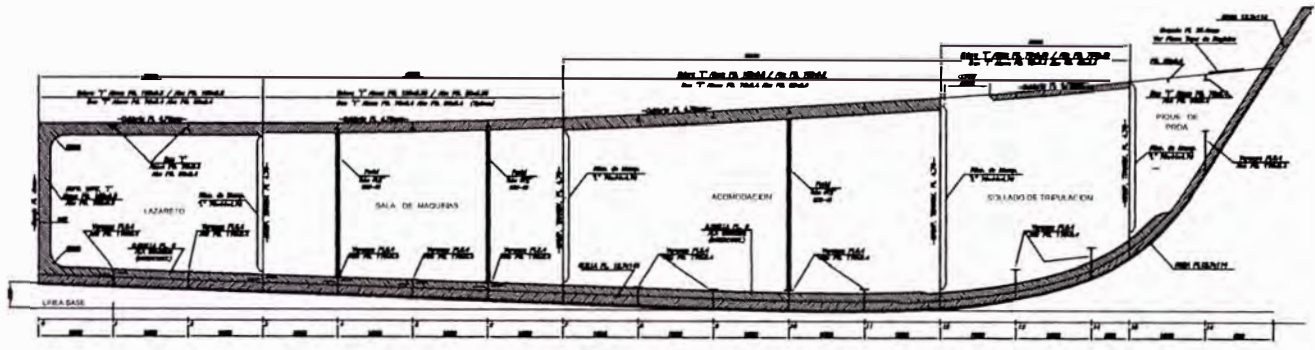
3

2

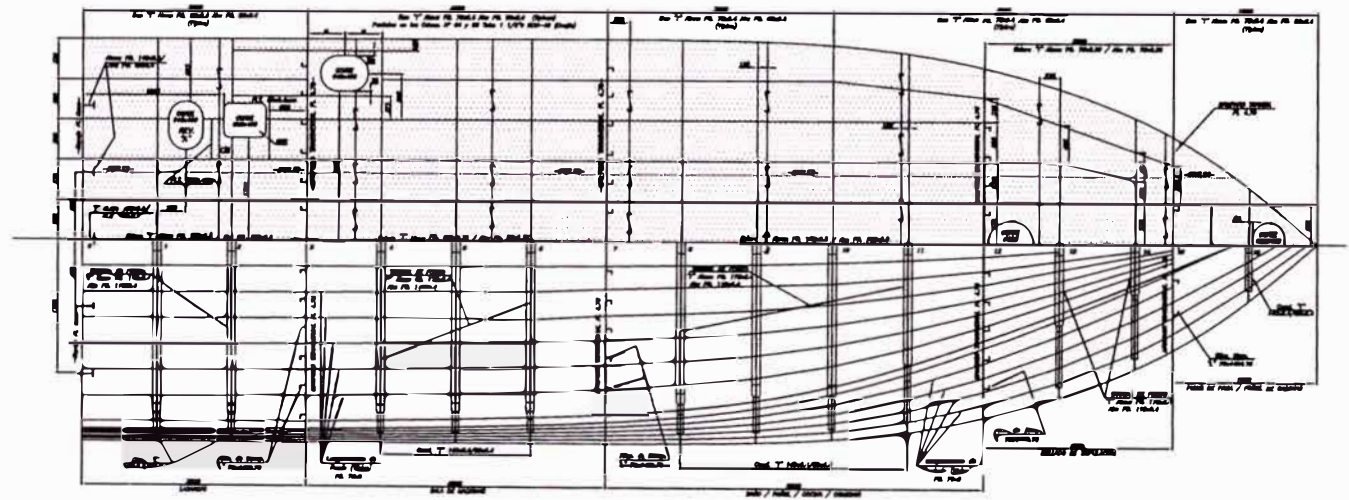
2

1

1



CORTE LONGITUDINAL POR CRISTAS



VISTA SOBRE CUBERTA PRINCIPAL BARRIS
VISTA BAJO CUBERTA PRINCIPAL ESTRECHOS

ESTRUCTURA GENERAL – ORIGINAL L/P TORCAZA

ESCALA 1:100

PLANO 04

A

B

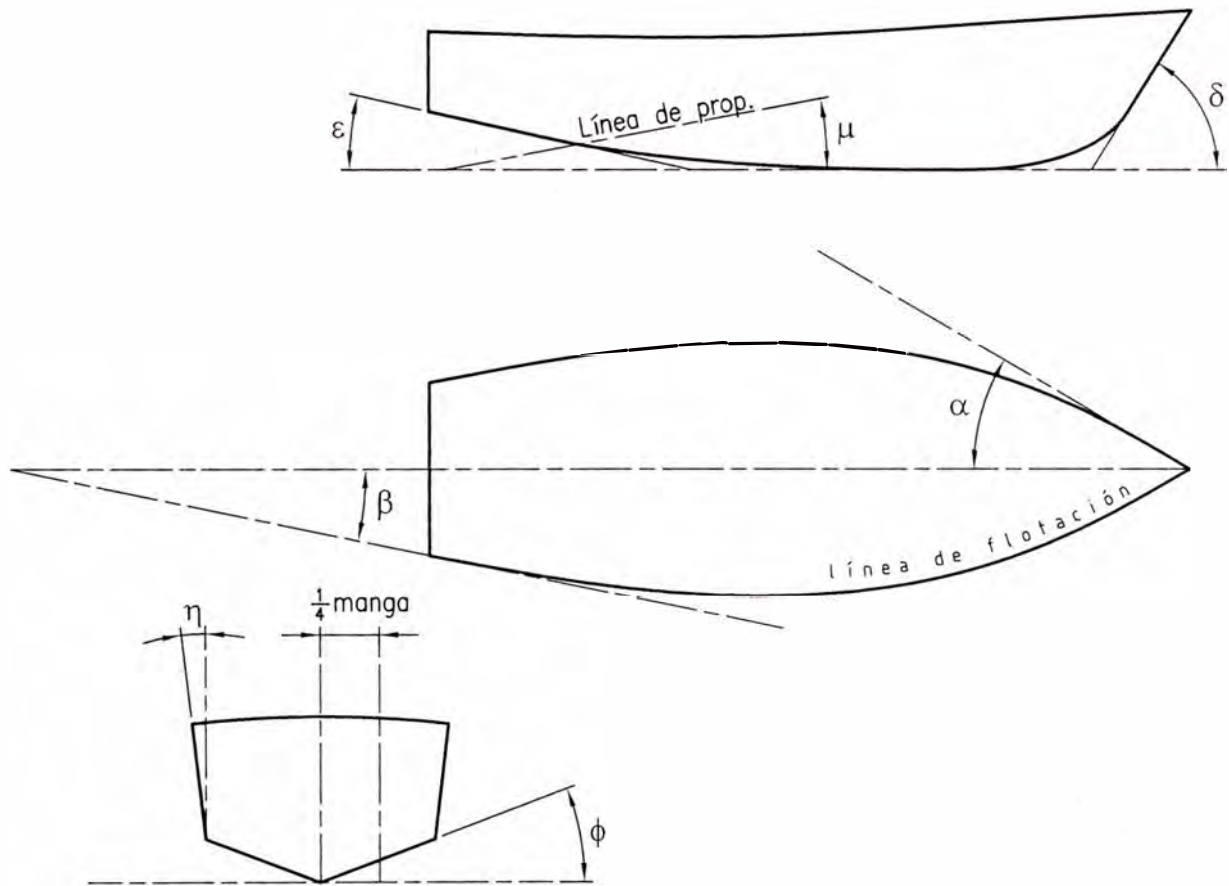
C

D

E

PARÁMETROS PRINCIPALES DE LA GEOMETRÍA DEL CASCO Y LA LÍNEA DE PROPULSIÓN

* CASCO ORIGINAL (actual)



$$\alpha = 25.3^\circ$$

$$\beta = 0.25^\circ$$

$$\delta = 57.3^\circ$$

$$\epsilon = 2.18^\circ \quad (\text{tomado a } 1/4 \text{ de la manga})$$

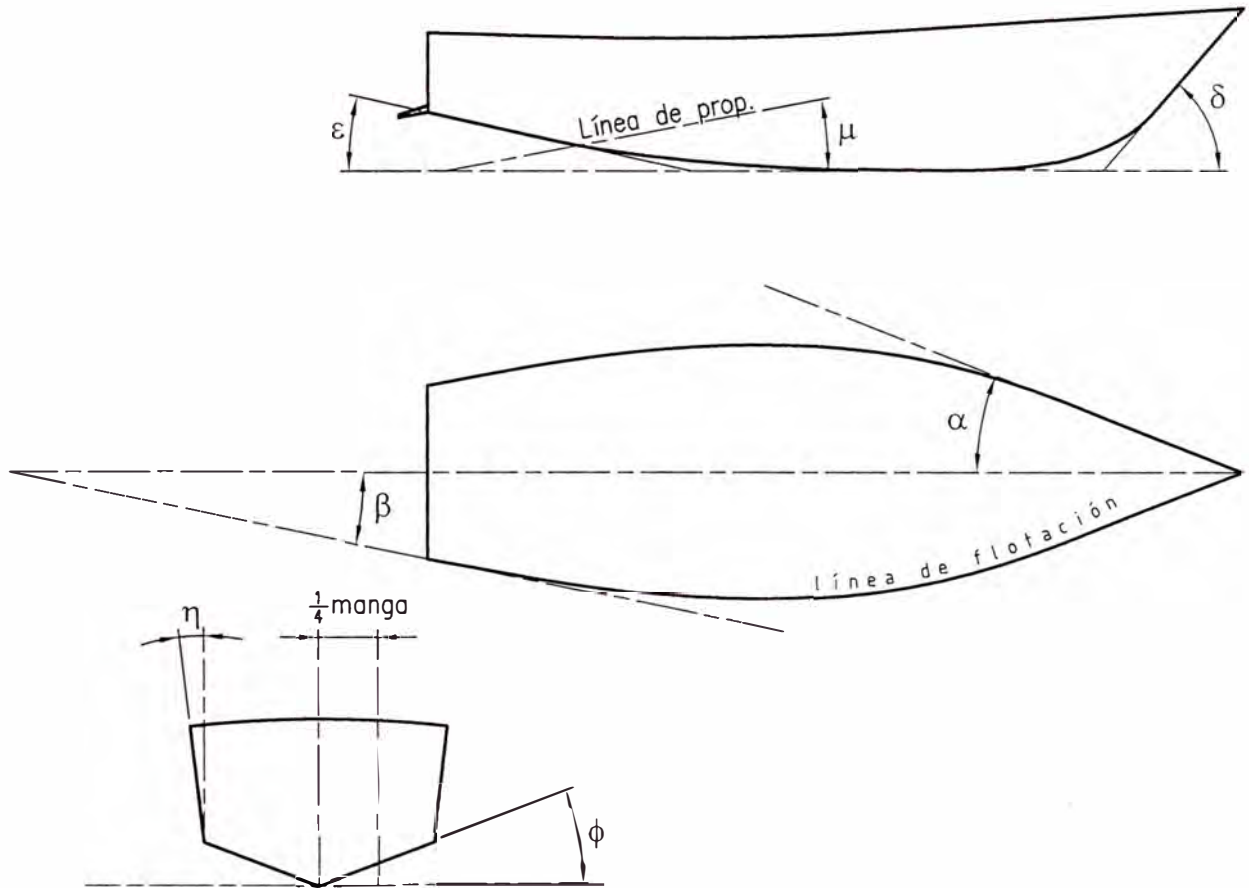
$$\phi = 17.3^\circ$$

$$\eta = 12.8^\circ$$

$$\mu = 13^\circ$$

PARÁMETROS PRINCIPALES DE LA GEOMETRÍA DEL CASCO Y LA LÍNEA DE PROPULSIÓN

* CASCO CON PROA MODIFICADA Y FLAPS



$$\alpha = 18.6^\circ$$

$$\beta = 0.25^\circ$$

$$\delta = 55^\circ$$

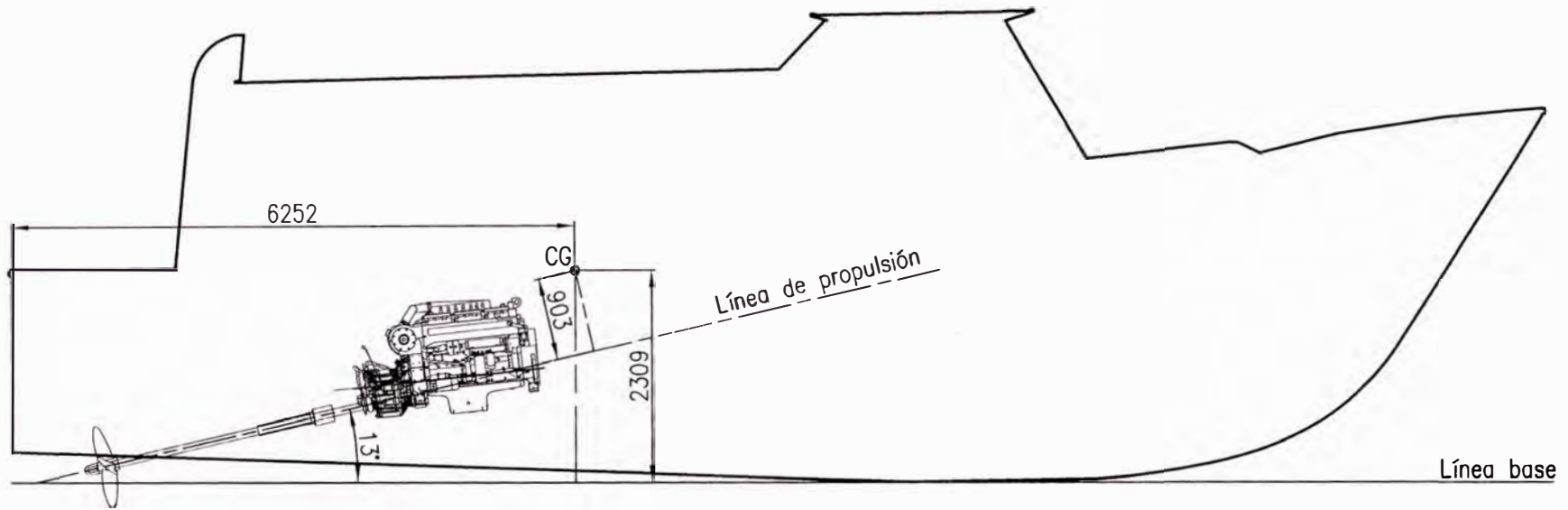
$$\epsilon = 2.18^\circ \quad (\text{tomado a } 1/4 \text{ de la manga})$$

$$\phi = 17.3^\circ$$

$$\eta = 12.8^\circ$$

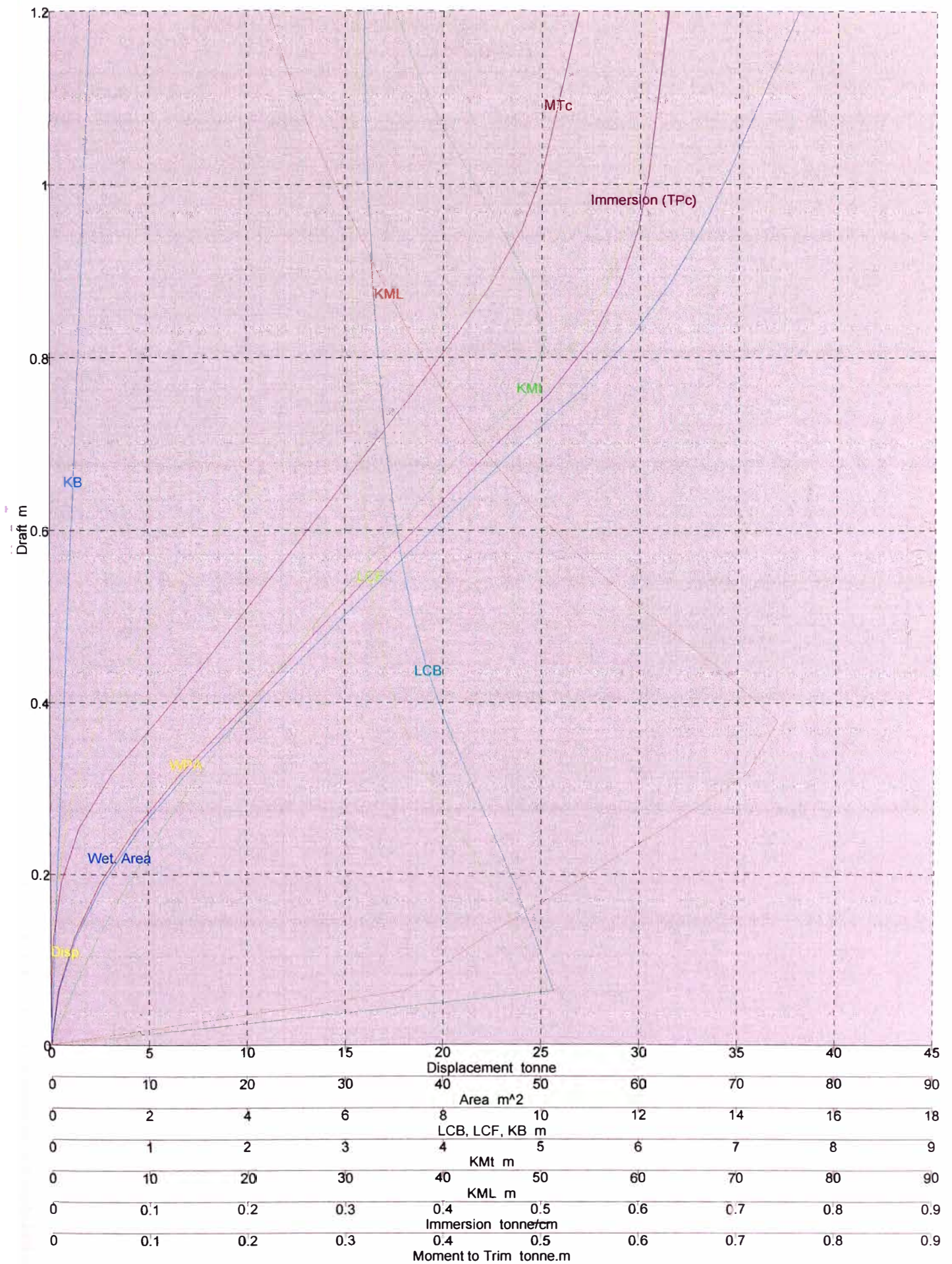
$$\mu = 13^\circ$$

L/P "TORCAZA"



ESQUEMA N°3
ESC: 1/75

**TRAYECTORIA DE LÍNEA DE PROPULSIÓN
Y POSICIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD
DE LA LANCHA ORIGINAL**

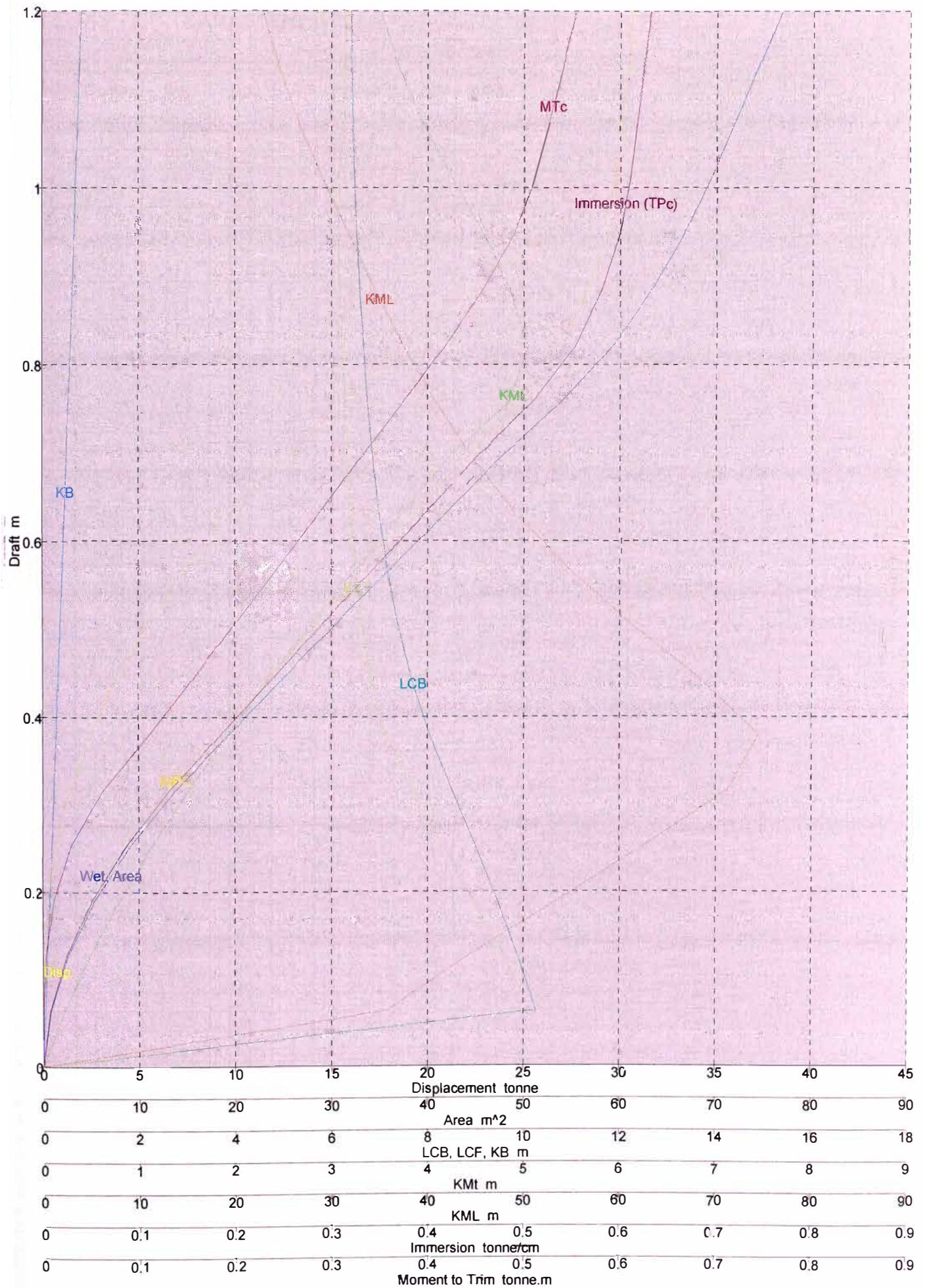


GRÁFICA Nº1 - CURVAS HIDROSTÁTICAS - CASCO ORIGINAL

CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS: L/P "TORCAZA"
(original)

Calado	Desp. [ton]	Sm [m ²]	Cp	Cb	Csm	Cwp	LCB [m]	LCF [m]	KB [m]	KMt [m]	KML [m]	(TPc) [ton/cm]	MTc [ton.m]
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.02	0.00	0.13	0.65	0.29	0.50	0.70	10.47	10.44	0.02	0.07	30.48	0.00	0.00
0.04	0.01	0.40	0.52	0.25	0.50	0.62	10.38	10.31	0.03	0.14	34.26	0.00	0.00
0.06	0.02	0.77	0.51	0.25	0.50	0.63	10.29	10.17	0.04	0.21	36.07	0.01	0.00
0.08	0.03	1.23	0.50	0.24	0.50	0.62	10.18	10.01	0.06	0.29	38.05	0.01	0.00
0.10	0.06	1.78	0.49	0.24	0.50	0.62	10.06	9.84	0.07	0.38	40.56	0.02	0.00
0.12	0.10	2.43	0.48	0.24	0.50	0.62	9.94	9.65	0.09	0.46	43.23	0.02	0.00
0.14	0.15	3.18	0.48	0.23	0.50	0.62	9.81	9.46	0.10	0.56	46.08	0.03	0.00
0.16	0.22	4.02	0.47	0.23	0.50	0.62	9.67	9.26	0.12	0.65	49.03	0.04	0.01
0.18	0.31	4.96	0.47	0.23	0.50	0.62	9.53	9.06	0.13	0.75	52.01	0.05	0.01
0.20	0.41	5.99	0.47	0.23	0.50	0.62	9.39	8.86	0.15	0.85	54.90	0.06	0.01
0.22	0.53	7.13	0.47	0.22	0.50	0.61	9.24	8.66	0.16	0.96	57.76	0.07	0.02
0.24	0.68	8.36	0.47	0.22	0.50	0.61	9.09	8.45	0.18	1.07	60.56	0.08	0.03
0.26	0.85	9.69	0.47	0.22	0.50	0.61	8.94	8.25	0.19	1.19	63.31	0.09	0.03
0.28	1.05	11.12	0.47	0.22	0.50	0.61	8.79	8.04	0.21	1.31	66.02	0.11	0.04
0.30	1.28	12.65	0.47	0.22	0.50	0.61	8.64	7.84	0.22	1.43	68.74	0.12	0.05
0.32	1.54	14.27	0.47	0.21	0.50	0.60	8.49	7.64	0.24	1.55	71.39	0.14	0.07
0.34	1.82	15.98	0.47	0.22	0.50	0.61	8.34	7.44	0.25	1.68	73.86	0.15	0.08
0.36	2.15	17.72	0.49	0.22	0.50	0.63	8.19	7.26	0.27	1.80	74.65	0.17	0.10
0.38	2.50	19.47	0.50	0.23	0.50	0.65	8.05	7.12	0.28	1.93	73.94	0.19	0.11
0.40	2.89	21.22	0.52	0.24	0.50	0.66	7.91	7.01	0.30	2.07	72.38	0.20	0.13
0.42	3.32	22.97	0.53	0.24	0.50	0.68	7.79	6.91	0.31	2.20	70.36	0.22	0.14
0.44	3.77	24.74	0.55	0.25	0.50	0.69	7.68	6.83	0.33	2.34	68.11	0.24	0.16
0.46	4.26	26.50	0.56	0.26	0.50	0.70	7.58	6.76	0.34	2.48	65.78	0.25	0.17
0.48	4.79	28.27	0.57	0.26	0.50	0.70	7.48	6.69	0.35	2.63	63.45	0.27	0.19
0.50	5.34	30.05	0.58	0.27	0.50	0.71	7.40	6.64	0.37	2.77	61.16	0.29	0.20
0.52	5.94	31.83	0.59	0.27	0.50	0.72	7.32	6.59	0.38	2.92	58.96	0.30	0.21
0.54	6.56	33.61	0.60	0.28	0.50	0.72	7.25	6.54	0.40	3.07	56.85	0.32	0.23
0.56	7.22	35.40	0.61	0.28	0.50	0.73	7.18	6.50	0.41	3.22	54.85	0.34	0.24
0.58	7.91	37.19	0.62	0.28	0.50	0.73	7.12	6.47	0.42	3.37	52.95	0.36	0.26
0.60	8.64	38.99	0.63	0.28	0.50	0.73	7.07	6.44	0.44	3.52	51.16	0.37	0.27
0.62	9.40	40.79	0.64	0.29	0.50	0.73	7.01	6.41	0.45	3.67	49.47	0.39	0.28
0.64	10.19	42.59	0.65	0.29	0.50	0.73	6.96	6.38	0.47	3.82	47.87	0.41	0.30
0.66	11.02	44.40	0.65	0.29	0.50	0.74	6.92	6.36	0.48	3.98	46.37	0.42	0.31
0.68	11.88	46.21	0.66	0.29	0.50	0.74	6.88	6.33	0.49	4.13	44.95	0.44	0.33
0.70	12.77	48.03	0.66	0.30	0.50	0.74	6.84	6.31	0.51	4.29	43.60	0.46	0.34
0.72	13.70	49.86	0.67	0.30	0.50	0.74	6.80	6.29	0.52	4.44	42.34	0.47	0.35
0.74	14.66	51.68	0.67	0.30	0.50	0.74	6.77	6.28	0.54	4.60	41.14	0.49	0.37
0.76	15.66	53.94	0.68	0.29	0.48	0.72	6.74	6.27	0.55	4.89	40.09	0.51	0.38
0.78	16.70	55.84	0.68	0.30	0.50	0.73	6.71	6.25	0.56	5.03	39.00	0.53	0.40
0.80	17.77	57.44	0.68	0.30	0.51	0.74	6.68	6.23	0.58	5.07	37.94	0.54	0.41
0.82	18.86	58.89	0.69	0.31	0.52	0.75	6.65	6.21	0.59	5.05	36.92	0.55	0.43
0.84	19.97	60.25	0.69	0.32	0.53	0.76	6.63	6.18	0.60	5.01	35.96	0.56	0.44
0.86	21.10	61.51	0.70	0.33	0.54	0.77	6.60	6.16	0.62	4.96	35.03	0.57	0.45
0.88	22.25	62.71	0.70	0.34	0.55	0.77	6.58	6.15	0.63	4.89	34.13	0.58	0.46
0.90	23.42	63.83	0.70	0.35	0.56	0.78	6.56	6.13	0.64	4.81	33.25	0.59	0.48
0.92	24.59	64.91	0.71	0.36	0.57	0.79	6.54	6.12	0.66	4.73	32.42	0.59	0.49
0.94	25.78	65.90	0.71	0.37	0.58	0.79	6.52	6.12	0.67	4.64	31.56	0.60	0.50
0.96	26.98	66.84	0.72	0.37	0.59	0.80	6.50	6.12	0.68	4.54	30.72	0.60	0.51
0.98	28.19	67.72	0.72	0.38	0.60	0.80	6.48	6.12	0.69	4.43	29.87	0.61	0.51
1.00	29.40	68.56	0.72	0.39	0.61	0.80	6.47	6.13	0.71	4.33	29.02	0.61	0.52
1.02	30.62	69.32	0.73	0.40	0.61	0.80	6.46	6.15	0.72	4.21	28.15	0.61	0.53
1.04	31.84	70.09	0.73	0.40	0.62	0.80	6.45	6.17	0.73	4.11	27.33	0.61	0.53
1.06	33.06	70.86	0.73	0.41	0.63	0.80	6.44	6.18	0.74	4.02	26.57	0.61	0.54
1.08	34.30	71.62	0.73	0.42	0.64	0.80	6.43	6.20	0.75	3.93	25.86	0.62	0.54
1.10	35.53	72.37	0.74	0.42	0.65	0.80	6.42	6.21	0.76	3.85	25.17	0.62	0.55
1.12	36.77	73.13	0.74	0.43	0.65	0.81	6.41	6.22	0.78	3.77	24.55	0.62	0.55
1.14	38.01	73.89	0.74	0.43	0.66	0.81	6.41	6.24	0.79	3.70	23.96	0.62	0.56
1.16	39.26	74.64	0.74	0.44	0.66	0.81	6.40	6.25	0.80	3.63	23.39	0.63	0.56
1.18	40.51	75.38	0.74	0.44	0.67	0.81	6.40	6.26	0.81	3.57	22.85	0.63	0.56
1.20	41.77	76.14	0.74	0.45	0.67	0.81	6.39	6.28	0.82	3.51	22.36	0.63	0.57

TABLA N°1



GRÁFICA Nº2 - CURVAS HIDROSTÁTICAS - CASCO MODIFICADO

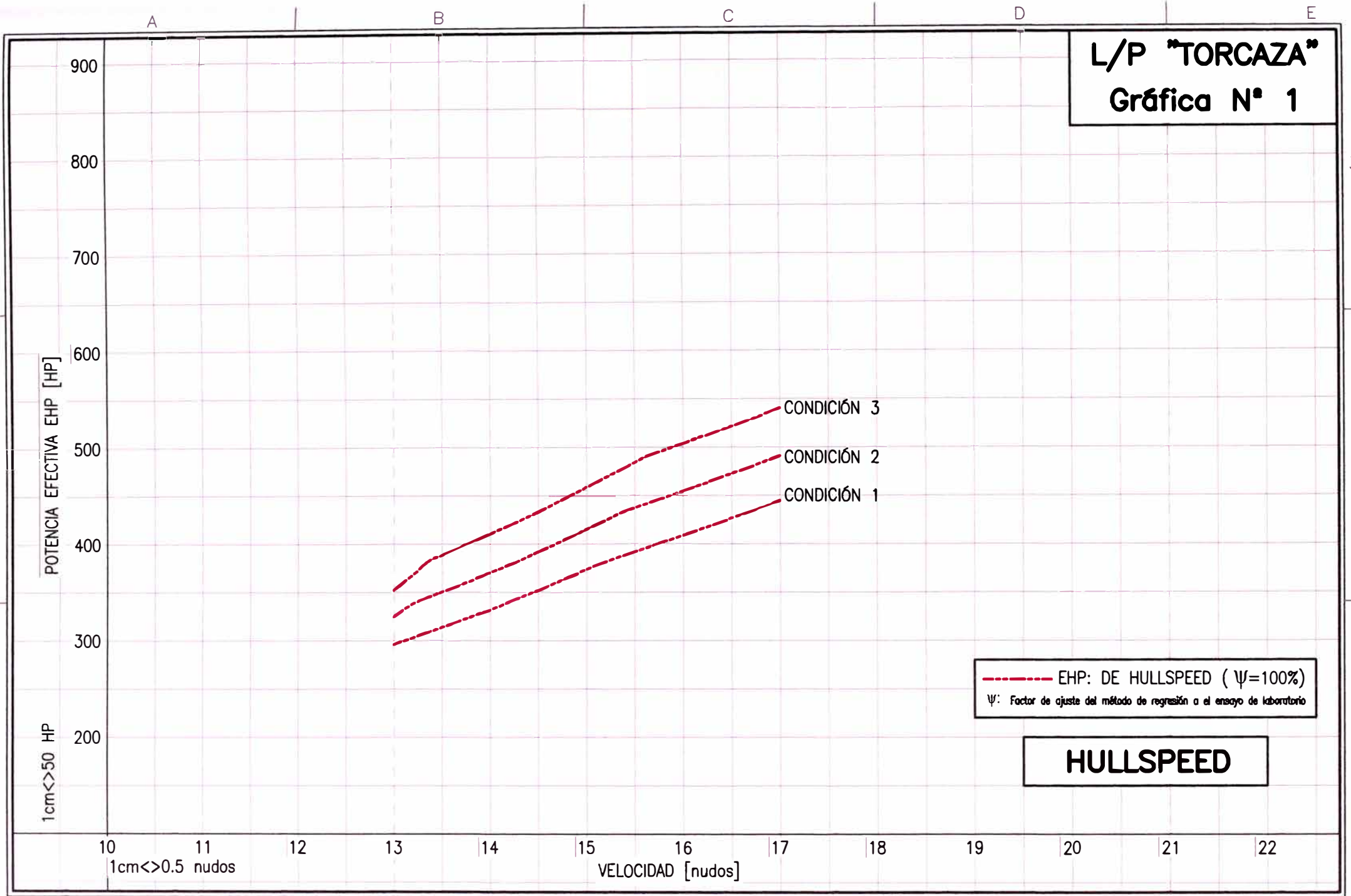
**CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS: L/P "TORCAZA"
(modicación)**

Calado	Desp. [ton]	Sm [m ²]	Cp	Cb	Csm	Cwp	LCB [m]	LCF [m]	KB [m]	KMt [m]	KML [m]	(TPc) [ton/cm]	MTc [ton.m]
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.02	0.00	0.13	0.65	0.29	0.50	0.70	10.47	10.44	0.02	0.07	30.48	0.00	0.00
0.04	0.01	0.40	0.52	0.25	0.50	0.62	10.38	10.31	0.03	0.14	34.28	0.00	0.00
0.06	0.02	0.77	0.51	0.25	0.50	0.62	10.29	10.17	0.04	0.21	36.08	0.01	0.00
0.08	0.03	1.23	0.49	0.24	0.50	0.62	10.18	10.01	0.06	0.29	38.05	0.01	0.00
0.10	0.06	1.78	0.49	0.24	0.50	0.62	10.06	9.84	0.07	0.38	40.59	0.02	0.00
0.12	0.10	2.43	0.48	0.24	0.50	0.62	9.94	9.65	0.09	0.46	43.23	0.02	0.00
0.14	0.15	3.17	0.48	0.23	0.50	0.62	9.81	9.46	0.10	0.56	46.06	0.03	0.00
0.16	0.22	4.02	0.47	0.23	0.50	0.62	9.67	9.26	0.12	0.65	49.00	0.04	0.01
0.18	0.31	4.96	0.47	0.23	0.50	0.62	9.53	9.06	0.13	0.75	51.97	0.05	0.01
0.20	0.41	5.99	0.47	0.23	0.50	0.62	9.39	8.86	0.15	0.85	54.90	0.06	0.01
0.22	0.53	7.13	0.47	0.22	0.50	0.61	9.24	8.66	0.16	0.96	57.79	0.07	0.02
0.24	0.68	8.37	0.47	0.22	0.50	0.61	9.09	8.45	0.18	1.07	60.63	0.08	0.03
0.26	0.85	9.70	0.46	0.22	0.50	0.61	8.94	8.25	0.19	1.19	63.42	0.09	0.03
0.28	1.05	11.13	0.46	0.22	0.50	0.60	8.79	8.05	0.21	1.31	66.16	0.11	0.04
0.30	1.28	12.66	0.46	0.21	0.50	0.60	8.64	7.84	0.22	1.43	68.92	0.12	0.05
0.32	1.54	14.28	0.46	0.21	0.50	0.60	8.49	7.64	0.24	1.55	71.63	0.14	0.07
0.34	1.83	16.00	0.47	0.21	0.50	0.61	8.34	7.44	0.25	1.67	74.15	0.15	0.08
0.36	2.15	17.75	0.48	0.22	0.50	0.63	8.19	7.27	0.27	1.80	74.98	0.17	0.10
0.38	2.50	19.50	0.50	0.23	0.50	0.64	8.05	7.13	0.28	1.93	74.31	0.19	0.11
0.40	2.89	21.26	0.51	0.24	0.50	0.66	7.92	7.02	0.30	2.07	72.78	0.20	0.13
0.42	3.32	23.03	0.53	0.24	0.50	0.67	7.80	6.92	0.31	2.20	70.78	0.22	0.14
0.44	3.78	24.80	0.54	0.25	0.50	0.68	7.69	6.84	0.33	2.34	68.55	0.24	0.16
0.46	4.27	26.57	0.55	0.25	0.50	0.69	7.58	6.77	0.34	2.48	66.24	0.25	0.17
0.48	4.79	28.35	0.56	0.26	0.50	0.69	7.49	6.71	0.35	2.62	63.92	0.27	0.19
0.50	5.35	30.14	0.57	0.26	0.50	0.70	7.41	6.65	0.37	2.77	61.65	0.29	0.20
0.52	5.94	31.93	0.58	0.27	0.50	0.71	7.33	6.60	0.38	2.92	59.46	0.31	0.22
0.54	6.57	33.73	0.59	0.27	0.50	0.71	7.26	6.56	0.40	3.06	57.36	0.32	0.23
0.56	7.23	35.53	0.60	0.27	0.50	0.71	7.19	6.52	0.41	3.21	55.37	0.34	0.24
0.58	7.92	37.33	0.61	0.28	0.50	0.72	7.13	6.49	0.42	3.36	53.48	0.36	0.26
0.60	8.65	39.14	0.62	0.28	0.50	0.72	7.08	6.46	0.44	3.51	51.70	0.37	0.27
0.62	9.41	40.96	0.63	0.28	0.50	0.72	7.02	6.43	0.45	3.66	50.01	0.39	0.29
0.64	10.21	42.78	0.63	0.28	0.50	0.72	6.98	6.40	0.47	3.82	48.42	0.41	0.30
0.66	11.04	44.60	0.64	0.29	0.50	0.72	6.93	6.38	0.48	3.97	46.91	0.42	0.32
0.68	11.90	46.43	0.65	0.29	0.50	0.72	6.89	6.36	0.49	4.13	45.50	0.44	0.33
0.70	12.80	48.26	0.65	0.29	0.50	0.72	6.85	6.34	0.51	4.28	44.15	0.46	0.35
0.72	13.73	50.10	0.65	0.29	0.50	0.72	6.82	6.32	0.52	4.44	42.89	0.47	0.36
0.74	14.69	51.94	0.66	0.29	0.50	0.72	6.78	6.30	0.54	4.59	41.69	0.49	0.37
0.76	15.69	54.21	0.66	0.28	0.48	0.70	6.75	6.30	0.55	4.88	40.62	0.51	0.39
0.78	16.73	56.15	0.66	0.29	0.50	0.71	6.72	6.28	0.56	5.03	39.55	0.53	0.40
0.80	17.81	57.77	0.67	0.30	0.51	0.72	6.70	6.26	0.58	5.06	38.49	0.54	0.42
0.82	18.90	59.22	0.67	0.30	0.52	0.73	6.67	6.23	0.59	5.04	37.47	0.55	0.43
0.84	20.02	60.59	0.67	0.31	0.53	0.74	6.65	6.21	0.60	5.00	36.51	0.56	0.45
0.86	21.15	61.88	0.68	0.32	0.54	0.75	6.62	6.19	0.62	4.95	35.57	0.57	0.46
0.88	22.31	63.09	0.68	0.33	0.55	0.75	6.60	6.18	0.63	4.88	34.66	0.58	0.47
0.90	23.48	64.25	0.69	0.34	0.56	0.76	6.58	6.16	0.64	4.80	33.81	0.59	0.48
0.92	24.66	65.32	0.69	0.35	0.57	0.77	6.56	6.16	0.66	4.72	32.95	0.59	0.50
0.94	25.85	66.35	0.69	0.35	0.58	0.77	6.54	6.15	0.67	4.63	32.11	0.60	0.51
0.96	27.05	67.32	0.70	0.36	0.59	0.77	6.52	6.15	0.68	4.53	31.28	0.60	0.52
0.98	28.26	68.22	0.70	0.37	0.60	0.78	6.51	6.16	0.69	4.42	30.43	0.61	0.52
1.00	29.48	69.08	0.70	0.38	0.61	0.78	6.49	6.17	0.71	4.32	29.59	0.61	0.53
1.02	30.70	69.87	0.71	0.38	0.61	0.78	6.48	6.19	0.72	4.21	28.71	0.61	0.54
1.04	31.93	70.65	0.71	0.39	0.62	0.78	6.47	6.20	0.73	4.10	27.87	0.62	0.54
1.06	33.16	71.43	0.71	0.40	0.63	0.78	6.46	6.22	0.74	4.01	27.11	0.62	0.55
1.08	34.40	72.22	0.71	0.40	0.64	0.78	6.45	6.24	0.75	3.92	26.40	0.62	0.55
1.10	35.64	73.00	0.72	0.41	0.65	0.78	6.44	6.25	0.77	3.84	25.73	0.62	0.56
1.12	36.89	73.77	0.72	0.41	0.65	0.78	6.44	6.27	0.78	3.76	25.08	0.62	0.56
1.14	38.14	74.56	0.72	0.42	0.66	0.78	6.43	6.28	0.79	3.69	24.49	0.63	0.57
1.16	39.39	75.34	0.72	0.43	0.66	0.79	6.43	6.30	0.80	3.62	23.94	0.63	0.58
1.18	40.65	76.11	0.72	0.43	0.67	0.79	6.42	6.31	0.81	3.56	23.39	0.63	0.58
1.20	41.91	76.89	0.72	0.44	0.67	0.79	6.42	6.33	0.82	3.51	22.90	0.63	0.59

TABLA N°2

ANEXO 2

L/P "TORCAZA" Gráfica N° 1



--- EHP: DE HULLSPEED ($\psi=100\%$)
 ψ : Factor de ajuste del método de regresión a el ensayo de laboratorio

HULLSPEED

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

VELOCIDAD [nudos]

1cm<>50 HP

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
1cm<>0.5 nudos

L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 2

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

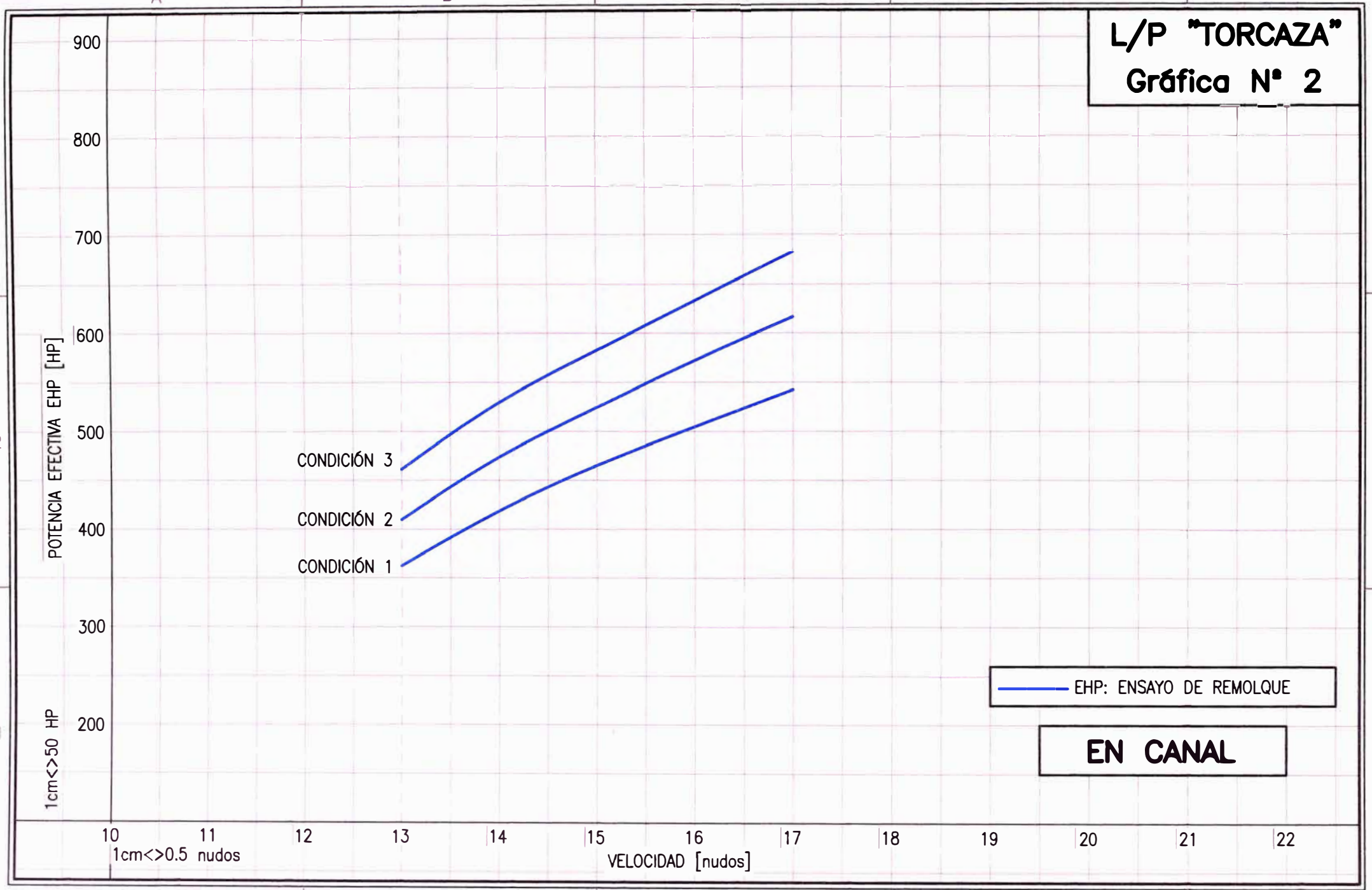
1cm <> 50 HP

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
1cm <> 0.5 nudos VELOCIDAD [nudos]

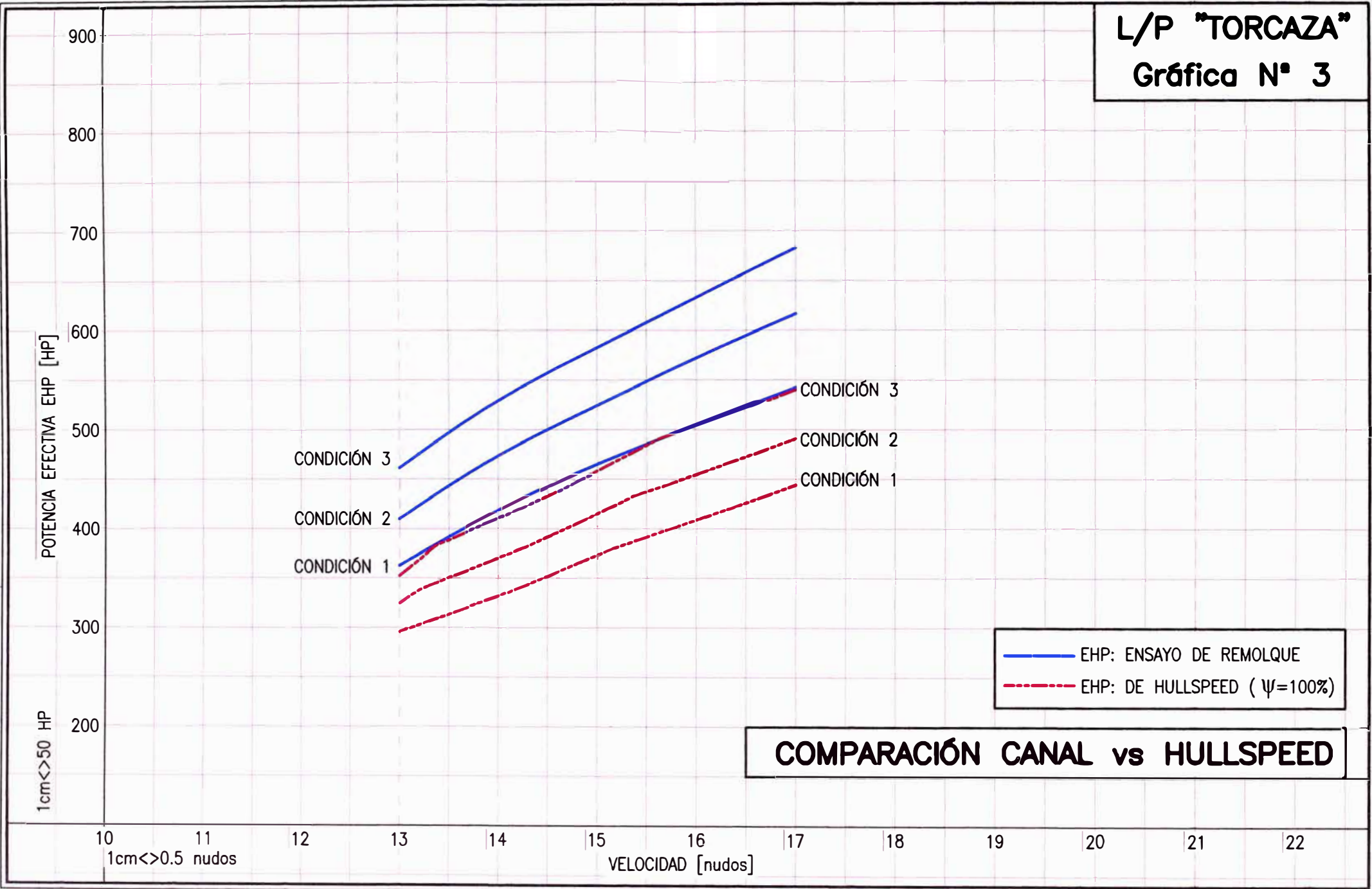
CONDICIÓN 3
CONDICIÓN 2
CONDICIÓN 1

— EHP: ENSAYO DE REMOLQUE

EN CANAL



L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 3



3

2

1

3

2

1

A

B

C

D

E

A

B

C

D

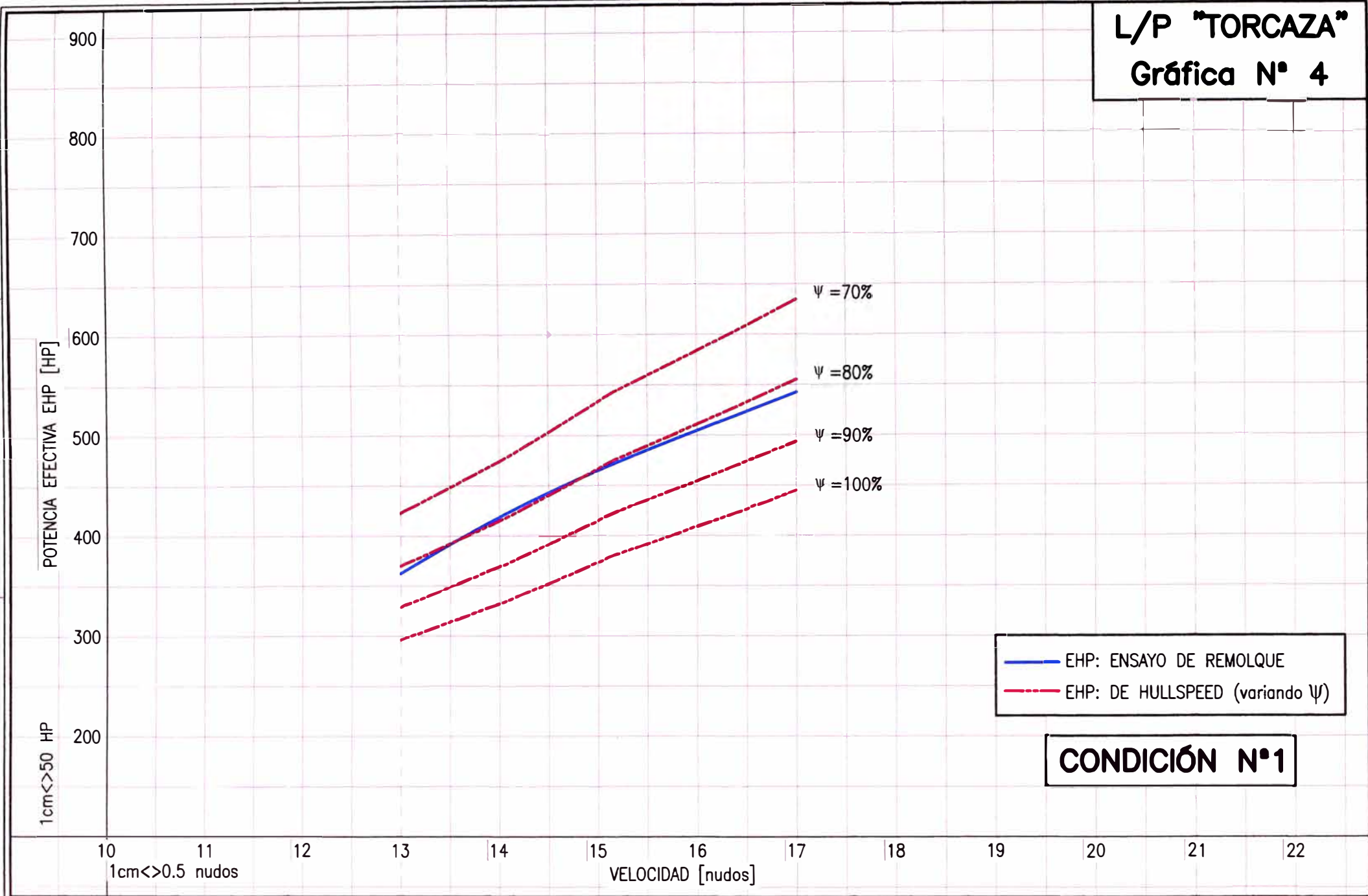
E

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

1cm<>50 HP

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
 1cm<>0.5 nudos VELOCIDAD [nudos]

L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 4



— EHP: ENSAYO DE REMOLQUE
- - - EHP: DE HULLSPEED (variando ψ)

CONDICIÓN N°1

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

1cm <> 50 HP

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
1cm <> 0.5 nudos VELOCIDAD [nudos]

L/P "TORCAZA" Gráfica N° 5

CONDICIÓN N°2

- EHP: ENSAYO DE REMOLQUE
- - - EHP: DE HULLSPEED (variando ψ)

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

900

800

700

600

500

400

300

1cm > 50 HP

10

11

12

13

14

15

16

17

18

19

20

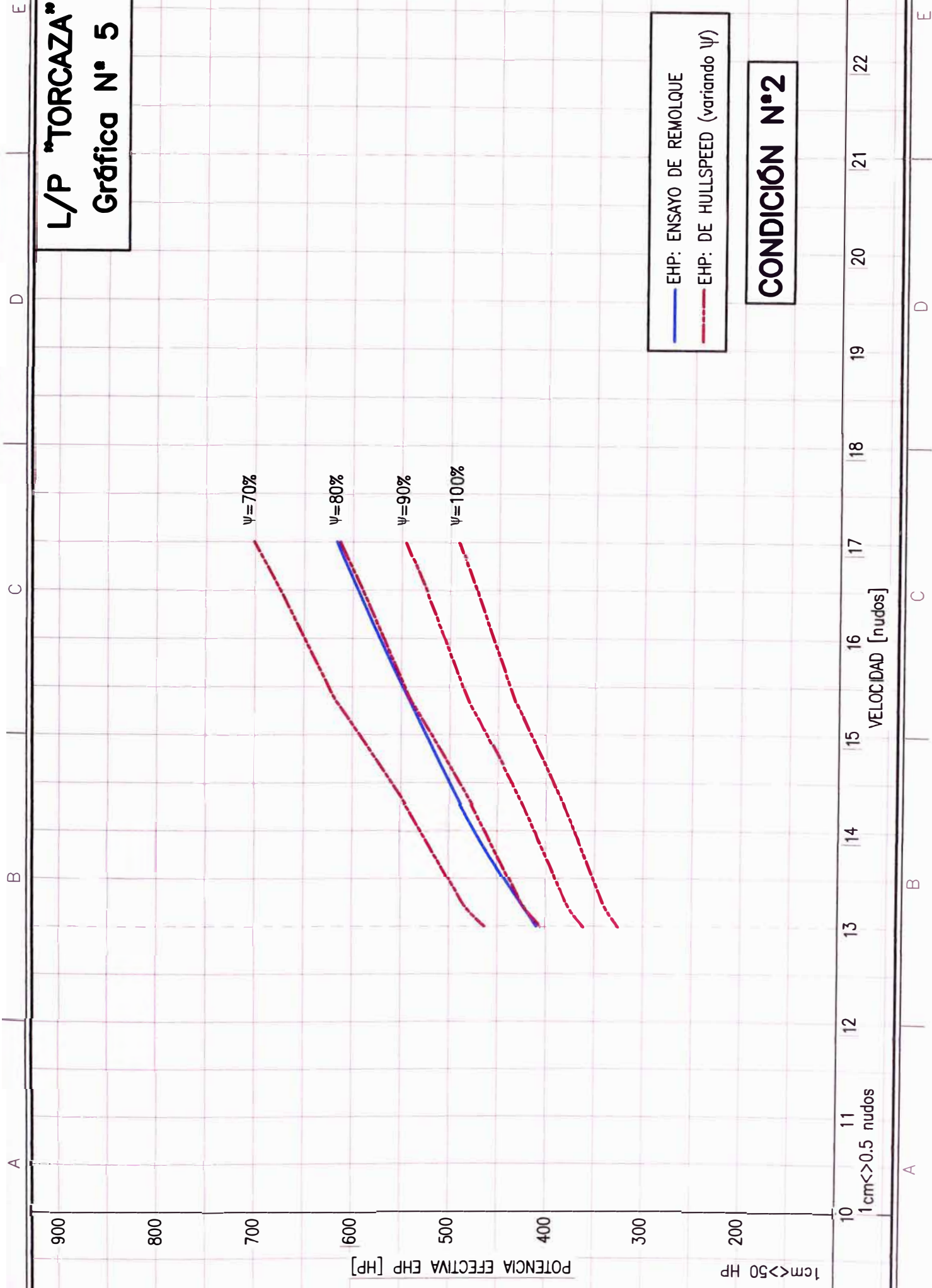
21

22

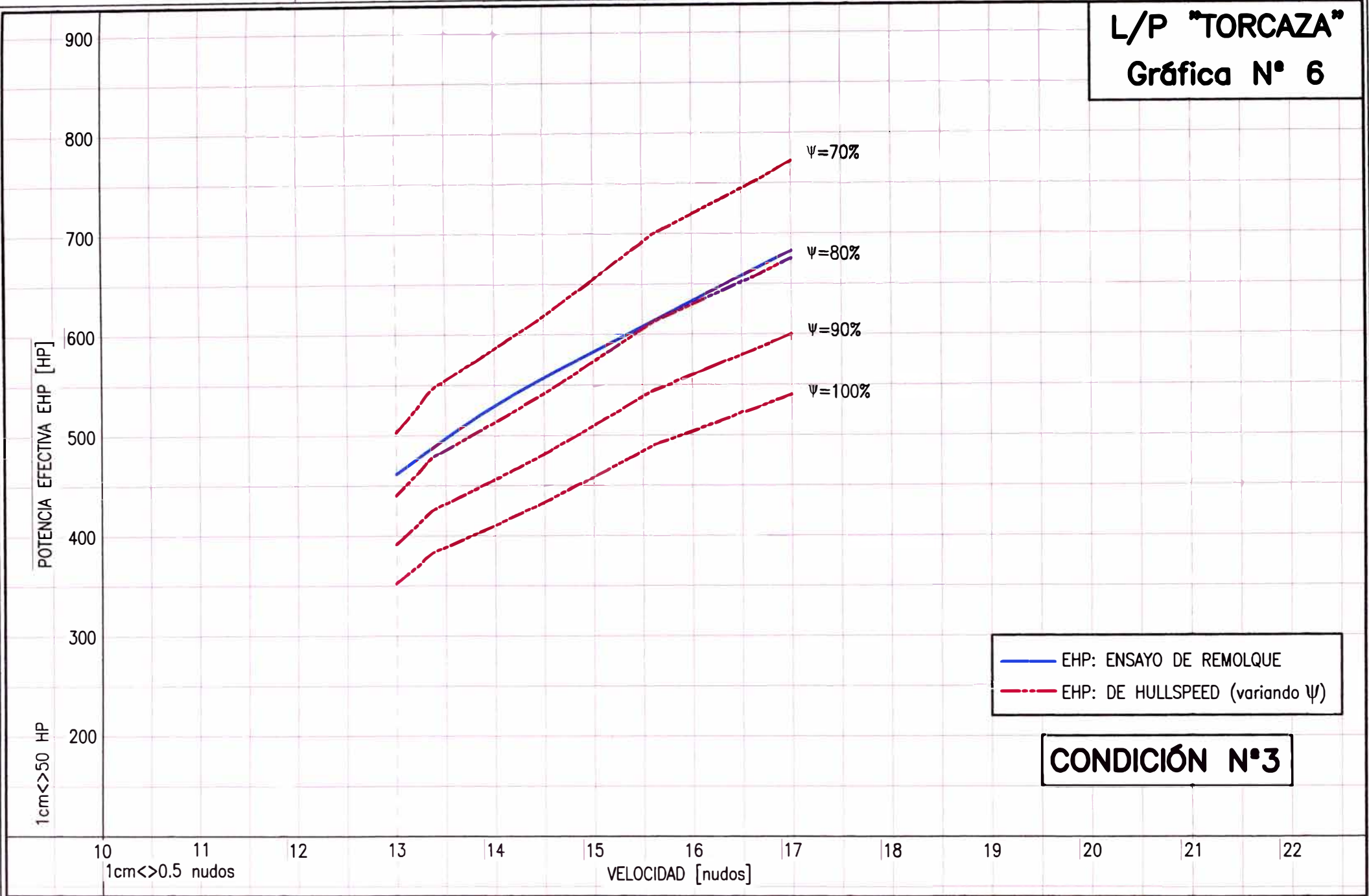
22

VELOCIDAD [nudos]

1 cm < 0.5 nudos



L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 6



— EHP: ENSAYO DE REMOLQUE
 - - - EHP: DE HULLSPEED (variando ψ)

CONDICIÓN N°3

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

VELOCIDAD [nudos]

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
 1cm <> 0.5 nudos

A

B

C

D

E

A

B

C

D

E

L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 7

POTENCIA EFECTIVA EHP [HP]

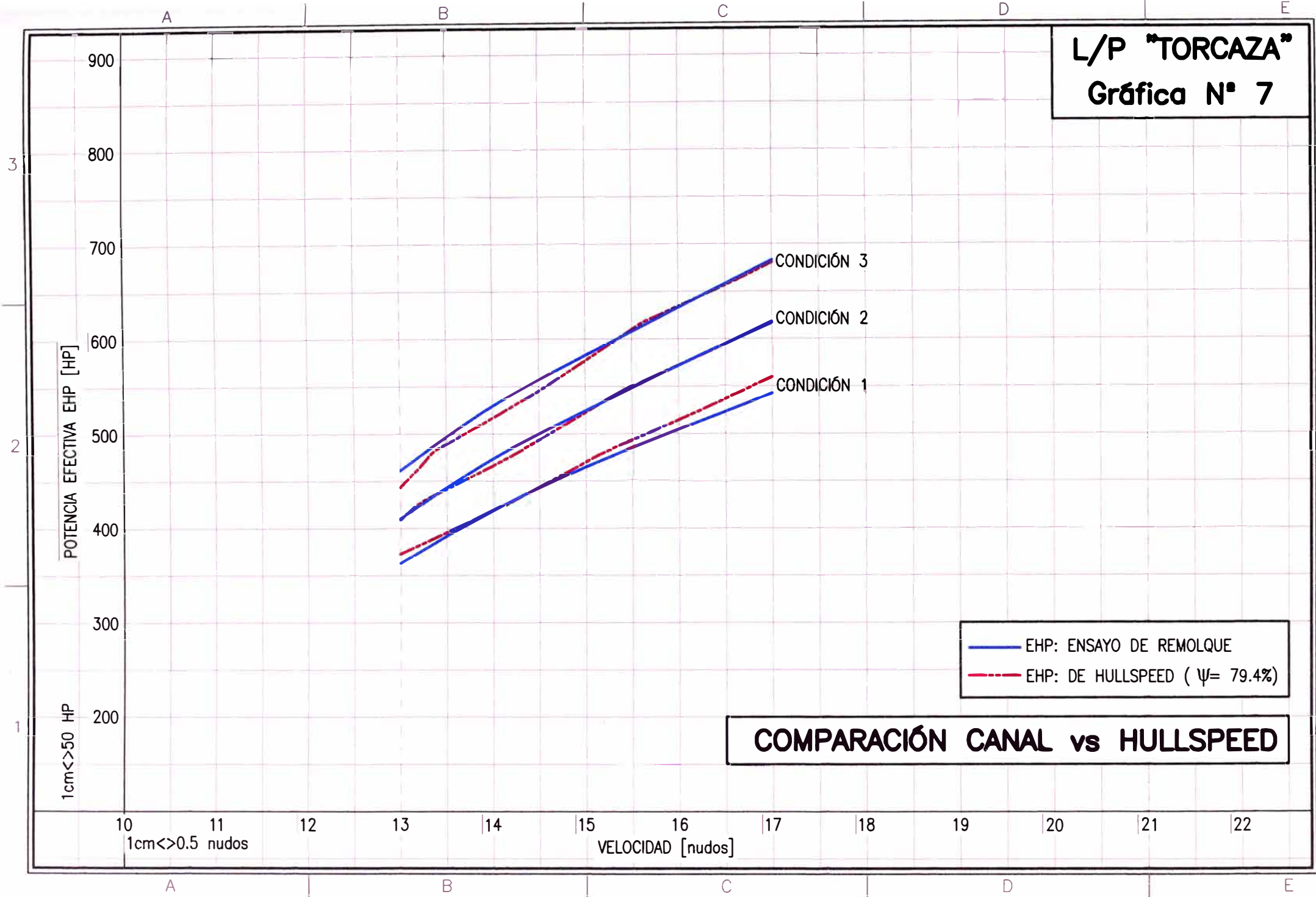
1cm<>50 HP

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
1cm<>0.5 nudos VELOCIDAD [nudos]

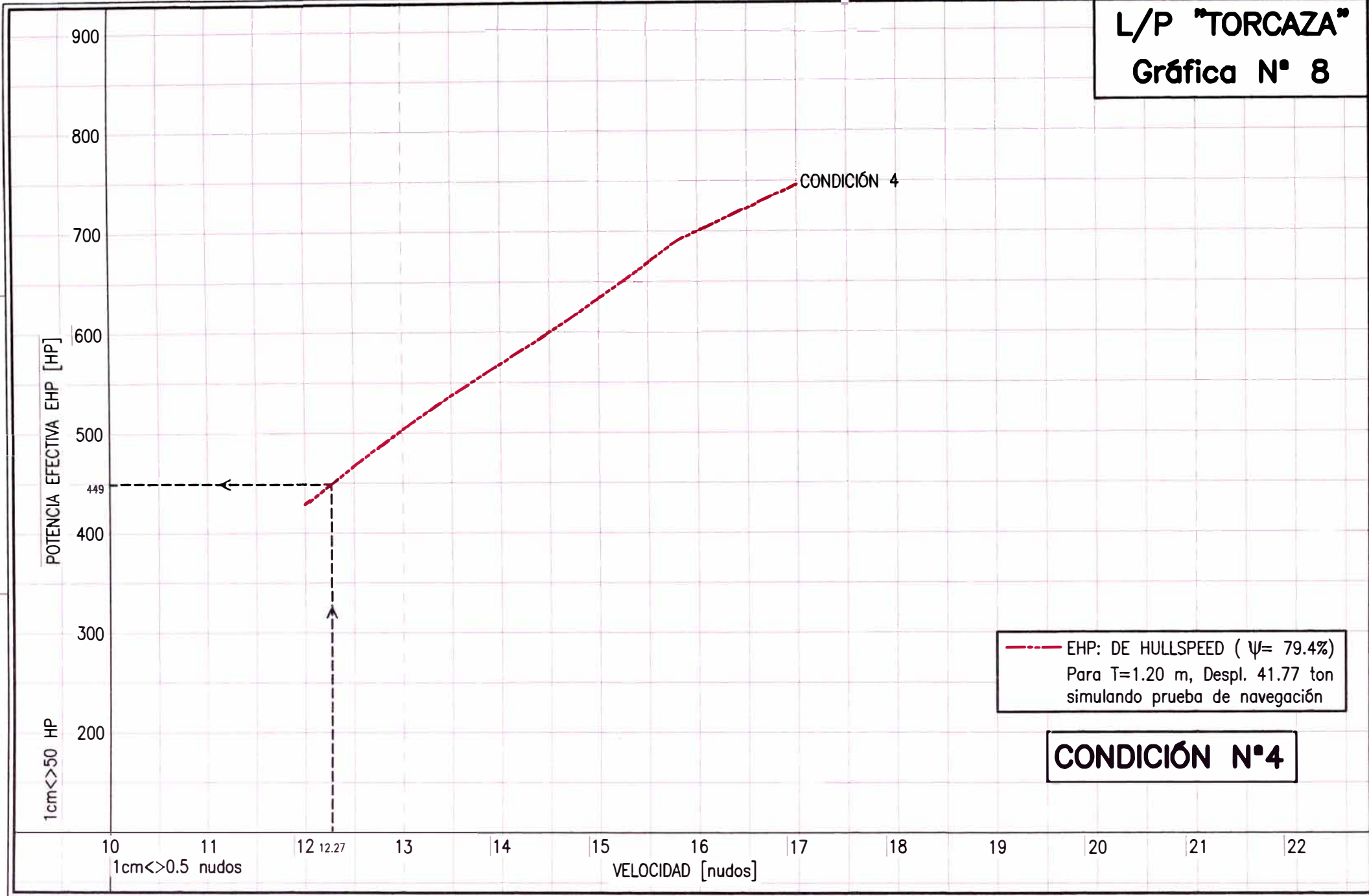
COMPARACIÓN CANAL vs HULLSPEED

— EHP: ENSAYO DE REMOLQUE
- - - EHP: DE HULLSPEED ($\psi = 79.4\%$)

CONDICIÓN 3
CONDICIÓN 2
CONDICIÓN 1



L/P "TORCAZA"
Gráfica N° 8

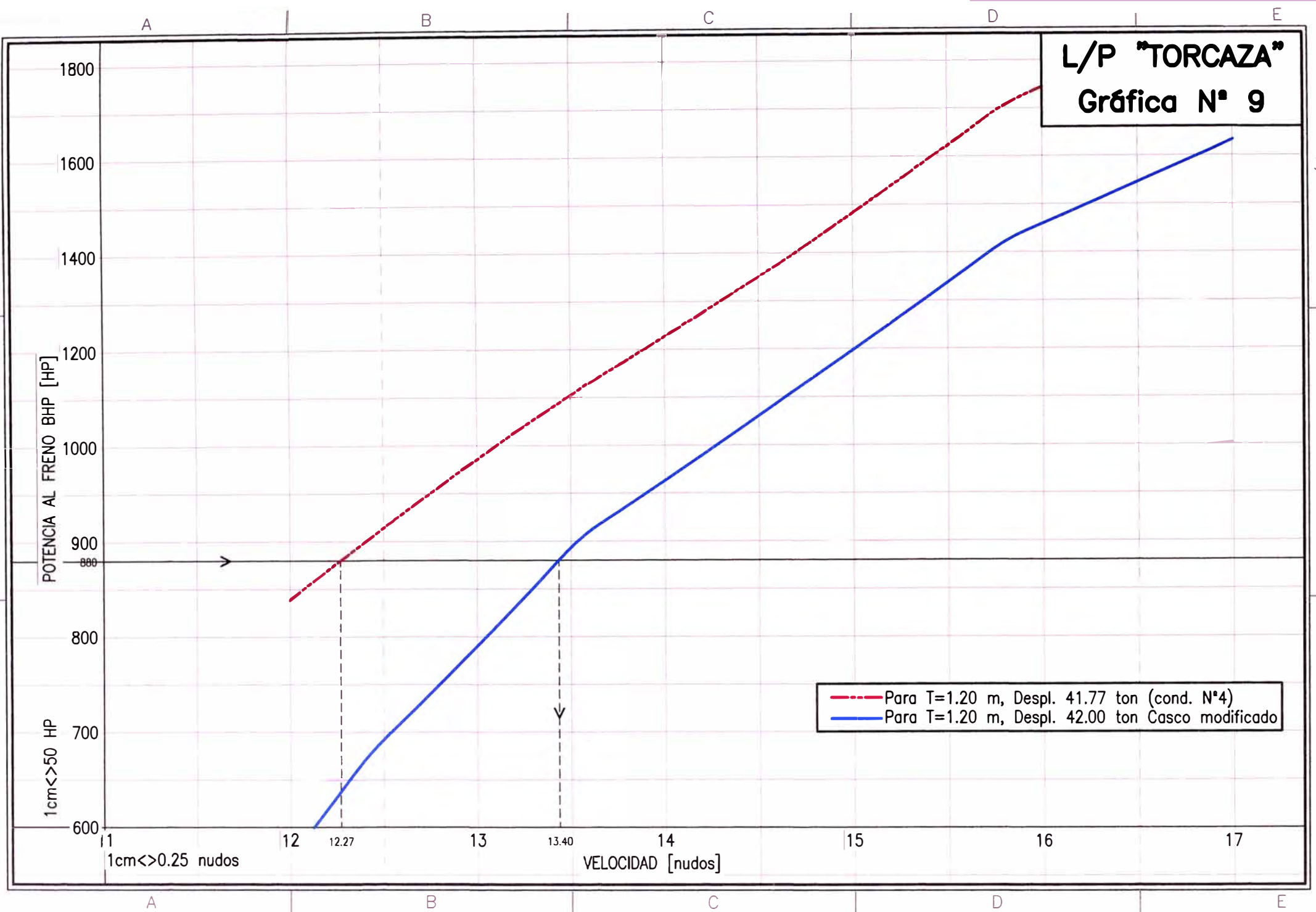


--- EHP: DE HULLSPEED ($\psi = 79.4\%$)
Para $T=1.20$ m, Despl. 41.77 ton
simulando prueba de navegación

CONDICIÓN N°4

1cm<>50 HP

10 11 12 12.27 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22
1cm<>0.5 nudos



ANEXO 3

HYDRODYNAMIC DESIGN OF PLANING HULLS

D. SAVITSKY

1964

Hydrodynamic Design of Planing Hulls

By Daniel Savitsky¹

The elemental hydrodynamic characteristics of prismatic planing surfaces are discussed and empirical planing equations are given which describe the lift, drag, wetted area, center of pressure, and porpoising stability limits of planing surfaces as a function of speed, trim angle, deadrise angle, and loading. These results are combined to formulate simple computational procedures to predict the horsepower requirements, running trim, draft, and porpoising stability of prismatic planing hulls. Illustrative examples are included to demonstrate the application of the computational procedures.

FUNDAMENTAL research on the hydrodynamics of planing surfaces has been actively pursued in both this country and abroad for well over 40 years. The original impetus for this planing research was primarily motivated by the hydrodynamic design requirements of water-based aircraft and to a somewhat lesser extent by the development of planing boats. In recent years, however, the research emphasis has been on planing forms with application to planing boats and hydrofoil craft.

¹ Associate Professor, Head of Applied Mechanics Group, Davidson Laboratory, Stevens Institute of Technology, Hoboken, N.J.

Presented at the January 1964 Meeting of the New York Metropolitan Section of THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS.

² Numbers in brackets designate References at end of paper.

Some of the earliest experimental studies on prismatic planing surfaces were made by Baker [1]² in 1910 but the first comprehensive experiments which received wide attention were those of Sottorf [2]. These were followed by investigations of Shoemaker [3], Sambraus [4], Sedov [5], and Locke [6]. The efforts of these researchers resulted in a large accumulation of test data describing the hydrodynamic characteristics of constant-deadrise prismatic planing surfaces operating at fixed trim, fixed mean wetted length, and constant speed. To make these data suitable for practical use it was desirable to establish empirical equations which would express the relations between the many planing variables and the hydrodynamic lift, drag, pitching moment, and wetted area. Under sponsorship of the Office of Naval

Nomenclature

C_f = friction-drag coefficient = $D_f \cos \beta / \frac{\rho}{2} V_1^2 \lambda b^2$	g = acceleration due to gravity, = 32.2 ft/sec ²	f = distance between T and CG (measured normal to T), ft
C_{L_0} = lift coefficient, zero deadrise, = $\Delta / \frac{\rho}{2} V^2 b^2$	L_c = wetted chine length, ft	T = propeller thrust, lb
C_{L_β} = lift coefficient, deadrise surface, = $\Delta / \frac{\rho}{2} V^2 b^2$	L_k = wetted keel length, ft	ϵ = inclination of thrust line relative to keel line, deg
C_{L_d} = dynamic component of lift coefficient	L_T = distance from transom to point of intersection of hydrodynamic force vector with keel (measured along keel), ft	e = distance between N and CG (measured normal to N), ft
C_{L_b} = buoyant component of lift coefficient	V = horizontal velocity of planing surface, ips	L_1 = difference between wetted keel and chine lengths, ft = $(L_k - L_c)$
C_p = distance of center of pressure (hydrodynamic force) measured along keel forward of transom = $L_T / \lambda b$	V_1 = mean velocity over bottom of planing surface, $f(\tau, \lambda)$, ips	L_2 = difference between keel and chine lengths wetted by level water surface, ft
C_s = speed coefficient = $V / (gb)^{1/2}$	β = angle of deadrise of planing surface, deg	L_m = mean wetted length, ft = $(L_k + L_c) / 2$
R_s = Reynolds number, = $V_1 \lambda b / \nu$	Δ = load on water, lb	w = specific weight of water, pcf
λ = mean wetted length-beam ratio = $\frac{(L_k + L_c)}{2b}$	ν = kinematic viscosity of fluid, ft ² /sec	γ = angle between spray root line and keel line measured in plane parallel to keel, deg
λ_1 = mean wetted length-beam ratio based on area below undisturbed water surface	ρ = mass density of water, w/g	τ = trim angle of planing area, deg
where	L_b = hydrostatic lift component, lb	LCG = longitudinal distance of center of gravity from transom (measured along keel), ft
b = beam of planing surface, ft	D = total horizontal hydrodynamic drag component, lb	ϕ = angle between the keel and spray edge measured in plane of bottom, deg
D_f = frictional drag-force component along bottom surface, lb. = $D \cos \tau - \Delta \sin \tau$	D_r = resistance component due to pressure force, lb	A_s = total wetted spray area, sq ft
	d = vertical depth of trailing edge of boat (at keel) below level water surface, ft	VCG = distance of center of gravity above keel line, measured normal to keel, ft
	N = component of resistance force normal to bottom, lb	
	c = distance between D_r and CG (measured normal to D_r), ft	



Fig. 1 Wave rise on a flat planing surface

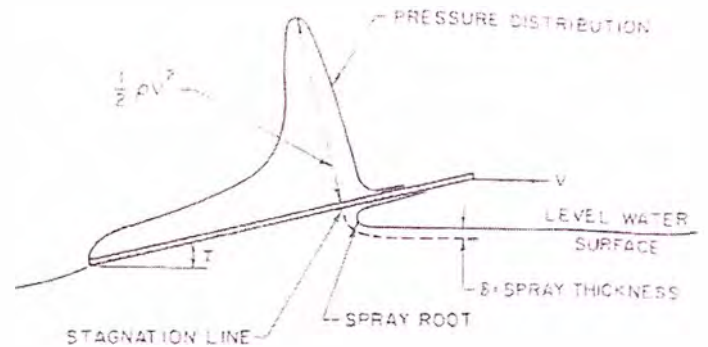


Fig. 2 Typical pressure distribution on flat planing surface

Research, U.S. Navy, the Davidson Laboratory of Stevens Institute of Technology, in 1947, undertook a theoretical study and empirical-data analysis of the phenomenon of planing. This study produced 16 technical reports (listed in the Appendix), which consider planing-surface lift, drag, wetted area, pressure distributions, impact forces, wake shape, spray formation, dynamic stability, and parallel planing surfaces. Where possible the ONR sponsored research utilized existing planing data and theoretical results but in many areas additional experimental results and new theoretical analysis were provided by the Davidson Laboratory.

In 1949, Korvin-Kroukovsky and Savitsky [7] published a summary report on the then completed studies of planing lift, drag, and wetted area and, in 1950, Murray [8] utilized these results in developing a computational procedure for predicting planing performance. In 1954, Savitsky and Neidinger [9], continuing the ONR study, developed an extensive set of empirical planing equations which increased the range of applicability to parametric planing variables well beyond those developed in [7].

The purpose of the present paper is to utilize the results of the studies of [9] to describe the elemental hydrodynamic characteristics of prismatic planing surfaces and then to combine these results to formulate simple computational procedures to predict the horsepower requirements and porpoising stability of prismatic planing hulls. Some of the material of [9] is repeated in this paper since [9] had a limited distribution and is currently out of print.

Hydrodynamics of Prismatic Planing Surfaces

A knowledge of the elemental hydrodynamic characteristics of simple planing surfaces is necessary prior to undertaking the design of specific geometric planing boats. In this section of the paper attention will be given to the development of equations for wetted area, lift, drag, center of pressure and stability limits of hard-chine prismatic surfaces in terms of deadrise angle, trim angle, and forward speed. The prismatic planing surface is assumed to have constant deadrise, constant beam and a constant running trim for the entire wetted planing area. Variations from these conditions will be discussed in the section on design procedure. Only hard-chine planing forms are considered in this paper since, at present there is a scarcity of basic planing data on round-bottom forms.

The planing coefficients and symbols used in the subsequent analysis are based on Froude's law of similitude and are the same as those used in the analysis of water-based aircraft and hydrokris. Each symbol is specifically defined in the section on nomenclature. It will be noted that the beam is the prime nondimensionalizing dimension rather than the length of the boat which is usually considered by the naval architect. The justification for this is that for planing hulls, the wetted length of the boat varies with trim, loading, and speed while the wetted beam is essentially constant. Moreover, it is possible to change the overall length of a planing boat without changing its hydrodynamic characteristics at high speed.

Shape of Wetted Area of Planing Surfaces

A separate analysis is given of the shape of the wetted area for flat-bottom and deadrise planing surfaces.

Wave Rise for Flat Planing Surfaces

In the case of planing surfaces with no deadrise (flat-bottom planing surfaces), water rises in front of the surface, thereby causing the running wetted length l to be larger than the length defined by the undisturbed water-level intersection with the bottom l_0 , Fig. 1. Wagner [10] had made a mathematical study of the flow at the leading edge of a planing surface of infinite length and found that the rising water surface, mentioned in the foregoing, blends into a thin sheet of water flowing forward along the planing surface. This sheet is the source of spray in a planing surface and the region of its origin has been designated by Wagner as the "spray-root" region. Fig. 2 shows the spray root and the pressure distribution resulting from it. The term wetted area, as used in this paper, designates that portion of the wetted area over which water pressure is exerted and excludes the forward thrown spray sheet. The wetted area used in this sense is often designated in the literature as the "pressure area" and geometrically, includes all the wetted bottom area, aft of a line drawn normal to the planing bottom and tangent to the curve of the spray root. This line is clearly discernible from underwater photographs. As seen in Fig. 2, the stagnation pressure is developed

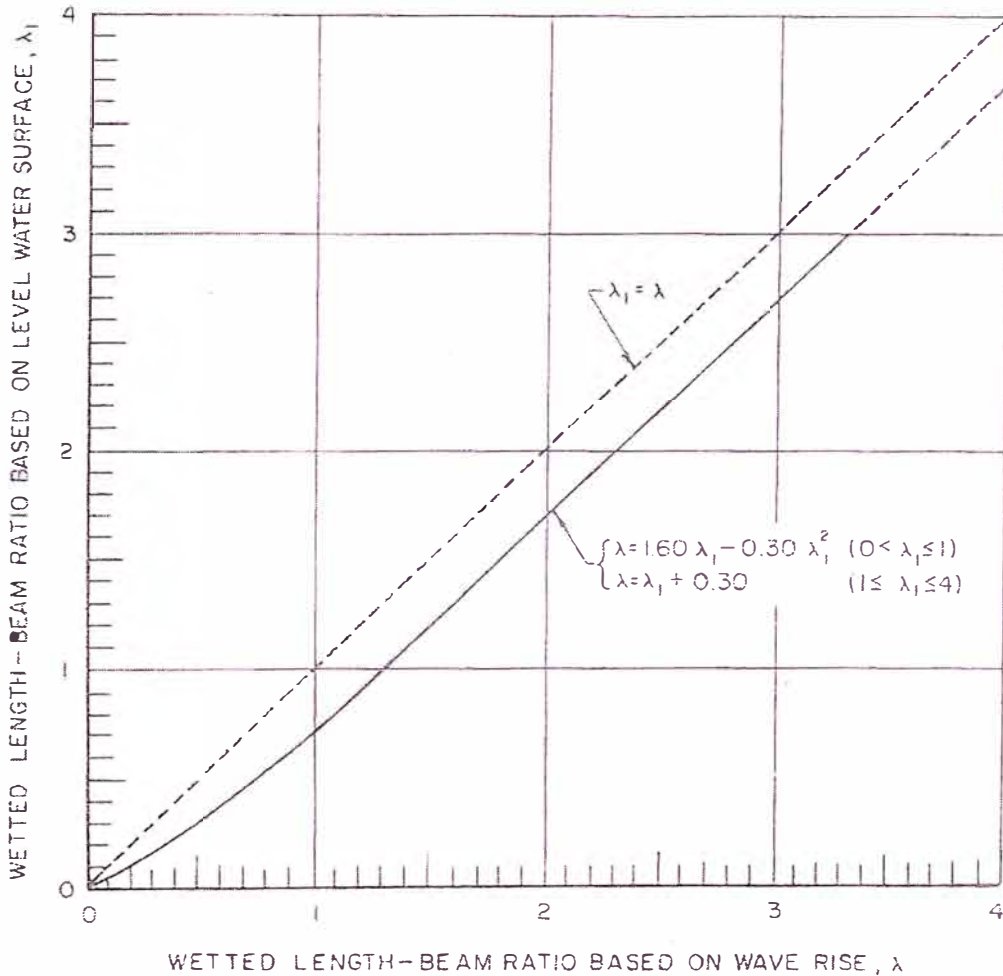
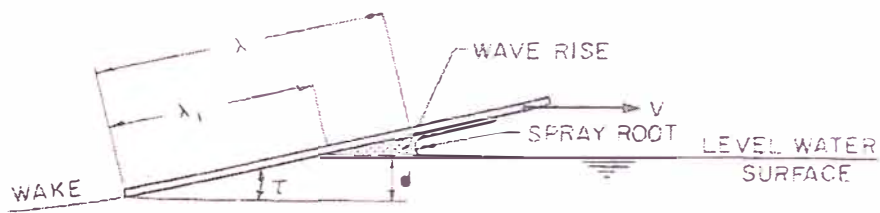


Fig. 3 Wave-rise variation for flat planing surfaces

at a short distance aft of the spray-root line. At very small values of trim angle the stagnation line and spray-root line are nearly coincident. As the trim angle increases, the stagnation line moves farther aft of the spray-root line.

Flat-plate, wetted-length data from all available sources are shown plotted in the form of λ versus λ_1 in Fig. 3. Here λ represents the running mean wetted length-beam ratio (l/b) and λ_1 represents the calm-water length-beam ratio obtained from the relation $\lambda_1 = d/b \sin \tau$, where d is the depth of the trailing edge of the

planing surface below the level water surface during a planing run. It is seen, from Fig. 3, that, for the range of test parameters considered, the wave rise on a flat-bottom planing surface is only a function of the running wetted length. The mean curve fitted through the test data is defined by the following empirical equations:

$$\begin{aligned} \lambda &= 1.60 \lambda_1 - 0.30 \lambda_1^2 & (0 < \lambda_1 < 1) \\ \text{and} & & \\ \lambda &= \lambda_1 + 0.30 & (1 \leq \lambda_1 < 4) \end{aligned} \quad (1)$$

The empirical wave-rise relation is given in the form of

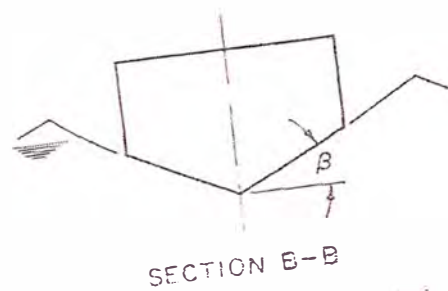
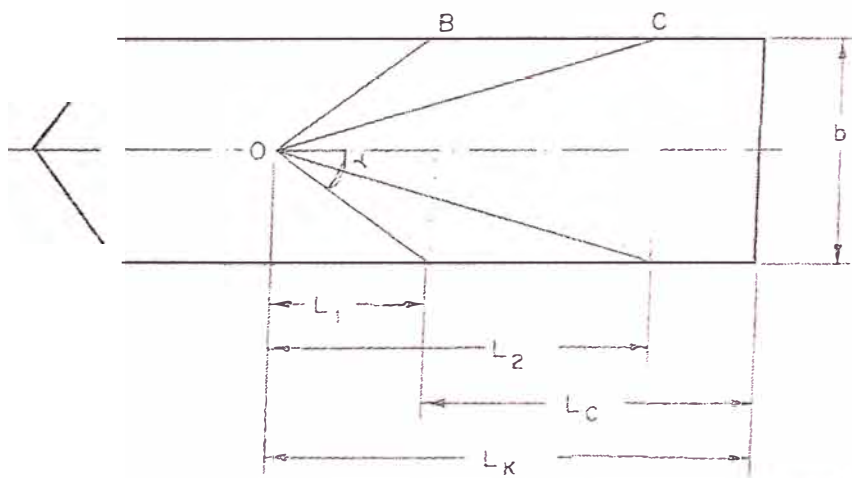
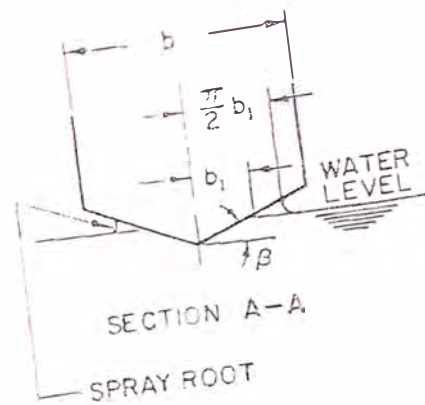
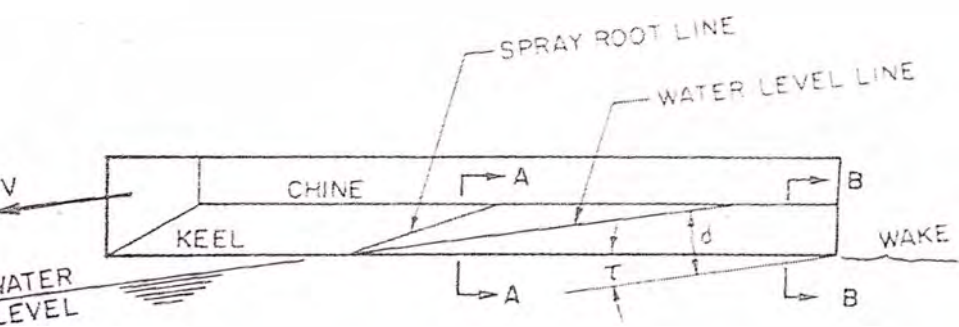


Fig. 4 Waterline intersection for constant deadrise surface

$$\tan \gamma = \frac{b/2}{\frac{b \tan \beta}{\sin \beta}}$$

$$\sin \beta = \frac{2 \tan \gamma}{2 \tan \beta}$$

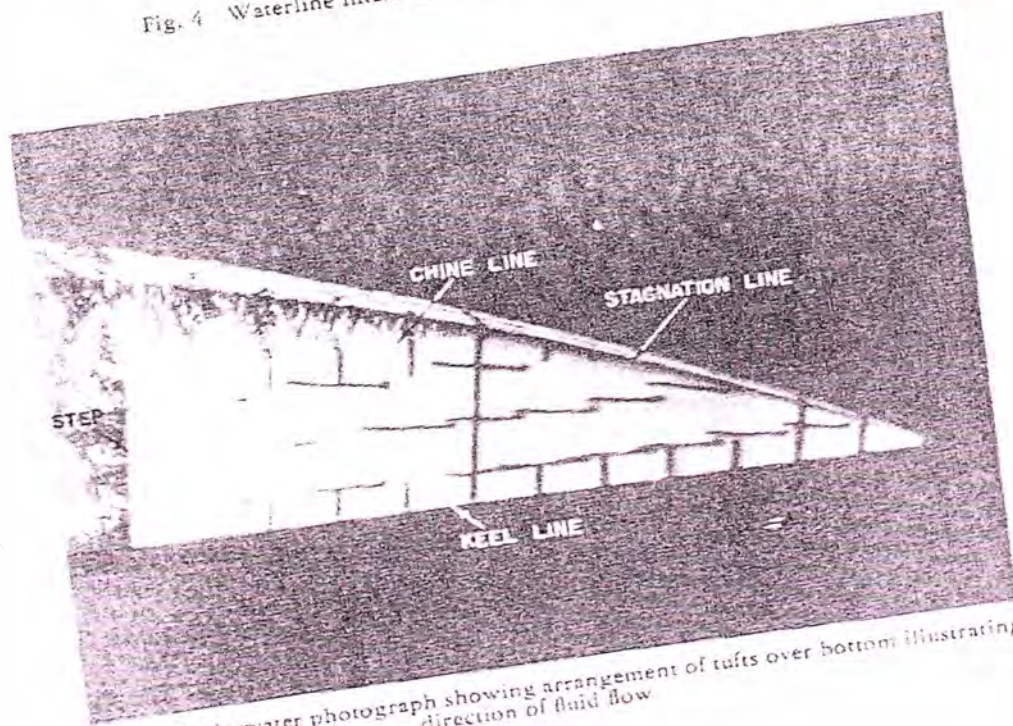


Fig. 5 Underwater photograph showing arrangement of tufts over bottom illustrating direction of fluid flow

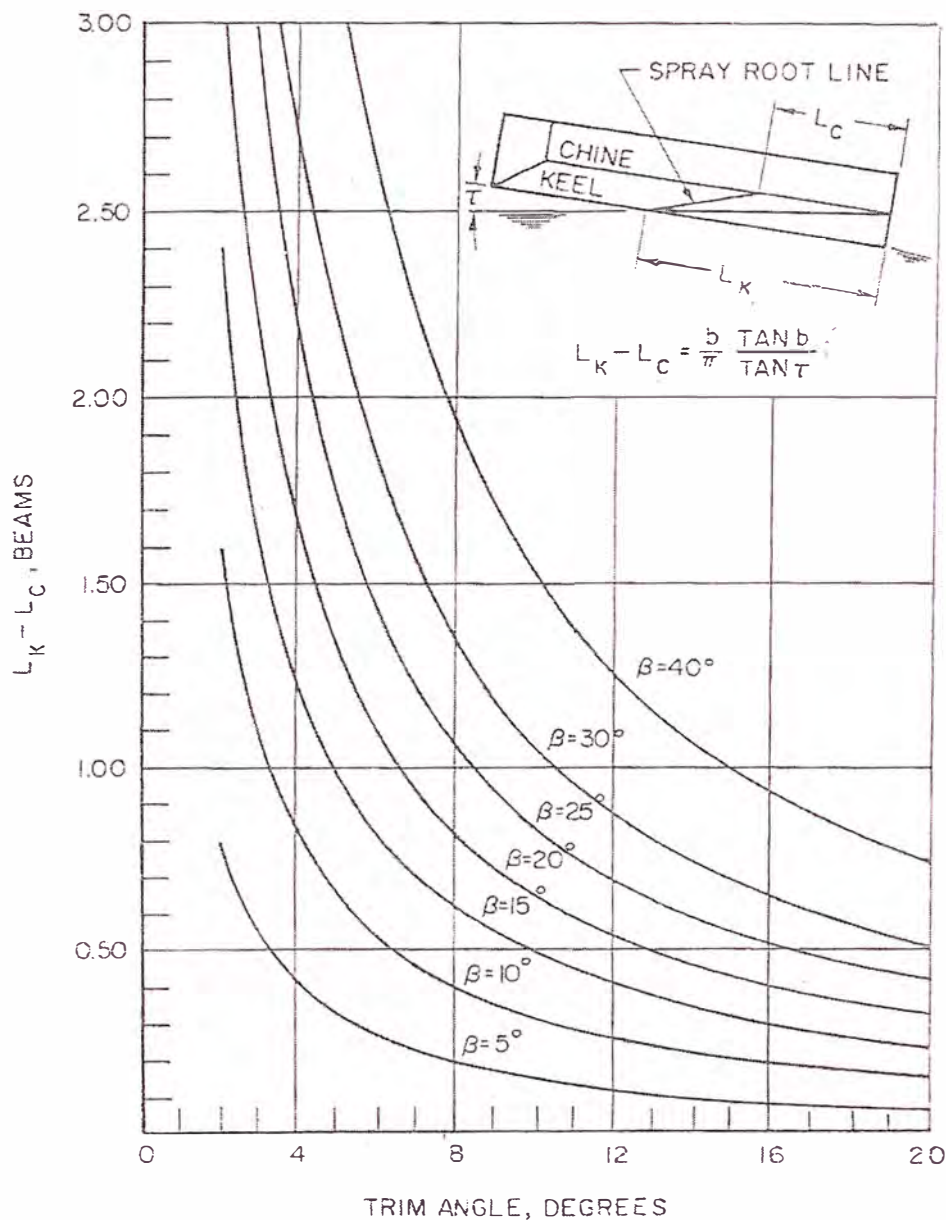


Fig. 6 $L_K - L_C$ versus trim and deadrise

two equations since, for the average planing case, λ_1 is usually larger than unity and thus the equations are reduced to the very simple form of $\lambda = \lambda_1 + 0.30$. An empirical wave-rise equation similar in form to (1) was also developed by Smiley [11].

As with all empirically developed equations, some bound must be placed on the parametric range of applicability of the results. The discussions in [9] conclude that (1) is applicable in the trim range from 2 to 24 deg; $\lambda \leq 4.0$; and $0.60 \leq C_1 \leq 25.00$.

Wetted Pressure Area of Deadrise Planing Surfaces

In the case of Vee-shaped planing surfaces, the intersection of the bottom surface with the undisturbed water

surface is along two oblique lines ($O-C$) between the keel and chines, Fig. 4. Up to a trim angle of approximately 15 deg there appears to be no noticeable pile-up of water at the keel line. For larger trim angles Chambliss and Boyd [12] indicate a slight pile-up of water at the keel. Aft of the initial point of contact, O , there is a rise of the water surface along the spray root line ($O-B$) located ahead of the line of calm water intersection. The location of the spray-root line is easily seen from underwater photographs such as that shown in Fig. 5. It is generally found that at the spray-root line is slightly convex, but since the curvature is small, it is neglected. Thus the mean wetted length of a deadrise surface is defined as the average of the keel and chine lengths measured from

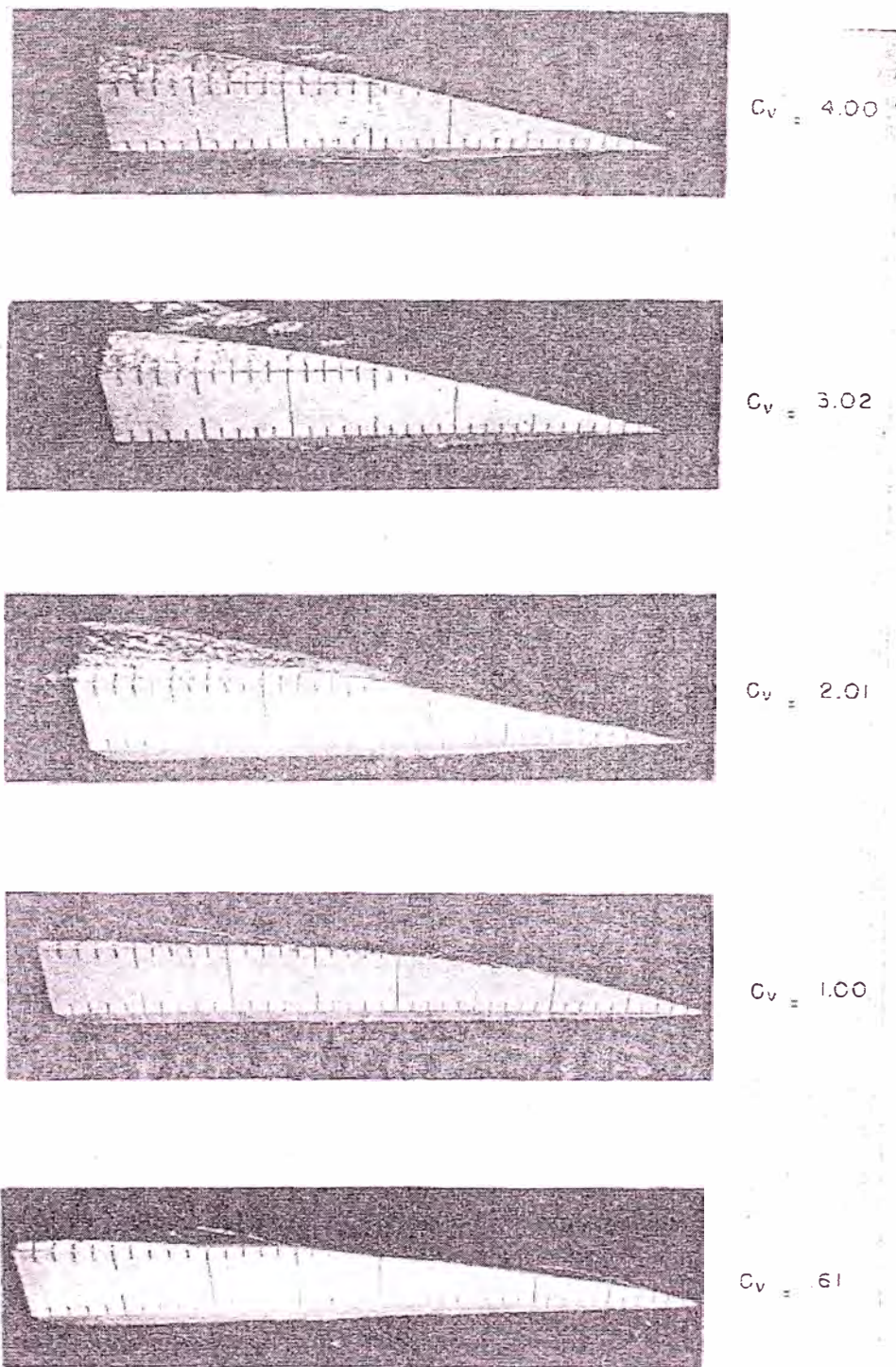


Fig. 7 Variation of shape of leading edge of wetted area with speed coefficient. $\beta = 20^\circ$, $b = 9$ in., $\tau = 4^\circ$

the transom to the intersection with the spray-root line. is defined by

The difference between the wetted keel length and the chine length measured to the *calm-water* intersection with the chine (L_2) is a function of trim and deadrise and

$$L_2 = \frac{b \tan \beta}{2 \tan \tau} \quad (2)$$

The wave rise in the spray-root area is accounted for by the following consideration. Wagner computed the wave rise for a two-dimensional wedge penetrating a fluid surface vertically, and found that the actual wetted width of the wedge was $\pi/2$ times the wetted width defined by the calm-water intersection with the bottom. The motion of a deadrise planing surface can be represented as a two-dimensional problem by considering the water flow between two vertical planes normal to the plane of symmetry of the planing surface. To an observer located between these two planes, the passage of the prismatic Vee planing surface will appear identical to the vertical immersion of a wedge. This being the case, the $\pi/2$ wave-rise factor computed by Wagner is applicable, and the difference between actual wetted keel length and chine length for a prismatic planing surface is given by

$$L_k - L_c = \frac{b \tan \beta}{\pi \tan \tau} \quad (3)$$

It is seen that this length is a factor $2/\pi$ times the corresponding length defined by the level-water intersection with the Vee planing surface. A plot of this relationship is given in Fig. 6. Since the wetted keel length can be defined in terms of the draft of the aft end of the keel as

$$L_k = d/\sin \tau \quad (4)$$

then the mean wetted length-beam ratio, λ , which defines the pressure area is given as

$$\lambda = \frac{\left[\frac{d}{\sin \tau} - \frac{b \tan \beta}{2\pi \tan \tau} \right]}{b} = \frac{L_k + L_c}{2b} \quad (5)$$

Experimental evidence indicates that (3) is applicable for all deadrise and trim combinations when the speed coefficient is greater than $C_s = 2.0$. This indicates a full development of the spray-root and water pile-up as predicted by Wagner. For deadrise surfaces of 10 deg or less, (3) continues to be applicable at $C_s = 1.0$. For the 20-deg deadrise surface, at $C_s = 1.0$ and $\tau \leq 4^\circ$, experimental values of $L_k - L_c$ are larger than those predicted by (3), indicating a partial breakdown of the spray-root formation. Experimental evidence for 30-deg deadrise surfaces showed similar effects except that, at $C_s = 1.0$, the spray-root formation breaks down when $\tau \leq 6^\circ$. It appears that, for $C_s = 1.0$, the spray-root formation will begin to break down when, for a given deadrise, the trim is reduced to a value such that the theoretical value of $L_k - L_c$ is approximately equal to $1.66b$. This quantity $(L_k - L_c)/b$ can actually be considered to be a measure of the angle (γ) between the spray-root line and the keel line measured in a plane along the keel. Hence, it may be generalized that the spray-root formation at $C_s = 1.0$ will begin to break-down when the theoretical value of γ is less than approximately 17 deg for a given trim-deadrise combination. It is easily shown that $\gamma = \tan^{-1} (\tan \tau / 2 \tan \beta)$.

A series of photographs illustrating the breakdown in the spray-root line is given in Fig. 7 where bottom areas are shown for a 20-deg-deadrise surface planing at a

trim angle of 4 deg and at five values of C_s . The calculated angle $\gamma = 17^\circ$. It is seen that, at $C_s = 2.01, 3.02$ and 4.00, the spray-root line is one continuous line and the value of $L_k - L_c$ is in agreement with that computed by equation (3). At $C_s = 1.0$, the leading edge of the wetted area is now defined by a broken line made up of two straight segments. The forward segment is the usual spray-root line formation and makes an angle of approximately 17 deg with the keel. The after segment of the leading-edge line makes an angle with the keel which would correspond to the calm-water intersection with the bottom. At $C_s = 0.6$, the same phenomenon is in evidence except that the length of the spray-root portion of the line is reduced.

Wetted-Spray Area of Deadrise Planing Surfaces

The total wetted bottom area of a planing surface is actually divided into two regions. One is aft of the spray-root line, commonly referred to as the pressure area and the other is forward of the spray-root line, referred to as the spray area. The pressure area, which has been defined in the preceding sections of this paper, is the load-carrying area of the planing bottom. The forward spray area contributes to the total drag but is not considered to support any portion of the load.

The flow directions in both wetted areas have been determined by underwater photographs of tufts such as shown by Pierson and Leshnover in Figs. 4 and 5 of reference [13]. An enlarged sketch of the flow directions on a deadrise surface is given in Fig. 8 of this paper. It is found that the flow in the pressure area is predominantly aft with some transverse flow along the chines. The flow along the spray-root line is primarily along the direction of the stagnation line. In the spray wetted area the directions of the fluid flow are such that the space angle between the oncoming fluid particles and the stagnation line is equal to the angle between the direction of the spray jets and the stagnation line; i.e., any line of motion in the spray area is nearly a reflection about the stagnation line of the incident velocity direction. Since the pressure in the spray area is nearly atmospheric, then, by Bernoulli, the spray velocity can be assumed to be equal to the planing speed.

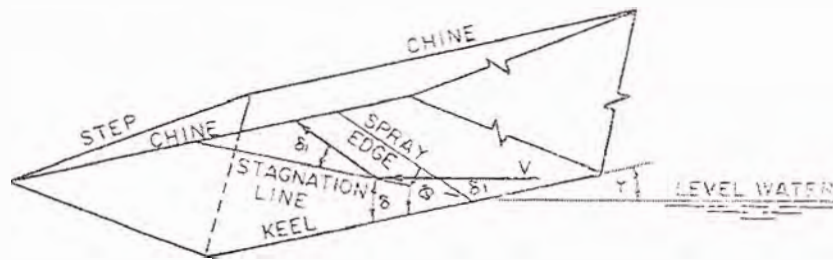
Equations defining the spray direction in terms of trim and deadrise angle are given by Pierson and Leshnover [13]. The actual spray area extends from the spray-root line forward to the spray edge. The angle ϕ between the keel and spray edge measured in the plane of the bottom is

$$\tan \phi = \frac{A + k_1}{1 - Ak_1} \quad (6)$$

where:

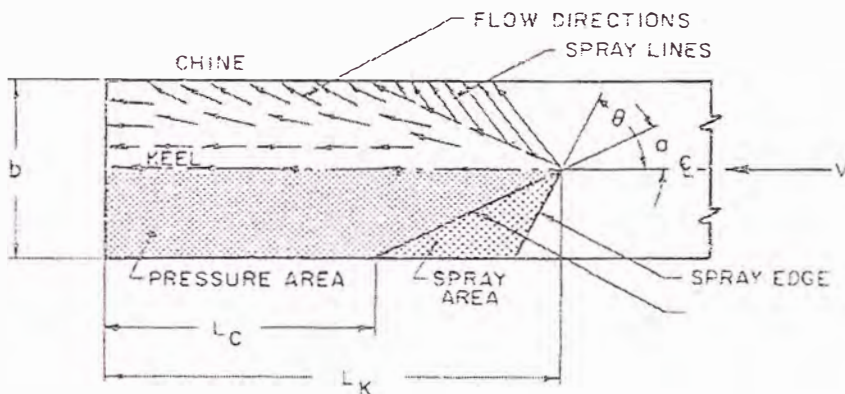
$$A = \frac{[\sin^2 \tau (1 - 2K) + K^2 \tan^2 \tau [(1/\sin^2 \beta) - \sin^2 \tau]]^{1/2}}{\cos \tau + K \tan \tau \sin \tau}$$

$$k_1 = \frac{K \tan \tau}{\sin \beta}$$



$$\tan \theta = \tan \phi \cos \beta$$

$$\tan \alpha = \frac{\pi}{2} \frac{\tan \tau}{\tan \beta}$$



VIEW OF BOTTOM ON PLANE PARALLEL TO KEEL

Flow direction along planing prism and extent of spray area

and

$$K \approx \frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{3 \tan^2 \beta \cos \beta}{1.7 \pi^2} - \frac{\tan \beta \sin^2 \beta}{3.3 \pi} \right)$$

The total spray area, both sides, projected on a plane along the keel line is given by

$$A_s = \frac{b^2}{2} \left(\frac{\tan \beta}{\pi \tan \tau} - \frac{1}{4 \tan \phi \cos \beta} \right) \quad (7)$$

In making visual observations of the wetted chine length during a planing run, it is important to distinguish between the spray-root intersection and the spray-edge intersection with the chine. Fig. 9 illustrates the two intersection points. It is seen that the spray edge is always ahead of the spray-root intersection with the bottom.

Lift of Planing Surfaces

The following discussions will first develop the lift equations for flat planing surfaces and then show how these results are modified to account for finite deadrise.

Lift of Flat Planing Surfaces

The lift on a planing surface (at fixed draft and trim) can be attributed to two separate effects: i.e., one is the dynamic reaction of the fluid against the moving surface, and the second is the so-called buoyant contribution to lift which is associated with the static pressures corresponding to a given draft and hull trim. In effect, the buoyant contribution represents the influence of gravity. At very low-speed coefficients, the buoyant lift component predominates. As speeds are increased, the dynamic-lift effects begin to develop. At first the dynamic effects tend to decrease the load which a given prismatic surface can support and then, as the speed is further increased, the load on a given surface will increase. At very high-speed coefficients the dynamic contribution to lift predominates and the static-pressure effects can be neglected. The formulation of an empirical planing lift equation was based on a combination of the dynamic and static effects.

It will be recalled that the fluid-flow directions over the pressure area of a planing surface were a combination of longitudinal flow and some transverse flow across both chine lines. From aerodynamic theory it is known that

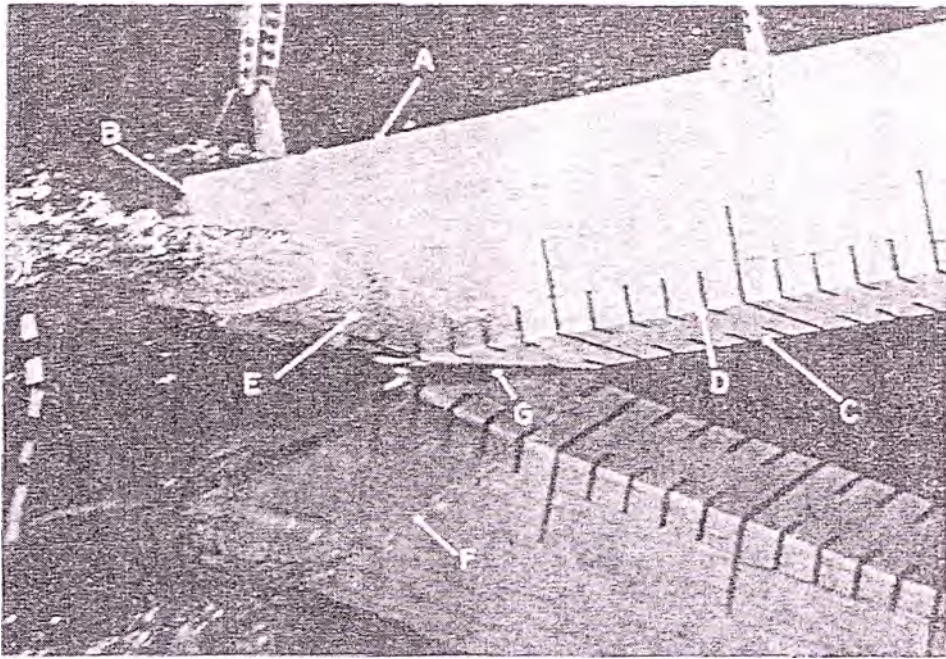


Fig. 9 Characteristic features of vee-bottom planing surface. A—model of planing wedge; B—transom; C—keel; D—chine; E—whisker spray; F—reflection of spray edge; G—spray-root region

lifting surfaces of high aspect ratio (small λ) have a predominantly longitudinal (chordwise) flow and that the lift is directly proportional to τ . For surfaces of very small span and infinite length, i.e., $\lambda = \infty$, the flow is in a transverse direction and lift is proportional to τ^2 . Hence for a normal low aspect-ratio planing surface, the lift can be expressed in the form

$$C_L = A\tau + B\tau^2 \quad (8)$$

For the range of λ -values applicable to planing surfaces, the second term takes the form of a small correction to the first term and it is found that equation (8) can be approximated by using τ to the 1.1 power. Hence

$$C_L/\tau^{1.1} = f(\lambda, C_r) \quad (9)$$

Sottorf's analysis of high-speed planing data, where the hydrostatic term is negligible, showed that, for a given trim angle, the dynamic component of the lift coefficient varied as $\lambda^{1/2}$. Hence we can consider this component to be of the form:

$$C_{L_d} = c\lambda^{1/2}\tau^{1.1} \quad (10)$$

where c is a constant to be determined.

The hydrostatic component of lift for a flat plate of beam, b , mean wetted length-beam ratio, λ , and angle of trim τ can be written as follows:

$$L_s = \frac{1}{2} \rho g b^3 (\lambda - 0.30)^2 \tan \tau \quad (11)$$

Dividing both sides by $\frac{1}{2} \rho g V^{1/3} b^2$ and assuming that $(\lambda - 0.30)^2$ can be replaced by $K\lambda^n$ where D and n are constants to be determined, results in

$$C_{L_h} = \frac{D\lambda^n}{C_r^2} \tan \tau \quad (12)$$

If the difference between $\tan \tau$ and $\tau^{1.1}$ is neglected C_{L_h} can be written

$$C_{L_h} = \frac{D\lambda^n}{C_r^2} \tau^{1.1} \quad (13)$$

Combining equations (10) and (13) gives a form of an empirical equation for the lift coefficient of a planing surface, i.e.

$$C_L = \tau^{1.1} \left(c\lambda^{1/2} + \frac{D\lambda^n}{C_r^2} \right) \quad (14)$$

As with any empirical equation there are several ways to formulate the equation for planing lift. The form of relation given in (14) has the advantage of readily illustrating the effect of the prime variables on planing lift and also is easily applied in design of planing hulls.

The constants C , D , and n are evaluated by applying the foregoing formula to the large collection of planing data contained in the existing literature. The mechanics of this evaluation are described in [9]. As a result of this analysis the empirical planing lift equation for a zero deadrise surface takes the following final form:

$$C_L = \tau^{1.1} \left[0.0120\lambda^{1/2} + \frac{0.0055\lambda^{1/2}}{C_r^2} \right] \quad (15)$$

where τ is in degrees.

This empirical equation is applicable for $0.60 \leq C_r \leq 13.00$; $2^\circ \leq \tau \leq 15^\circ$; and $\lambda \leq 4$.

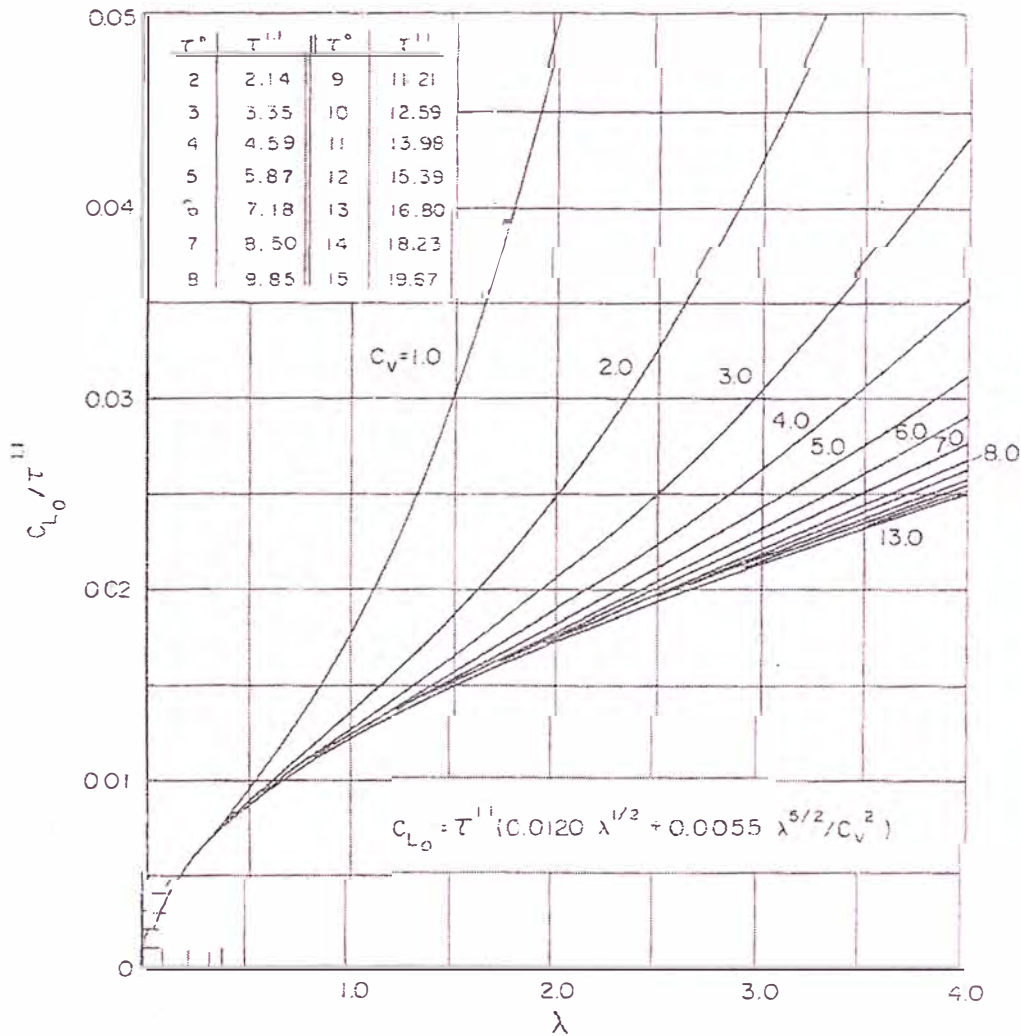
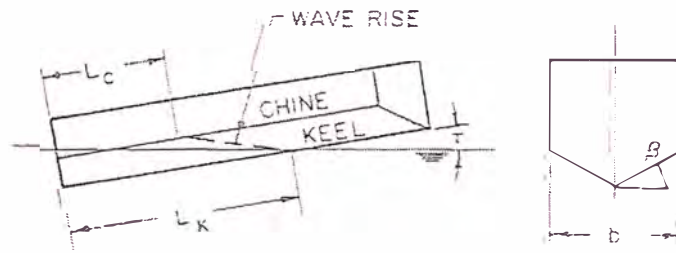


Fig. 10 Lift coefficient of a flat planing surface; $\beta = 0^\circ$

For convenience in use, equation (15) is plotted in Fig. 10 in the form $C_L/\tau^{1/2}$ versus λ for a wide range of C_v -values. Examining this plot at a fixed value of λ it is clear that the buoyant contribution to lift is significant up to speed coefficients as high as approximately 10. At $C_v > 10$, the dynamic lift is predominant and the lift coefficient is then independent of speed. In fact, for $C_v > 10.0$ the flat-plate lift coefficient can be simply expressed as $C_L = 0.0120 \lambda^{1/2} \tau^{1/2}$.

To illustrate the loss in lift experienced by a planing surface at very low speeds ($C_v \leq 1.0$), Fig. 12 presents

a comparison between the resultant lift and that corresponding to the purely static lift (buoyancy) for a given draft and trim of the planing surface. A form of load coefficient is plotted against speed coefficient for three wetted lengths at three trim angles. The solid curves are the planing loads as predicted by (15) and are seen to vary with C_v . The dotted curves are the buoyant loads computed by (11). This hypothetical load is independent of C_v . The comparison between the planing load and calculated buoyant load is limited to $C_v \geq 0.50$ since this is the range of applicability of (15). As C_v

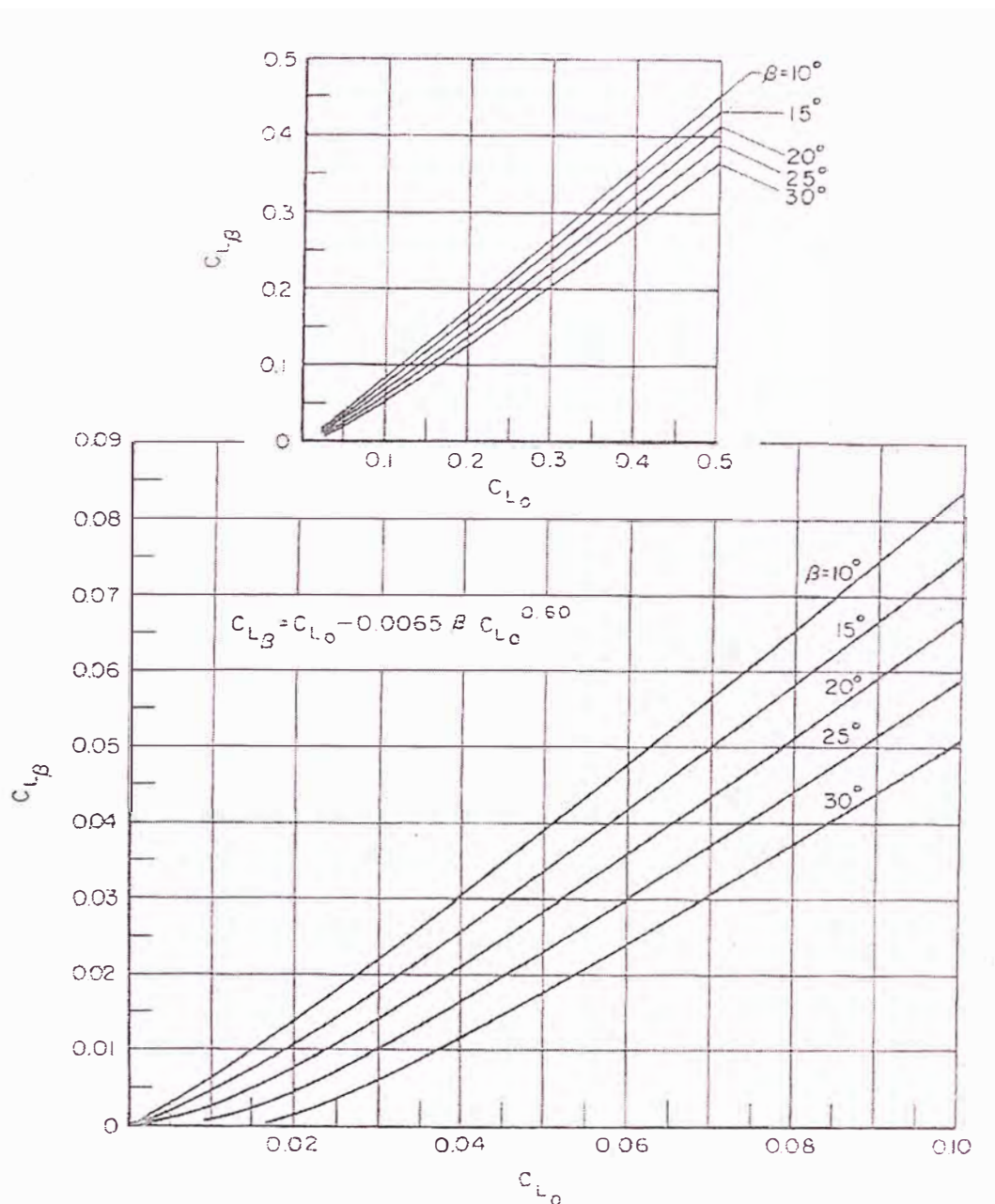


Fig. 11. Lift coefficient of a deadrise planing surface

approaches zero, it is naturally expected that the calculated load should approach the buoyant load. It is interesting to note from Fig. 12 that in the range $0.60 \leq C_r \leq 1.00$, the motion of the planing surface reduces the lift below the value which would be expected on a purely displacement basis. This effect is somewhat similar to the sinkage experienced by displacement vessels at low speeds. At $C_r \approx 1.0$, the total planing load is approximately equal to the hypothetical buoyant load. At $C_r > 1.0$ the positive dynamic reaction of the fluid on the planing bottom increases rapidly as the speed increases.

Lift of Deadrise Planing Surfaces

For a given trim and mean wetted length-beam ratio, the effect of increasing the deadrise angle is to reduce the planing lift. This lift reduction is caused primarily from a reduction in the stagnation pressure at the leading edge of the wetted area. It will be recalled from the discussion of wetted areas that the angle between the stagnation line and keel is given by the equation $\gamma = \tan^{-1}(\tan \tau/2 \tan \beta)$. When $\beta = 0$ the stagnation line is normal to the keel and normal to the free-stream velocity so that full stagnation pressure $\frac{1}{2}\rho V^2$ is developed. For increasing values of β , the angle γ de-

$$\text{--- TOTAL PLANING LOAD} = \Delta / 1/2 \rho g b^3 = \tau^{1.1} \left[0.0120 \lambda^{1/2} C_v^2 + 0.0055 \lambda^{5/2} \right]$$

$$\text{---- EQUIVALENT DISPLACEMENT LOAD} = \Delta / 1/2 \rho g b^3 = (\lambda - 0.30)^2 \tan \tau$$

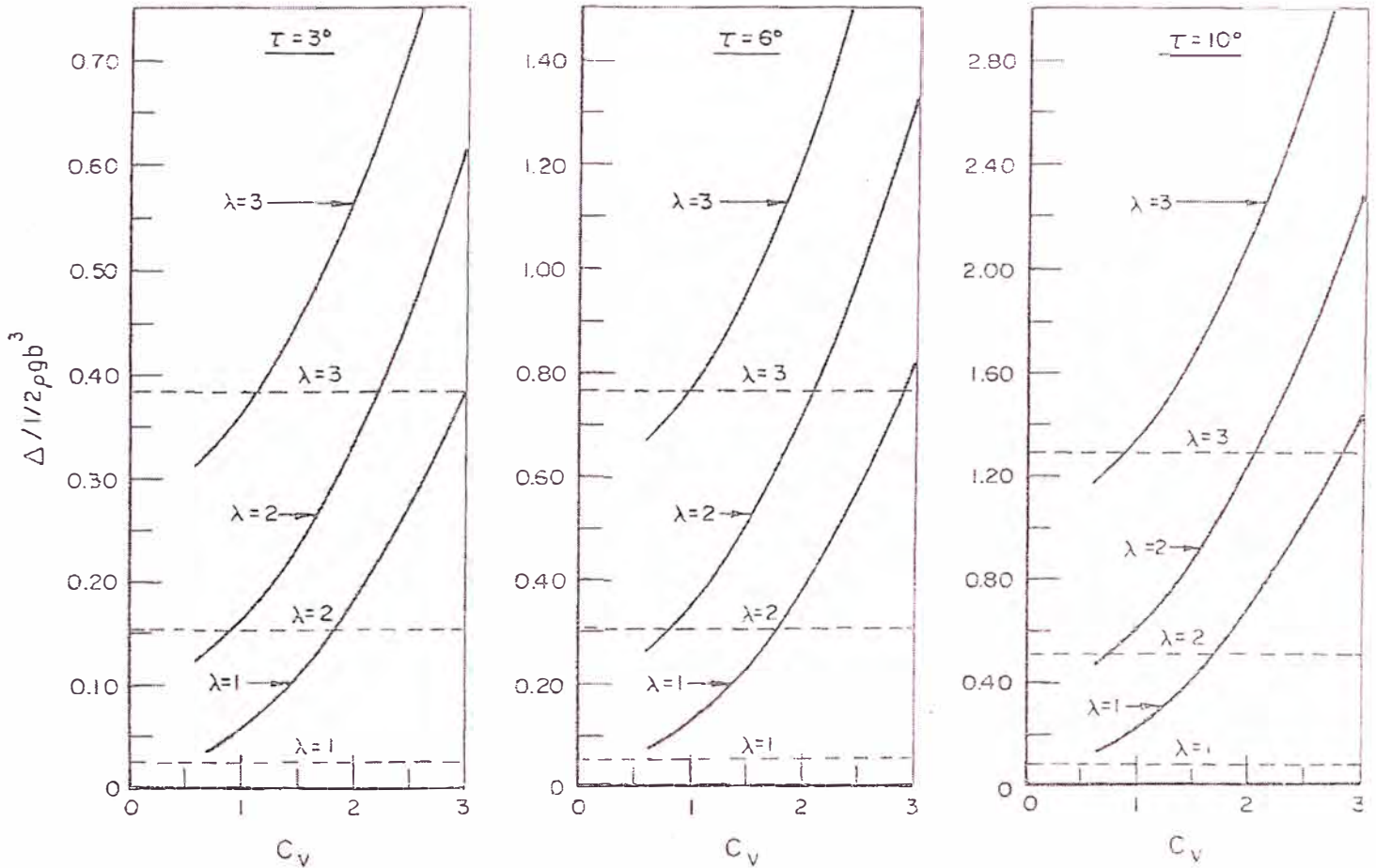


Fig. 12 Planing load versus calculated displacement load for a flat planing surface at various velocity coefficients

creases so that full stagnation pressures are no longer developed; hence the planing lift is reduced. In effect then, the presence of deadrise causes the stagnation line to be "swept" aft and leads to a lift reduction not unlike that on a swept-back wing.

To formulate an empirical equation for the planing lift of a deadrise surface, the lift coefficient of a Vee surface was compared with that of a flat plate at identical values of τ , λ , and C_v . It was found in [7] and [9] that the lift of a deadrise surface can be represented by the following equation:

$$C_{L_B} = C_{L_0} - 0.0065\beta C_{L_0}^{0.60} \quad (16)$$

where

C_{L_B} = lift coefficient for a deadrise surface
 β = deadrise angle, deg

C_{L_0} = lift coefficient of a flat plate operating at the same τ , λ , and C_v as deadrise surface

For convenience in use, equation (16) is plotted in Fig. 11.

Drag of Planing Surfaces

The total hydrodynamic drag of a planing surface is composed of pressure drag developed by pressures acting normal to the inclined bottom and viscous drag acting tangential to the bottom in both the pressure area and spray area. If there is side wetting then, of course, this additional component of viscous drag must be added to the hydrodynamic drag acting on the bottom of the planing surface. For the present analysis, it will be assumed that there is no side wetting of the hull.

For a frictionless fluid, the tangential force is zero. Hence for a trim angle τ , a load Δ , and a force N normal

to the bottom the resistance component D_p due to pressure forces is shown in Fig. 13 to be

$$D_p = \Delta \tan \tau \quad (17)$$

When the viscous drag D_f acting tangential to the bottom is added, the total drag, D , is shown in Fig. 13 to be

$$D = \Delta \tan \tau + \frac{D_f}{\cos \tau} \quad (18)$$

The friction component D_f is shown in [9] to be computed by the following equation:

$$D_f = \frac{C_f \rho V_1^2 (\lambda b^2)}{2 \cos \beta} \quad (19)$$

where

C_f = Schoenherr [14] turbulent friction coefficient
 V_1 = average bottom velocity

The average bottom velocity (V_1) is less than the forward planing velocity (V) owing to the fact that the planing bottom pressure is larger than the free-stream pressure. Sottorf, Parkinson [15] and Locke [16] have presented data and analytical expressions for defining the average bottom velocity at very high-speed coefficients where the buoyant contribution to lift is negligible. Savitsky and Ross [17] developed an expression for the mean bottom velocity which is applicable over a speed range from $C_r = 1.0$ to $C_r = 13.0$. This development was based on the following considerations: Taking first, the case of a zero deadrise hull, the dynamic contribution to planing lift is given by the first term in (15) to be

$$C_{Ld} = 0.0120 \lambda^{1/2} \tau^{1.1} \quad (20)$$

The dynamic load on the bottom is

$$\Delta_d = \frac{1}{2} \rho V^2 b^2 (0.0120 \lambda^{1/2} \tau^{1.1}) \quad (21)$$

The average dynamic pressure is

$$p_d = \frac{\Delta_d}{\lambda b^2 \cos \tau} = \frac{0.0120 \tau^{1.1} V^2 \rho}{2 \lambda^{1/2} \cos \tau} \quad (22)$$

Applying Bernoulli's equation between the free-stream conditions and the average pressure and velocity conditions on the bottom of the planing surface:

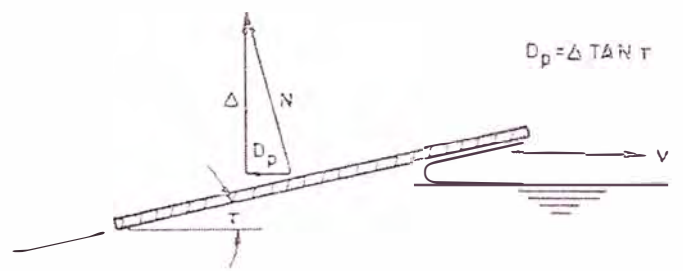
$$V_1 = V \left(1 - \frac{2 p_d}{\rho V^2} \right)^{1/2} \quad (23)$$

substituting (22) into (23) gives

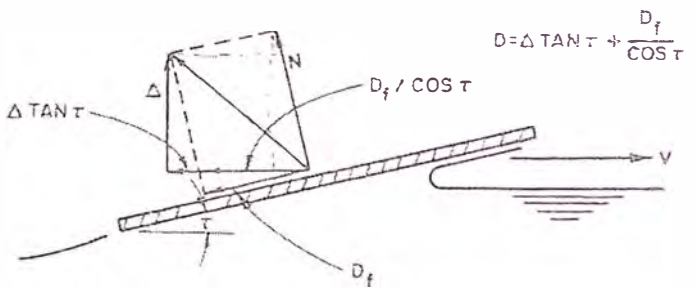
$$V_1 = V \left(1 - \frac{0.0120 \tau^{1.1}}{\lambda^{1/2} \cos \tau} \right)^{1/2} \text{ for } \beta = 0^\circ \quad (24)$$

The average bottom velocity for specific deadrise angles is computed in an analogous manner using the lift coefficient for deadrise surfaces given by (16). The ratios V_1/V have been computed for four deadrise angles and the results are plotted in Fig. 14 in a convenient form for use by the designer.

It will be noted that the wetted area used in (19) is



a) FRICTIONLESS FLUID



b) VISCOUS FLUID

Fig. 13 Drag components on a planing surface

the bottom pressure area, λb^2 . In previously published Davidson Laboratory reports [9, 17] consideration was given to the friction drag developed by the spray area, equation (7), ahead of the spray-root line. The analysis of [9] and [17], which were based on certain assumptions as to the spray thickness and the friction drag coefficient in the spray area, resulted in a simple formulation for an additional increment, $\Delta \lambda b^2$, in wetted areas to be added to the pressure area λb^2 . These results were based mainly on data obtained at planing trim angles greater than 4 deg. Recent studies at the Davidson Laboratory have indicated that at trim angles less than 4 deg (usual for planing boats) the spray thickness is considerably less than had been assumed previously. In fact, the spray sheet appears to be much thinner than the displacement thickness of a normal boundary layer at the same Reynolds number. Hence, until this effect is more fully studied, it is recommended that at trim angles less than 4 deg, the area used for computing the viscous drag be λb^2 . For larger trim angles the results of [9] and [17] should be used.

In summary then, the hydrodynamic drag of a planing surface is given by the following equation:

$$D = \Delta \tan \tau + \frac{\rho V_1^2 C_f \lambda b^2}{2 \cos \beta \cos \tau} \quad (25)$$

where V_1 is plotted in Fig. 12, and C_f is the Schoenherr turbulent-friction coefficient. The Reynolds number is defined, $R_e = V_1 \lambda b / \nu$, where ν is the kinematic viscosity.

Drag-Lift Ratio of Planing Surfaces

Prior to computing the drag-lift ratio of planing surfaces it would be advantageous to examine the typical variations in drag-lift ratio as a function of speed, wetted length, and trim angle. For this purpose the experimental data for a 9-in. beam, 20 deg deadrise surface (given in reference [9]) are plotted in Fig. 15 for separate values of trim angle. The abscissa for these plots is a form of speed coefficient based on wetted length, defined as $C_v/\lambda^{1/2}$, which will be recognized as being the well-known Froude number $V/(gl)^{1/2}$. Other forms of Froude number representation could have been used (e.g., based on load), but the ratio $C_v/\lambda^{1/2}$ is used since it is identical in form and equal to 0.296 times the speed-length ratio. It is emphasized that the drag-lift ratios given in Fig. 15 apply only to the 9-in. test model and are not to be directly applied to full-scale boats. The plots are given merely to indicate typical variations in the drag-lift ratio of planing surfaces.

It is seen from Fig. 15 that the ratio D/Δ plotted against $C_v/\lambda^{1/2}$ generally collapse onto a single curve for each test trim over the test ranges of λ and C_v . It is also seen that, up to a ratio of $C_v/\lambda^{1/2} \approx 1$ there is a very rapid increase in the ratio D/Δ for all test trims. At $\tau > 2^\circ$ and at $C_v/\lambda^{1/2} > 1$, the ratio D/Δ is nearly constant for any combination of speed and wetted length. For $\tau = 2^\circ$, the curve of D/Δ appears to approach a constant value for ratios of $C_v/\lambda^{1/2} > 2$.

The above variations of D/Δ can be associated with observed changes of the flow conditions around the planing surface. It was found that, at $C_v \geq 2.0$ there was a clean separation of the fluid from the chines and the transom. Further, at $C_v \leq 1.00$ the degree of flow separation from the transom was, at a given trim angle, a function of the wetted length, the shorter the wetted length, the greater the flow separation. With increasing degree of flow separation from the transom, the drag force is increased and hence the ratio D/Δ is increased until complete flow separation has occurred along the chines and transom.

If planing is defined to exist when the fluid breaks away from the transom and chines, then, using Fig. 15, the inception of planing can be defined to occur when $C_v/\lambda^{1/2} = 1$ for $\tau \geq 4^\circ$ and at $C_v/\lambda^{1/2} = 2$ for $\tau = 2^\circ$. In essence then, planing occurs when the drag-lift ratio at a given trim angle is essentially constant. Other definitions of planing can be found in the literature. For example, Locke [6] defines the inception of planing to occur when, at a given λ and τ , the load carried by the planing surface varies as the square of the speed. This implies that the buoyant component of the lift is negligible. In both definitions only the bottom of the planing surface is wetted. The use of the ratio $C_v/\lambda^{1/2} = 1$ defines the point at which this phenomenon first occurs.

An exact definition of the inception of planing is, of course, not important. The foregoing criterion appear to be a convenient guide in classifying boats. It is clear from Fig. 15 that when a boat does start to "plane" it has the largest resistance for a fixed trim angle. The resistance decreases sharply when the ratio $C_v/\lambda^{1/2}$ is reduced to values less than 1.0.

From equation (25) the drag-lift ratio of a planing surface can be calculated as follows:

$$\frac{D}{\Delta} = \tan \tau + \frac{\rho V_1^2 C_f \lambda b^2}{2\Delta \cos \beta \cos \tau} \quad (26)$$

Multiplying and dividing the second term of the right-hand side by V^2 and substituting C_L for $2\Delta/\rho V^2 b^2$ results in

$$\frac{D}{\Delta} = \tan \tau + \frac{\left(\frac{V_1}{V}\right)^2 C_f \lambda}{C_L \cos \tau \cos \beta} \quad (27)$$

In the foregoing expression $C_L = C_{L\alpha}$ if $\beta = 0$ and $C_L = C_{L\beta}$ if $\beta \neq 0$. The ratio V_1/V is given in Fig. 14. The friction coefficient C_f is a function of Reynolds number which in turn increases with increasing size of the planing boat. Since, as shown by Schoenherr, the turbulent friction coefficient decreases with increasing Reynolds number, the ratio D/Δ will decrease slightly with increasing boat size for a given combination of λ , τ , β , and C_v .

Equation (27) has been used to compute the ratio D/Δ for 0° , 10° and 20° deadrise surfaces at trim angles of 2° , 4° , 6° and 8° . Mean wetted length-beam ratios, λ , were varied from 1 to 4, and speed coefficients up to $C_v = 10$ were used in various combinations. The computations were made for a beam, b , of 5 ft and 10 ft. As expected, for $\tau = 4^\circ$, the D/Δ ratio was essentially constant when $C_v/\lambda^{1/2} > 1.0$. For $\tau = 2^\circ$, the D/Δ ratio was essentially constant when $C_v/\lambda^{1/2} > 2.0$. The results of this computation are given in Fig. 16 to illustrate the effect of trim, deadrise, and size of boat on the drag-lift ratio. Each computed point represents the average of five different combinations of $C_v/\lambda^{1/2}$. On the average, there was approximately a 5 percent spread in the computed values for any trim-deadrise combination. For more exact values of D/Δ it is recommended that detailed evaluations of equation (27) be carried out for specific cases.

It is evident from Fig. 16 that for any given deadrise, there is an optimum trim angle for lowest ratios of D/Δ . Small decreases in trim angle below the optimum cause large increases in resistance. Small increases in trim angle above the optimum result in moderate increases in resistance. Increasing deadrise angle increases the resistance for a given trim angle. For a deadrise of 0° , the lowest resistance that can be expected is approximately 12 percent of the load at a trim angle of approximately 4.5° . It will be noted that the optimum trim angle increases slightly with increasing deadrise angle. The effect of increasing the size of the boat beam from 5 to 10 ft is to reduce the D/Δ ratios by nearly 4 percent.

V_1 AVERAGE BOTTOM VELOCITY
 V FORWARD PLANING VELOCITY

$$V_1/V = \sqrt{1 - \frac{0.0120 \tau^{1.1}}{\lambda^2 \cos \tau} f(\beta)}$$

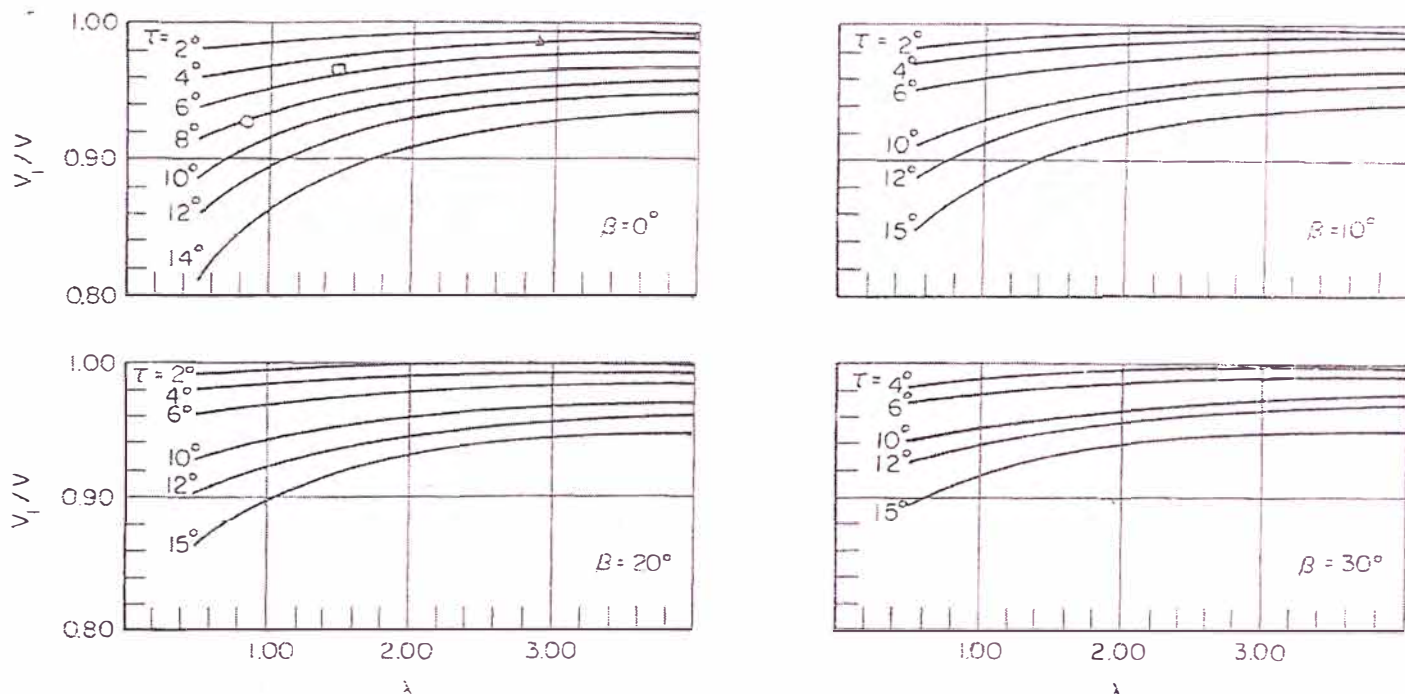


Fig. 14 Magnitude of average bottom velocity for a planing surface

Included in Fig. 16 is a plot of $\tan \tau$ which is the pressure component of the total drag. The difference between $\tan \tau$ and the curves D/Δ represents the drag component due to viscous (friction) drag. It is seen that at low trim angles the total drag is predominantly friction drag while at high trim angles it is predominantly pressure drag. At $\tau = 4^\circ$ the total drag for $\beta = 0$ is nearly one half pressure drag and one half friction drag.

The foregoing trends in resistance variation with trim and deadrise have been shown by many experimenters in cross plots of their specific test data. Fig. 16 presents the results of computations and includes a recognition of the fact that D/Δ ratios for a given trim angle, are essentially independent of various combinations of C_r and λ providing that $C_r/\lambda^{1/2} \geq 2$ for $\tau = 2^\circ$, and $C_r/\lambda^{1/2} \geq 1$ for $\tau \geq 4^\circ$.

Center of Pressure of Planing Surfaces

It has been shown in [9] that the resultant center of pressure of planing surfaces can be fairly accurately evaluated by separate considerations of the buoyant and dynamic force components of the lift. The center of pressure of the dynamic component is taken to be at 75 percent of the mean wetted length forward of the transom, while the center of pressure of the buoyant force is assumed to be 33 percent forward of the transom. These distances are, of course, approximations but are

acceptable in the empirical development of this paper. Adding the moments taken about the transom for each of the two components of the total load and then dividing by the total load gives an expression for the distance of the center of pressure forward of the transom. By using the values of the buoyant and dynamic force components given in (15), the center of pressure, C_p , is found to be a distance forward of the transom equal to

$$C_p = \frac{l_p}{\lambda b} = 0.75 - \frac{1}{5.21 \frac{C_v^2}{\lambda^2} + 2.39} \quad (28)$$

where C_p is the ratio of the longitudinal distance from the transom to the center of pressure divided by the mean wetted length.

A comparison between (28) and actual test data is given in Fig. 17 of reference [9]. Excellent agreement exists between the formula and data. It is seen that C_p is essentially independent of trim angle and/or deadrise angle. A working plot of equation (28) is given in Fig. 17 of this paper. When the wetted length and speed coefficient are known, the value of C_p can be quickly determined from this chart.

Porpoising Stability Limits

Porpoising is defined as the combined oscillations of a boat in pitch and in heave, of sustained or increasing

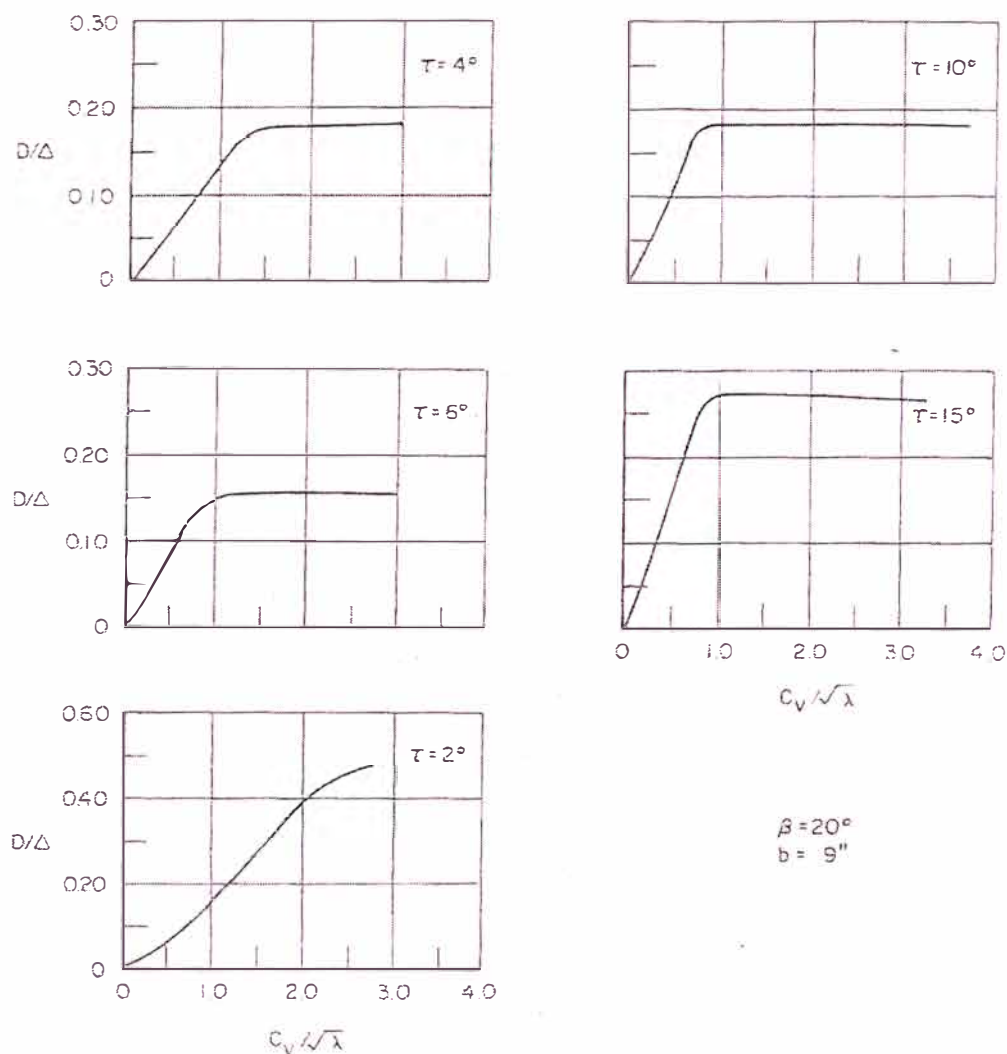


Fig. 15 Variation of drag-lift ratio with speed coefficient

amplitude, occurring while planing on smooth water. It is peculiar to high-speed planing hulls and will lead to structural damage when the motions become so severe that the hull is thrown entirely out of the water. It may also result in diving (tripping over the bow) when the low trim angles, reached in the lower part of the porpoising cycle cause the bow to dig in. This longitudinal instability has been responsible for many serious boating accidents, and at one time, was considered to be a rather mysterious unknown phenomenon. With the constantly increasing speed of modern planing boats, porpoising is becoming a major problem in planing-boat design.

Designers of water-based aircraft were faced with the problem of porpoising instability early in 1930. Perring and Glauert [18] in England developed a theory of porpoising instability in 1933. The practical application of this theory to seaplane design problems was not successful since the theory required an accurate knowledge

of certain hydrodynamic derivatives which could only be obtained experimentally. In fact, the experimental determination of these derivatives were more time-consuming and more involved than a direct measure of the actual porpoising limits. In 1942, Sottorf [19], in Germany, conducted a systematic model study on the stability limits of a series of float designs suitable for float seaplanes. Sottorf's experimental work showed that porpoising limits for seaplane floats could be easily predicted in terms of the basic planing coefficients C_D , C_L , and τ . In the United States, Davidson, and Locke [20], Benson [21], Parkinson [22] also conducted systematic experimental studies of porpoising limits for water-based aircraft and also showed that the inception of porpoising could be predicted in terms of the basic planing coefficients.

With the water-based aircraft experience as a guide, Day and Haag [23] in 1952 undertook a systematic series

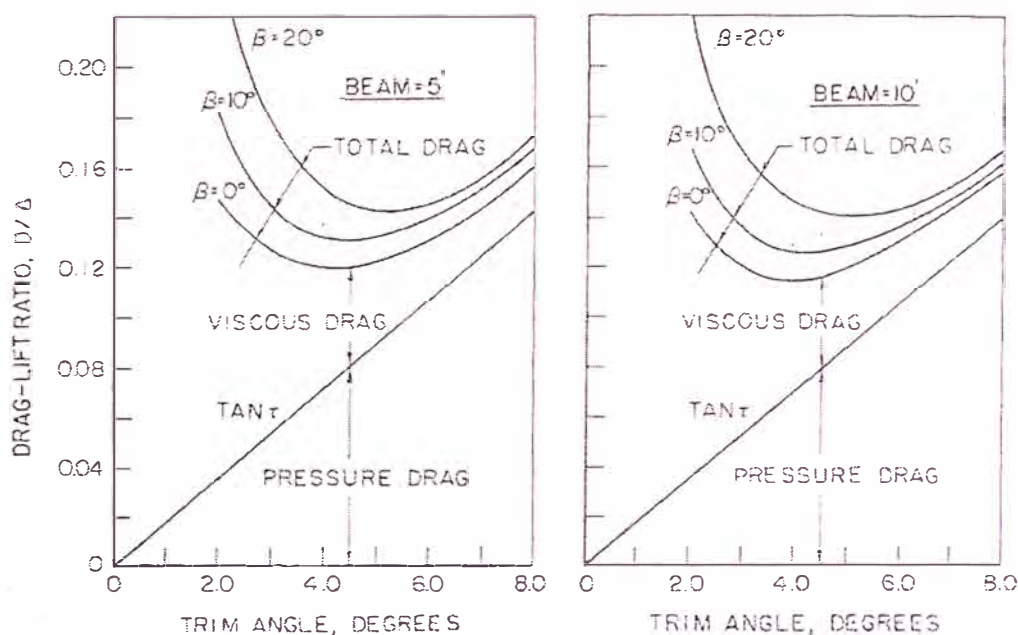


Fig. 16 Variation of drag-lift ratio for prismatic planing surfaces

of tests of constant deadrise prismatic planing surfaces to determine porpoising limits for planing-hull forms. The purpose of their study was to provide the boat designer with useful data on the inception of porpoising in terms of the boat trim, speed, weight, and deadrise. The results of the research by Day and Haag are presented in this paper in a graphical form which can be easily used by the designer of planing boats. These results are constantly used by the Davidson Laboratory as a guide in estimating the porpoising limits of planing hulls.

Briefly the results of the porpoising study showed that for a given deadrise angle, there was a specific relationship between trim angle, τ , and lift coefficient, C_L , which defined the inception of porpoising. These relations are shown graphically in Fig. 18 for 0° , 10° and 20° deadrise prismatic planing surfaces. The combinations of τ and C_L which fall below the limit curves indicate stable operation while those above the line indicate the existence of porpoising.

It is seen that, as the lift coefficient is decreased, indicating a lightly loaded hull and/or a high planing speed, the trim limit for stability is decreased. Further, the effect of increasing deadrise is to increase the trim angle before the inception of porpoising. In any case, if a boat is porpoising at a given speed and load, the rule is to lower the trim angle to avoid porpoising. The lower trim angle can be achieved in several ways. One method is to move the longitudinal center of gravity forward. If this cannot be done and if the boat dimensions are fixed, the addition of a small transverse wedge across the bottom at the transom will lower the running trim at only a small cost in added resistance.

It may be of interest at this point to compare the trim

requirements to avoid porpoising with the trim angle which results in minimum resistance. It was shown in Fig. 16 that a trim angle of approximately 4° to 5° resulted in minimum drag-lift ratio. The porpoising limits in Fig. 18 require a trim angle as low as 1° to 2° to achieve stable operation of a high-speed boat. Hence, because of porpoising considerations it is necessary to operate the boat at an unfavorably low trim angle where the resistance is high. Increasing the hull deadrise alleviates this situation since as shown in Fig. 18 the trim angle required to avoid porpoising increases with increasing deadrise angle. Hence, increasing the deadrise will enable a planing surface to operate at trim angles more closely approaching those required for minimum drag-lift ratios. Methods for computing the running trim angle for planing surfaces will be discussed in a subsequent section of this paper.

It will be noted that the porpoising limits are not dependent upon the pitch moment of inertia of the boat. Experimental studies by Locke [24] wherein the moment of inertia was increased and decreased by significant amounts showed a negligible effect on the porpoising inception boundary. What was observed was a change in frequency of oscillatory motion; increasing frequency for small values of pitch inertia and lower frequency for large inertias.

Method for Evaluating Performance of Prismatic Planing Forms

The preceding sections of this paper have presented the results of elemental studies of the fundamentals of planing and have summarized the results in terms of equations and design charts. To be of use to the de-

signer, it is important that these data be combined to formulate simple computational procedures to predict the horsepower requirements and porpoising stability of prismatic planing hulls. This section of the paper presents a method for computing the running trim, wetted length, resistance, power requirements and stability of a given planing hull over wide speed ranges and for arbitrary locations and inclinations of the propeller shaft line relative to the center of gravity of the hull.

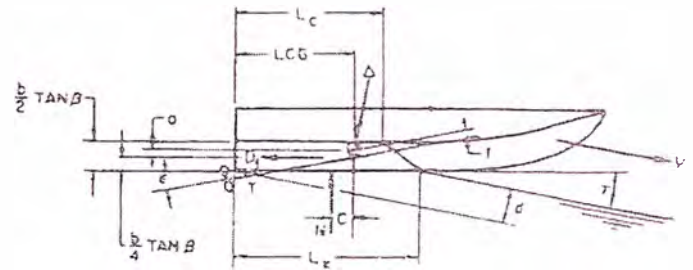
In 1950, Murray [8] presented a computational procedure for predicting resistance which was based on the elemental planing data available at that time, reference [7]. No consideration was given to the effect of propeller thrust on the hull lift and pitching moment and, since porpoising information was not, at that time available, porpoising stability limits were not defined. The new planing equations presented in this paper (based on [9]) are applicable for much lower speed coefficients than those used in Murray's paper and, in addition, the new expression for center of pressure is much simpler in form than that used by Murray. DuCane [25] presents a computational procedure which is based on the early planing equations and which is essentially similar to that presented by Murray. In 1959, Clement and Pope [26] presented a series of graphs for predicting the resistance of planing hulls at high speeds. The lift and moment equations used by these authors were those developed by Shuford [27] and are applicable only at $C_r > 10$ where the buoyant forces are negligible. Most planing surfaces operate at lower speed coefficients wherein the buoyant contribution to lift is important. In 1963, Koebel [28] used the new Davidson Laboratory planing relations, reference [9], to develop a simple graphical procedure for predicting the powering requirements of planing hulls when the effect of propeller thrust on lift and pitching moment is neglected and when it can be assumed that the viscous component of drag passes through the center of gravity. The relative simplicity of Koebel's design charts are so attractive that they are included in this paper.

There are in the literature test results on related series of planing boats which provide excellent design information on families of specific hull designs. Davidson and Suarez [29] present the results for EMB Series 50, a family of planing boats designed by DTMB. Clement and Blount [30] have developed a new hull series designated TMB Series 62 and their results are presented in [30]. These series data can be used to predict the performance of projected new designs which are similar in geometry, loading, and operating conditions to those hull forms investigated in the series.

Performance Prediction Methods—Analysis

In the present paper the object is to utilize basic planing equations to formulate methods for predicting the performance of a prismatic planing hull whether or not it be a member of a tested series. The computational method involves the determination of the running trim and resistance which will provide for equilibrium condi-

tions of the hull at a given running speed, load, and center of gravity location. The accompanying sketch shows the forces and moments acting on a planing hull.



where

- T = propeller thrust, lb
- Δ_0 = weight of boat, lb
- D_f = viscous component of drag, (assumed as acting parallel to keel line, midway between keel and chine lines), lb
- τ = trim angle of keel, deg
- LCG = longitudinal distance of center of gravity from transom, measured along keel, ft
- CG = center of gravity
- ϵ = inclination of thrust line relative to keel, deg
- N = resultant of pressure forces acting normal to bottom, lb
- a = distance between D_f and CG (measured normal to D_f), ft
- f = distance between T and CG (measured normal to shaft line), ft
- c = distance between N and CG (measured normal to N), ft
- β = deadrise angle, deg
- b = beam, ft
- L_k = wetted keel length, ft
- L_c = wetted chine length (from transom to spray root intersection with chine), ft
- V = planing speed, fps
- d = draft of keel at transom, ft

For Vertical Equilibrium of Forces:

$$\Delta_0 = N \cos \tau + T \sin(\tau + \epsilon) - D_f \sin \tau \quad (29)$$

For Horizontal Equilibrium of Forces:

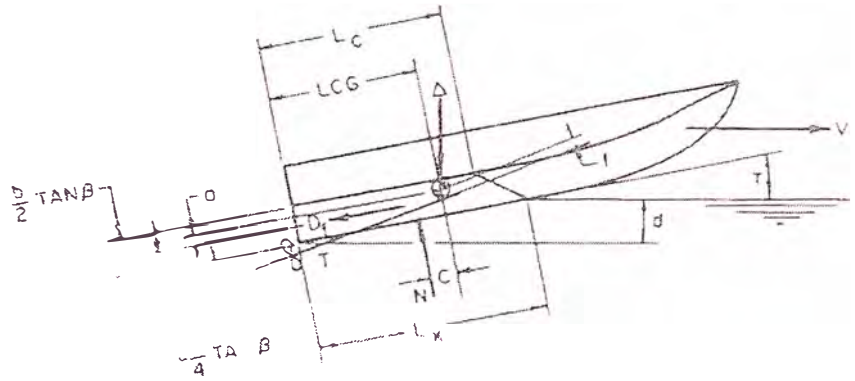
$$T \cos(\tau + \epsilon) = D_f \cos \tau + N \sin \tau \quad (30)$$

For Equilibrium of Pitching Moments:

$$Nc + D_f a - Tf = 0 \quad (31)$$

For a given boat design the quantities Δ_0 , a , b , ϵ , LCG, f , and β are specified. The unknowns in the foregoing equations of equilibrium are evaluated by a solution of these simultaneous equations together with the planing formulas for lift, drag, and center of pressure. An analytical solution of these equations is extremely tedious and cumbersome and hence a numerical computational

Table 1 Computational Procedure Hydrodynamic Performance of Prismatic Planing Hull (General Case)



EQUILIBRIUM TRIM (τ_e)

Trim at which $(30) = 0$
Assume line AR interpolation between $\tau = 2^\circ$ and $\tau = 3^\circ$

$$\tau_e = 2^\circ + \frac{149,960}{149,960 + 338,800} \sim 2.3^\circ$$

Horizontal Drag Force

$$D = 9424 - (9484 - 8304) \frac{3}{10}$$

$$D = 9095 \text{ lb}$$

Effective Horsepower

$$EHP = \frac{D \times V}{550} = \frac{9095 \times 67.5}{550} = 111.5 \text{ hp}$$

Equilibrium Mean Wetted Length-Beam Ratio

$$\lambda_e = 3.85 - (3.85 - 2.60) \frac{3}{10} = 3.29$$

Wetted Keel Length

$$L_k = \lambda_e b + \frac{b \tan \beta}{2\pi \tan \tau}$$

$$L_k = 46 + \frac{14 \tan 10^\circ}{2\pi \tan 2.3^\circ} = 55.9 \text{ ft}$$

Wetted Chine Length

$$L_c = \lambda_e b - \frac{b \tan \beta}{2\pi \tan \tau} = 36.1 \text{ ft}$$

Draft of Keel of Transom

$$d = L_k \sin \tau_e = 55.9 \times \tan 2.3^\circ$$

$$d = 2.24 \text{ ft}$$

Porpoising Stability

$$\left(\frac{C_{L\beta}}{2}\right)^{1/2} = \left(\frac{0.069}{2}\right)^{1/2} = 0.0345^{1/2} = 0.186$$

From Fig. 18, porpoising will occur if $\tau_e > 4.5^\circ$; hence, present planing boat is stable.

GIVEN:

- $\Delta = 60,000 \text{ LB}$
- $LCG = 29 \text{ OFT}$
- $VCG = 20 \text{ FT}$
- $b = 14 \text{ FT (AVERAGE)}$
- $\beta = 10^\circ \text{ (AVERAGE)}$
- $V = 40 \text{ KNOTS (67.5 FT/SEC)}$
- $a = 139 \text{ FT}$
- $f = 0.50 \text{ FT}$
- $\epsilon = 4^\circ$

REQUIRED:

- POWER REQUIREMENT
- PORPOISING LIMIT
- POWER REQUIREMENT
- $V = 40 \text{ KNOTS}$

PLANING COEFFICIENTS:

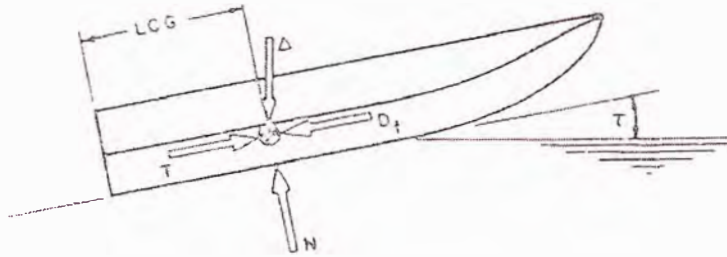
$$C_{L\beta} = V/\sqrt{gb} = 40 \times 1.69/\sqrt{32.2 \times 14} = 3.18$$

$$C_{L\beta} = \Delta / \frac{1}{2} \rho V^2 b^2 = 60,000 / 0.97 \times 67.5^2 \times 14^2 = 0.069$$

	Quantity	Source			
1	$C_{L\beta}$	Figure 10	2.14	3.35	1.59
2	$C_{L\beta}$	Figure 11	.085	.085	.085
3	$C_{L\beta}/\tau^{1.1}$	(2)/(1)	.0397	.0254	.0185
4	λ	Figure 10	3.85	2.60	1.86
5	V_m	Figure 14	67.0	66.6	65.2
6	R_e	$V_m \lambda b / \nu$	3.61×10^8	2.42×10^8	1.73×10^8
7	C_f	Schoenherr	.00174	.00184	.00192
	ΔC_f	ATTC Standard Roughness	.0004	.0004	.0004
	$C_f + \Delta C_f$	(7) + (8)	.00214	.00224	.00232
10		$\frac{\rho V_m^3 \lambda b^2 (C_f + \Delta C_f)}{2 \cos \beta}$	7.340	5.160	3.760
11	$\tan \tau$.0349	.0524	.0698
12	$\sin \tau$.0349	.0524	.0698
13	$\cos \tau$.9994	.9986	.9976
14	$\Delta \tan \tau$		2074	3144	4188
15	$D_f / \cos \tau$	(10) / $\cos \tau$	7340	5160	3760
16	D	(14) + (15)	9434	8304	7948
17	C_p	Figure 17	.59	.65	.70
18	$C_p \lambda b$		31.6	23.5	18.2
	c	$LCG - (18)$	-2.6	5.5	10.8
	$(b/4) \tan \beta$		6.16	6.16	6.16
	e	$VCG - (20)$	1.39	1.39	1.39
22	$\sin(\tau + e)$.1045	.1219	.1392
23	$1 - \sin \tau \sin(\tau + e)$	$1 - (12)(22)$.9954	.9954	.9903
	$(23) \frac{c}{\cos \tau}$		-2.59	5.46	10.70
	$f \sin \tau$.0174	.0252	.0349
26	$(24) - (25)$		-2.6	5.53	10.73
27	$\Delta (26)$		-156,500	332,000	
28	$(a - f)$	(21) - f	.89	.89	
29	$D_f (a - f)$	(10) (28)	6540	4600	3350
30	$(27) + (29)$	Eq. 35	-149,960	375,500	648,350

$e < 4.5$

Table 2 Computational Procedure Hydrodynamic Performance of Prismatic Planing Hull (Case When all Forces Pass Through CG)



GIVEN:

- $\Delta = 60,000 \text{ LB}$
- $LCG = 29.0 \text{ FT}$
- $VCG = 2.0 \text{ FT}$
- $b = 14 \text{ FT (AVERAGE)}$
- $\beta = 10^\circ \text{ (AVERAGE)}$
- $V = 40 \text{ KNOTS}$
- $\alpha = \epsilon = f = e = 0$

REQUIRED:

- POWER REQUIREMENT
- PORPOISING STABILITY

POWER REQUIREMENT

- $V = 40 \text{ KNOTS (67.5 FT/SEC)}$

PLANING COEFFICIENTS:

$$C_V = V/\sqrt{gb} = 40 \times 1.69/\sqrt{32.2 \times 14} = 3.18$$

$$C_{L\beta} = \Delta / \frac{1}{2} \rho V^2 b^2 = 60,000 / 0.97 \times 67.5^2 \times 14^2 = 0.069$$

Row	Quantity	Source	Value
1	$C_{L\alpha}$	Figure 11	.085
2	L_D/b	LCG/b	2.07
3	λ	Figure 19	3.45
4	$C_{L\alpha}/\tau^{1.1}$	Figure 19	.035
5	$\tau^{1.1}$	(1)/(4)	2.42
6	τ		2.23 ⁰
7	$\tan \tau$.039
8	$\Delta \tan \tau$		2,340
9	λb^2	(3) b^2	675
10	V_m	Figure 14	66.9
11	R_e	$V_m \lambda b / \nu$	3.22×10^8
12	C_f	Schoenherr	.00177
13	ΔC_f	ATTC Standard Roughness	.0004
14	$C_f + \Delta C_f$	(12) + (13)	.00217
15	D_f	$\frac{\rho V_m^2 \lambda b^2 (C_f + \Delta C_f)}{2 \cos \beta}$	6670
16	$D_f / \cos \tau$		6670
17	D	(8) + (17)	9010
18	EH^2	$D \times V/550$	1100
19	$\sqrt{C_{L\beta} / D}$.186
20	τ porpoising	Figure 18	$\leq 4.5^\circ$ Boat is Stable

procedure is recommended. To simplify the computational procedure the equilibrium equations are rearranged as follows:

It can be shown that

$$T \cos \epsilon = \Delta \sin \tau + D_f$$

Substituting (32) into (29) and assuming that $\cos \epsilon \approx 1$ results in:

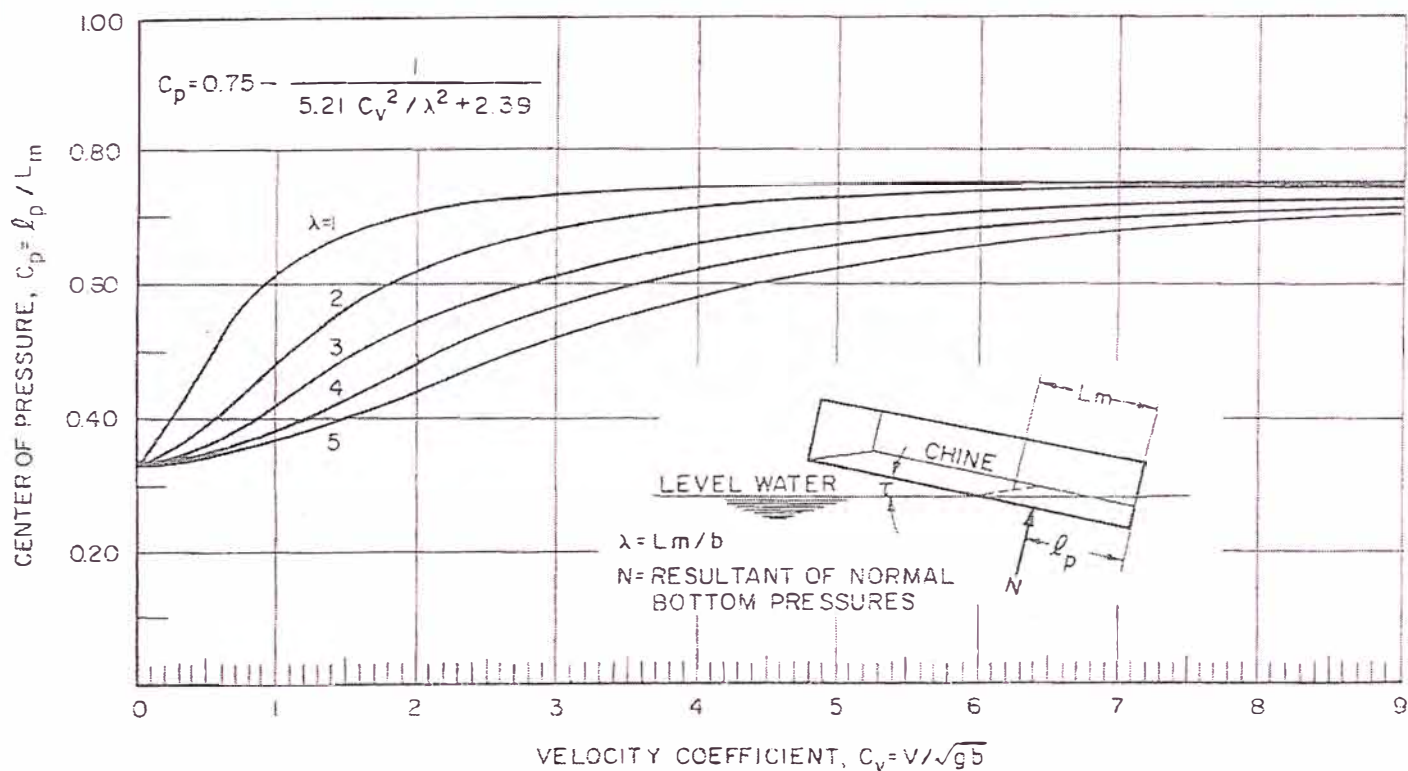


Fig. 17 Center of pressure of planing surfaces

$$\Delta = N \cos \tau + \Delta \sin \tau \sin(\tau + \epsilon) \quad (33)$$

so that

$$N = \frac{\Delta [1 - \sin \tau \sin(\tau + \epsilon)]}{\cos \tau} \quad (34)$$

Substituting (32) and (34) into (31)

$$\Delta \left\{ \frac{[1 - \sin \tau \sin(\tau + \epsilon)]c}{\cos \tau} - f \sin \tau \right\} + D_f(a - f) = 0 \quad (35)$$

When τ , c , and D_f satisfy equation (35) the planing hull is in equilibrium and the resistance, power, and stability are then easily evaluated.

Case When Thrust Axis is Parallel to Keel

In many boat designs the shaft axis is nearly parallel to the keel line. If it is assumed that $\epsilon = 0$, equation (35) simplifies to

$$\Delta(c \cos \tau - b \sin \tau) + D_f(a - f) = 0 \quad (36)$$

Case When Thrust Axis and Viscous Force Coincide and Pass Through Center of Gravity

This case is the simplest to evaluate since, to achieve equilibrium in pitch, the hydrodynamic pressure force must pass through the center of gravity. It is assumed in this condition that the distances a and f and c are

equal to zero and $\epsilon = 0$. This is the condition analyzed by Murray, Clement, and Koebel in their respective computational procedures. The moment equation (31) is hence satisfied since a , f , and c are equal to zero. It is, of course, implicitly specified that $\lambda C_p b = LCG$. Hence combining (29) and (30)

$$\begin{aligned} N &= \Delta f \cos \tau \\ \lambda C_p b &= LCG \end{aligned} \quad (37)$$

These two equations will satisfy the conditions of equilibrium for the case when $a = f = c = \epsilon = 0$. There are many practical planing-boat designs wherein these conditions are very nearly applicable.

Performance Prediction Methods—Computational Procedures

The computational technique for the general case is developed in the form of tabulations which can be completed as a routine procedure. By setting $\epsilon = 0$ the computations can be made applicable to Case 2; by setting $a = f = c = \epsilon = 0$ and $\lambda C_p b = LCG$, the computations can be made applicable to Case 3. For the relatively simple Case 3, the detailed computations can be replaced by a design nomogram.

General Case

It is assumed that the hull geometry and loading conditions are known and that the trim angle, wetted length, power requirement, and measure of porpoising stability are required over a range of design speeds. Specifically

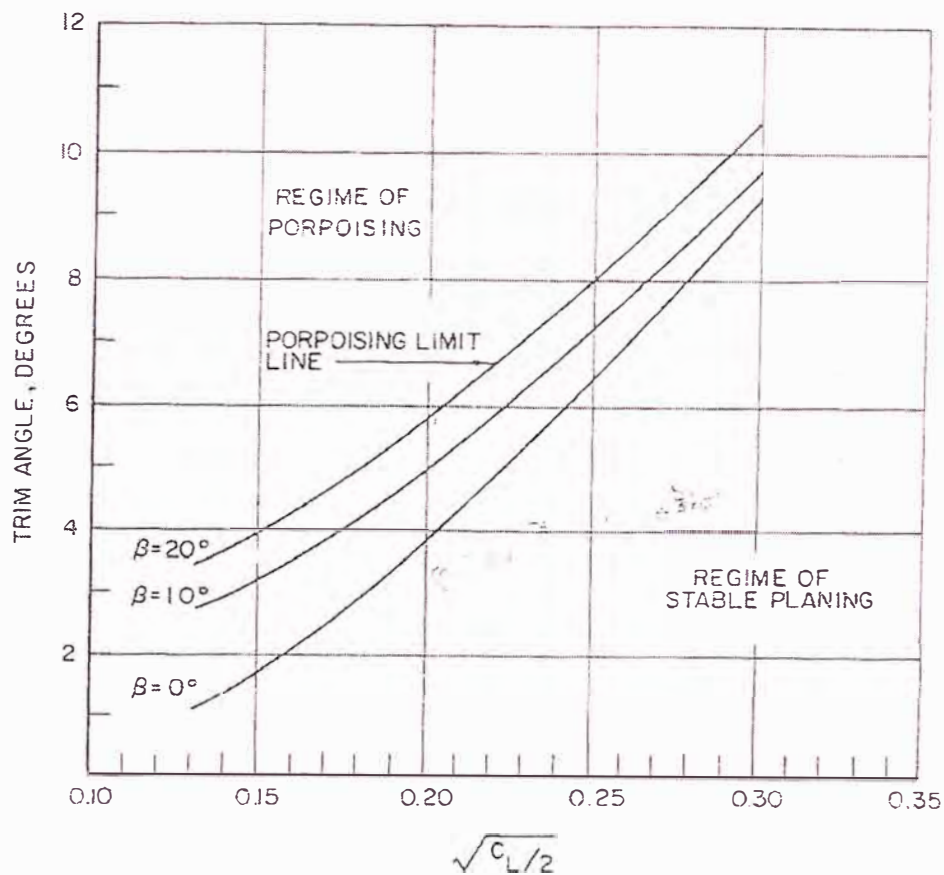


Fig. 18 Porpoising limits for prismatic planing hulls

the following initial information is required:

Given:

- Dimensions and lines of boat (β , b)
- Weight of boat, Δ
- Propeller shaft line location (f , ϵ)
- Center of gravity location (a , c , LCG)
- Speed of boat, (V)

Required:

- Running trim angle (τ)
- Wetted length (L_w , L_c)
- Total resistance (D)
- Draft of keel (d)
- Power
- Porpoising stability limit

The detailed computational procedure for determining the required values is given in Table 1 where a specific example is worked out. The procedure, at each speed, is to assume several values of trim angle and, for each trim, compute the quantities required to substitute into equation (35). It will be recalled that (35) contains all the conditions for force and moment equilibrium. The value of trim angle that makes equation (35) equal to zero is the required solution.

Column 1 in Table 1 is the quantity to be evaluated; Column 2 is the source for evaluating this quantity

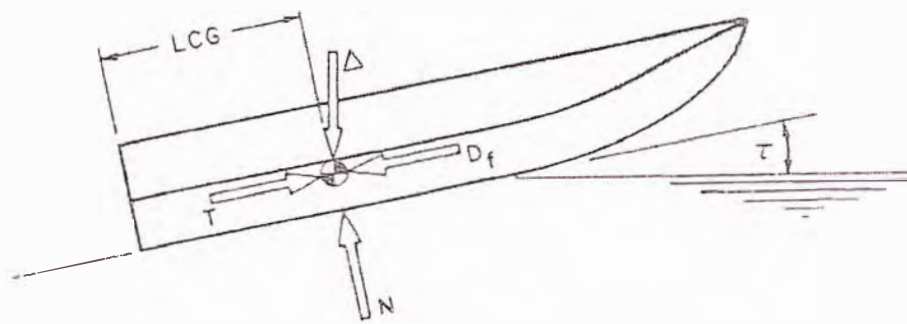
(either by a mathematical formulation or by summary plots contained in this paper); and Columns 3, 4 and 5 are the computed value for each of three assumed trim angles. The last line of this tabulation contains the value of equation (35) for each of the assumed trim angles. By interpolating between the negative and positive values a trim angle is obtained which results in a zero value of this last quantity [equation (35) = 0]. This derived trim angle is then used to calculate the required values of wetted area, resistance and power requirements.

Also included in Table 1 is the procedure for estimating the porpoising stability of the planing boat. The ratio $(C_L/2)^{1/2}$ is evaluated and substituted into the porpoising-stability curve appropriate for the given deadrise, Fig. 18. If the trim angle obtained from these curves is greater than the equilibrium trim angle computed in the foregoing, the planing boat is stable.

The foregoing procedures are carried out for the entire speed range of interest (with the restriction that $C_F \geq 1.0$) and plots made of the resistance versus speed.

Case When Thrust Axis is Parallel to Keel

The general procedure described in the foregoing is applied with the exception that $\epsilon = 0$.



$$LCG = C_p b \lambda$$

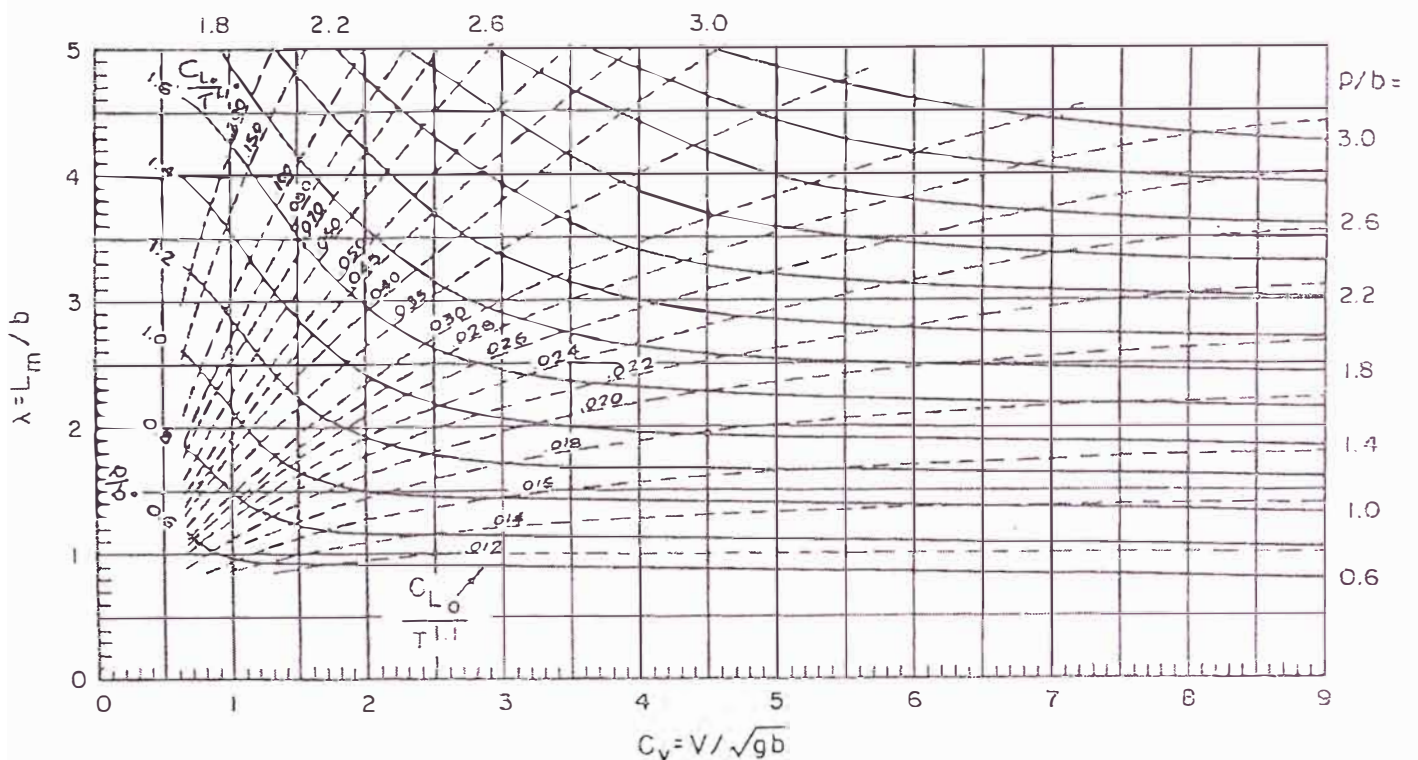


Fig. 19 Nomogram for equilibrium conditions when all forces act through CG

Case When Thrust Axis and Viscous Force Coincide and Pass Through Center of Gravity

For this relatively simple planing condition the empirical equations for planing lift, wetted area, and center of pressure can be combined into one summary plot. Koelbel has developed such a plot which is reproduced as Fig. 19 of this paper. From this plot, the equilibrium trim and wetted area are directly obtained without the necessity for interpolating between assumed values of trim (as for the general case). Table 2 presents the computational procedure which illustrates the use of Fig. 19 by a specific example.

The porpoising stability is determined in the manner previously described for the general planing case.

Representation of Specific Planing Form by Simple Prismatic Surface

The empirical planing equations developed herein are for a geometric form having constant deadrise, constant beam, and constant trim angle over the entire wetted planing area. Most practical planing-hull designs do have some longitudinal variation in these dimensions. It has been the experience at the Davidson Laboratory that, for a particular hull design, the deadrise angle and

beam should be taken as the average in the stagnation line area of the hull. The trim angle should be taken as the average of the keel and chine buttock lines.

Care should be taken to assure that the calculated trim and wetted lengths do not result in wetted areas extending into the forward pulled-up bow sections of the hull. The empirical planing relations are not applicable for the bow wetted condition where there are extreme variations in deadrise angle and buttock lines. In fact, a necessary area of planing research is to define the forces on bow forms over a range of trim angles. These data will be of particular importance in the design of hulls for hydrofoil-boat application.

Acknowledgment

The author is indebted to the Mechanics Branch, Office of Naval Research, Navy Department for their interest in and support of planing surface research at Stevens Institute of Technology. The many Stevens Institute of Technology staff members who contributed to this program are too numerous to mention individually. The author is particularly grateful to Prof. B. V. Korvin-Kroukovsky who initiated this research and guided it through its various stages of development.

References

- 1 G. S. Baker, "Some Experiments in Connection with the Design of Floats for Hydro-Aeroplanes," *ARC (British) R & M*, no. 70, 1912.
- 2 W. Sottorf, "Experiments With Planing Surfaces," NACA TM 661, 1932, and NACA TM 739, 1934.
- 3 J. M. Shoemaker, "Tank Tests of Flat and Vee-Bottom Planing Surfaces," NACA TN 509, November 1934.
- 4 A. Sambraus, "Planing Surface Tests at Large Froude Numbers—Airfoil Comparison," NACA TM No. 848, February 1938.
- 5 L. I. Sedov, "Scale Effect and Optimum Relation for Sea Surface Planing," NACA TM No. 1097, February 1947.
- 6 F. W. S. Locke, Jr., "Tests of a Flat Bottom Planing Surface to Determine the Inception of Planing," Navy Department, BuAer, Research Division Report No. 1096, December 1948.
- 7 B. V. Korvin-Kroukovsky, D. Savitsky and W. F. Lehman, "Wetted Area and Center of Pressure of Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory Report No. 360, August 1949.
- 8 A. B. Murray, "The Hydrodynamics of Planing Hulls," Paper presented at the February 1950 Meeting of the New England Section of SNAME.
- 9 D. Savitsky and J. W. Neidinger, "Wetted Area and Center of Pressure of Planing Surfaces at Very Low Speed Coefficients," Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory Report No. 493, July 1954.
- 10 H. Wagner, "The Phenomena of Impact and Planing on Water," NACA translation 1366, ZAMM, August 1932.
- 11 R. F. Smiley, "The Application of Planing Characteristics to the Calculation of the Water Landing Loads and Motions of Seaplanes of Arbitrary Cross Section," NACA TN 2814, November 1952.
- 12 D. B. Chambliss and G. M. Boyd, Jr., "The Planing Characteristics of Two V-Shaped Prismatic Surfaces Having Angles of Deadrise of 20° and 40°," NACA TN No. 2876, January 1953.
- 13 J. D. Pierson and S. Leshnover, "A Study of the Flow, Pressures, and Loads Pertaining to Prismatic Vee-Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory Report 382, May 1950.
- 14 "Uniform Procedure for the Calculation of Frictional Resistance and the Expansion of Model Test Data to Full Size," Bulletin No. 1-2 of SNAME, August 1948.
- 15 J. B. Parkinson, "Tank Tests to Show the Effect of Rivet Heads on the Water Performance of a Seaplane Float," NACA TN 657, July 1938.
- 16 F. W. S. Locke, Jr., "Frictional Resistance of Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory TM No. 40, July 1939.
- 17 D. Savitsky and E. Ross, "Turbulence Stimulation in the Boundary Layer of Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Davidson Laboratory Report 44, August 1952.
- 18 W. G. A. Perring and H. Glauert, "Stability on the Water of a Seaplane in the Planing Condition," *ARC*, TR vol. 42, September 1933.
- 19 W. Sottorf, "Systematic Model Researches on the Stability Limits of the DVL Series of Float Designs," NACA TM 1254, December 1949.
- 20 K. S. M. Davidson and F. W. S. Locke, Jr., "Some Systematic Model Experiments on the Porpoising Characteristics of Flying Boat Hulls," NACA ARR, June 1943.
- 21 J. M. Benson, "The Effect of Deadrise Upon the Low-Angle Type of Porpoising," NACA ARR, October 1942.
- 22 J. B. Parkinson and R. E. Olson, "Tank Tests of an Army OA-9 Amphibian," NACA ARR, December 1941.
- 23 J. P. Day and R. J. Haag, "Planing Boat Porpoising," a Thesis Submitted to Webb Institute of Naval Architecture, May 1952.
- 24 F. W. S. Locke, Jr., "General Porpoising Tests of Flying-Boat Hull Models," NACA ARR, September 1943.
- 25 P. DuCane, *High-Speed Small Craft*, Temple Press Limited, Bowling Green Lane, London, E.C. 1, England, 1951.
- 26 E. P. Clement and J. D. Pope, "Graphs for Predicting the Resistance of Large Stepless Planing Hulls at High Speeds," DTMB Report 1318, April 1959.
- 27 C. L. Shuford, Jr., "A Theoretical and Experimental Study of Planing Surfaces Including Effects

of Cross Section and Plan Form," NACA Report 1355, 1958.

28 J. G. Koelbel, Jr., J. Stolz, and J. D. Beinert, "How to Design Planing Hulls," vol. 49, *Motor Boating Ideal Series*.

29 K. S. M. Davidson and A. Suarez, "Test of Twenty Related Models of V-Bottom Motor Boats—EMB Series 50," DTMB Report R-47, March 1949.

30 E. P. Clement and D. L. Blount, "Resistance Tests of a Systematic Series of Planing Hull Forms," Paper No. 10, presented at the Annual Meeting, November 1963 of SNAME, TRANS. SNAME, vol. 71, 1963, pp.

Appendix

Reports and Papers on Planing Published by Stevens Institute of Technology Under ONR Contract

1 Korvin-Kroukovsky, B. V. and Chabrow, Faye R., "The Discontinuous Fluid Flow Past an Immersed Wedge," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 334, October 1948. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 169, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

2 Pierson, John D. and Leshnover, Samuel, "An Analysis of the Fluid Flow in the Spray Root and Wake Regions of Flat Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 335, October 1948. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 166, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

3 Pierson, John D., "On the Pressure Distribution for a Wedge Penetrating a Fluid Surface," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 336, September 1948. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 167, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

4 Pierson, John D. and Leshnover, Samuel, "Study of Flow, Pressures, and Loads Pertaining to Prismatic Vee-Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 382, May 1950. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. FF-2, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

5 Pierson, John D., "On the Penetration of a Fluid Surface by a Wedge," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 381, July 1950. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. FF-3, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

6 Korvin-Kroukovsky, B. V., "Lift of Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Paper Published in Readers' Forum Section of the *Journal of Aeronautical Sciences*, September 1950.

7 Pierson, John D., "On the Virtual Mass of Water Associated With an Immersing Wedge," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Paper Published in Readers' Forum Section of the *Journal of Aeronautical Sciences*, June 1951.

8 Pierson, John D.; Dingee, David A.; and Nei-

dinge, Joseph W., "A Hydrodynamic Study of the Chines-Dry Planing Body," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 492, May 1954. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. FF-9, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

9 Korvin-Kroukovsky, B. V.; Savitsky, Daniel; and Lehman, William F., "Wave Contours in the Wake of a 20° Deadrise Planing Surface," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 337, June 1948. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 168, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

10 Korvin-Kroukovsky, B. V.; Savitsky, Daniel; and Lehman, William F., "Wave Contours in the Wake of a 10° Deadrise Planing Surface," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 344, November 1948. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 170, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

11 Korvin-Kroukovsky, B. V.; Savitsky, Daniel; and Lehman, William F., "Wave Profile of a Vee-Planing Surface, Including Test Data on a 30° Deadrise Surface," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 339, April 1949. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 229, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

12 Korvin-Kroukovsky, B. V.; Savitsky, Daniel; and Lehman, William F., "Wetted Area and Center of Pressure of Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 360, August 1949. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper No. 244, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

13 Savitsky, Daniel, "Wetted Area and Center of Pressure of Vee-Step Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 378, September 1951. Sherman M. Fairchild Publication Fund Paper FF-6, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

14 Savitsky, Daniel and Dingee, David A., "Some Interference Effects between Two Flat Surfaces Planing Parallel to Each Other at High Speed," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Paper Published in Readers' Forum Section of the *Journal of Aeronautical Sciences*, June 1954.

15 Savitsky, Daniel and Neidinger, Joseph, "Wetted Area and Center of Pressure of Planing Surfaces at Very Low Speed Coefficients," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 493, September 1954. Sherman M. Fairchild Fund Paper No. FF-11, Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

16 Savitsky, Daniel and Breslin, J. P., "On the Main Spray Generated by Planing Surfaces," Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank Report No. 678, January 1958. Sherman M. Fairchild Fund Paper No. FP-18. Institute of the Aeronautical Sciences, New York.

ANEXO 4

**EFFECTO DE FLAPS EN LA RESISTENCIA HIDRODINÁMICA
DE UN CASCO DE SEMI-DESPLAZAMIENTO**

Efecto De Flaps De Popa En La Resistencia Hidrodinamica De Un Casco De Semi-Desplazamiento

M. Salas*, J. A. Rosas, R. Luco y P. Sepúlveda
Instituto de Ciencias Navales y Marítimas, Universidad Austral de Chile
*msalas@uach.cl

P. Sepúlveda
Dirección de Ingeniería de Sistemas Navales, Armada de Chile

RESUMEN

Los efectos de una serie de flaps de popa en el rendimiento hidrodinámico de un casco de semi-desplazamiento fueron evaluados mediante ensayos de canal. Se obtuvieron seis configuraciones de flaps de popa, mediante la variación del largo de cuerda, envergadura y ángulo de flap, las cuáles constituyen las variables de mayor influencia en el rendimiento hidrodinámico. Se realizaron ensayos con cada una de las configuraciones obtenidas, con el objeto de medir la influencia de cada flap en la resistencia al avance y en el trimado del casco. El rendimiento del casco sin flap fue evaluado con el objeto de comparar el beneficio real obtenido para cada configuración de flap. Las principales características de la serie ensayada fueron obtenidas de las recomendaciones de diseño existentes, las cuáles provienen principalmente de la experiencia en el diseño en embarcaciones militares y naves de desplazamiento. Los ensayos mostraron resultados similares a los observados en otras embarcaciones; demostrándose que la instalación de flaps de popa puede contribuir a una disminución significativa de la resistencia al avance.

INTRODUCCION

Un flap o perfil de popa es una extensión del fondo de una embarcación a popa del espejo, el cual al interactuar con el casco a determinadas velocidades produce beneficios hidrodinámicos y variaciones de trimado. Es un apéndice relativamente pequeño construido de una plancha conectada al espejo en un ángulo relativo a la prolongación del fondo del casco. (Figura 1).

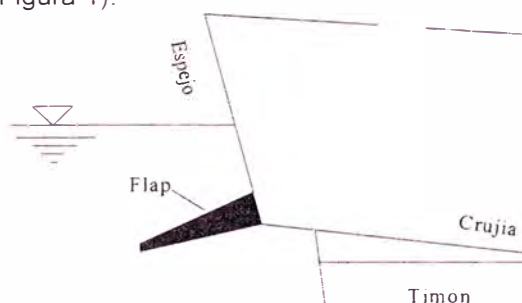


Figura 1: Concepto de flap de popa.

La eficiencia que produce el flap al interactuar con el casco está relacionada con sus características geométricas y su disposición en la popa. Las variables con mayor influencia en el rendimiento del flap (Figura 3) son

Cuerda (L_f): Es su extensión longitudinal, la cual se considera en % de L_{PP} .

Envergadura (B_f): Es el alcance transversal del flap. Se recomienda que este valor alcance el máximo posible a lo largo del espejo.

Ángulo (β): Este valor es medido tomando como base una extensión ficticia a popa del fondo de la nave. Sus valores típicos varían entre 10° con el borde del flap hacia arriba (ángulos negativos) hasta 20° con el borde hacia abajo (ángulos positivos).

La presencia de un flap de popa produce una alteración de las condiciones hidrodinámicas alrededor del casco, lo que a partir de una cierta velocidad genera un efecto positivo que se traduce en los siguientes beneficios.

La manera en que estos apéndices actúan en el casco varían dependiendo si la embarcación es de planeo o de desplazamiento. Todos los flaps de popa, sin importar sus características, generan una fuerza de empuje vertical en el espejo y modifican la distribución de presiones en la zona de popa. En embarcaciones de planeo, las cuales operan a altas velocidades y obtienen la mayor parte de su empuje de fuerzas dinámicas, las fuerzas verticales de un flap pueden modificar el trimado en 4° a 5° . En este tipo de embarcaciones, la clave para minimizar la resistencia al avance es optimizar el trimado de la nave. La embarcación de planeo más efectiva es aquella que maximiza el empuje vertical del casco, y minimiza la superficie mojada, disminuyendo la resistencia por fricción y por olas, en las cuales el control del ángulo de trimado es relevante.

En contraste, en embarcaciones de mayor desplazamiento el uso de flaps solo altera el trimado de 0.1° a 0.3° . A

través de ensayos experimentales se ha encontrado que estos cambios de trimado tienen poco efecto en la resistencia al avance. El principal beneficio atribuido es el cambio inducido en el flujo alrededor del casco, el cual causa una reducción en la resistencia en la zona del espejo y modifica la resistencia por formación de olas de la nave.

Existen otros tipos de apéndices que, al ser instalados en una nave, mejoran el comportamiento hidrodinámico y producen efectos similares a los producidos por los flaps de popa. Estos son principalmente las cuñas de popa (wedges) y el sistema integrado wedge-flap, los cuales representan alternativas viables y pueden sustituir el uso de flaps.

FENOMENOS HIDRODINAMICOS PRODUCIDOS POR LA PRESENCIA DE FLAPS DE POPA

Los mecanismos físicos que rodean la operación de un flap de popa constituyen un tema que está aún bajo investigación y discusión. Sin embargo, se ha logrado identificar los principales fenómenos presentes y los efectos que se producen alrededor del casco, a través de ensayos en más de 50 tipos de cascos distintos. Estos fenómenos y efectos deben ser vistos como una representación general para tener una buena comprensión de los mismos.

Los principales fenómenos presentes debido a la presencia de flaps de popa pueden clasificarse en tres fenómenos distintos:

- Modificaciones en el flujo en la zona de popa.
- Modificaciones en el Sistema de Formación de Olas.
- Efectos hidrodinámicos secundarios.

Comportamiento del Flujo en la Zona de Popa

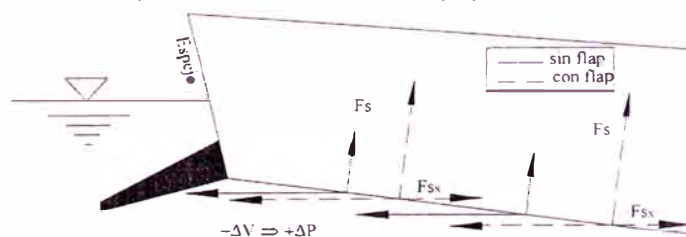
El comportamiento del flujo en la zona de popa puede ser dividido en tres simples fases: baja velocidad, zona de transición y alta velocidad. A bajas velocidades, la zona del espejo y el flap están completamente mojados y el flujo no presenta separación del casco. La resistencia al avance es relativamente alta debido a la gran superficie mojada y la significativa formación de vórtices. A medida que aumenta la velocidad, el espejo está cada vez menos sumergido y menos agua tiende a fluir por encima del flap.

En un pequeño rango de velocidades, en números de Froude más altos, el flujo en la zona de popa pasa por un estado transitorio, periódicamente separándose libre del espejo y del flap, y luego retrocediendo hacia ellos para mojarlos nuevamente. Por lo general, este rango de velocidades se sitúan entre $0.3 < F_N < 0.6$.

A altas velocidades ocurre la tercera fase, en la cual el flujo se separa constante y claramente del borde exterior del flap. La velocidad en la que comienza esta fase depende de diversos factores, tales como el desplazamiento, el trimado, el diseño e inmersión de la zona del espejo y el diseño específico del flap.

Modificaciones en el Flujo en la Zona de Popa

El efecto principal producido por un flap es la reducción en la velocidad del flujo, y con ello se produce un aumento de la presión debajo del casco (Figura 2). Se ha encontrado que los flaps pueden producir variaciones en el flujo en una extensión de entre 5% y 15% de L_{pp} , aumento de presión de hasta 0.3 Kg/cm^2 en la zona del espejo y 0.04 Kg/cm^2 en la zona de la hélice a velocidades cercanas a $F_N = 0.4$ [1]. Además, el incremento de la presión dinámica genera una fuerza de sustentación con una componente en sentido del movimiento de la nave, lo que ayuda a contrarrestar el arrastre producido en la zona de popa.



donde

- F_s = Fuerzas de sustentación
- $-\Delta V$ = Disminución de velocidad causada por el flap
- $+\Delta P$ = Aumento de presión causado por $-\Delta V$
- F_{sx} = Componente de F_s en el sentido del avance

Figura 2: Aumento de presión / reducción de resistencia

Se han observado que la velocidad de salida del flujo del borde exterior del flap es mayor a la de la nave sin flap. Este incremento produce una reducción sustancial de la velocidad de separación del flujo, lo que genera una separación más ordenada de éste, y que se traduce en una significativa reducción de vórtices, y por lo tanto de la resistencia de presión de origen viscoso.

Modificaciones en el Sistema de Formación de Olas

El flujo alrededor de la zona del espejo sin la presencia de flaps se ve afectada por una pérdida de energía del campo próximo al casco, debido a fenómenos de origen de presión viscosa (vórtices y gran turbulencia principalmente), las cuales no se propagan a la energía del campo lejano [1]. A velocidades equivalentes, la presencia de un flap produce en el flujo alrededor de esta zona una reducción de: altura de ola, pendiente y posición de la primera cresta de ola en la salida del espejo, velocidad en donde se alcanza una separación ordenada del tren de olas y cantidad de "espuma" en las olas de salida de los bordes del flap (Figura 3). Las velocidades de separación del flujo en la zona del espejo son menores a las registradas en las pruebas de mar.



a) b)
Figura 3: Vistas del Flujo en la Zona del Espejo
a) Sin Flap. b) Con Flap.
Cortesía DTMB – U.S. Navy

A través de diversos ensayos se ha encontrado una disminución en la altura de la superficie libre de las olas presentes en el campo lejano del casco. Este fenómeno comienza a producirse a partir de las velocidades medias de la fase de transición (alrededor de $F_N = 0.45$). Esta disminución de altura de ola produce una reducción en el coeficiente de formación de olas a velocidades equivalentes [2].

Fenómenos Hidrodinámicos Secundarios

La presencia de un flap de popa produce una serie de fenómenos hidrodinámicos, que en su conjunto contribuyen a mejorar los beneficios hidrodinámicos producidos por su presencia. Estos fenómenos son los siguientes:

- Aumento de la línea de agua efectiva
- Interacción propulsiva
- Modificaciones en el trimado
- Reducción del desplazamiento aparente
- Variaciones de las fuerzas de Lift y Drag.

Influencia de Fenómenos Viscosos

"Generalmente, el rendimiento de un flap instalado en una embarcación a escala real es mayor que el obtenido en los ensayos de canal. Este hecho ha llevado a los diseñadores a concluir que, como consecuencia de la menor escala, las condiciones del flujo alrededor del modelo de un flap de popa son distintas a las que ocurren en la nave prototipo. Esto es atribuido a la presencia de fenómenos viscosos [1], los cuales no se reproducen exactamente a escala, dado que los ensayos de canal se realizan a iguales F_N entre la embarcación real y el modelo, y los fenómenos viscosos dependen del número de Reynolds en general.

La presión bajo el casco varía según el factor de escala. Como es conocido, la capa límite es mucho más delgada a factores de escala altos. Es probable que la efectividad de un flap sea mitigado por el mayor grosor relativo de la capa límite asociado a las pruebas con modelos muy pequeños. A través de simulaciones computacionales se ha demostrado que la componente de la resistencia por presión viscosa alrededor de la zona de popa tiene un significativo efecto asociado a diferentes números de Reynolds.

RECOMENDACIONES GENERALES EN EL DISEÑO

Los flaps de popa representan un mecanismo viable para mejorar el rendimiento hidrodinámico de naves que operan a velocidades equivalentes superiores a $F_N > 0.2$ [3]. En general, cuando se dispone de flaps de popa con cuerdas largas, se obtiene una mayor reducción de resistencia al avance a altas velocidades, y un menor rendimiento a velocidades bajas y medias.

Otro aspecto importante es la determinación del ángulo adecuado del flap. Al igual que al variar la cuerda, los flaps de mayor ángulo producen una mayor eficiencia a altas velocidades, y una menor reducción de resistencia a menores velocidades [2].

El aumento tanto del valor de la cuerda como del ángulo de flap produce una disminución en el trimado, generando un momento que reduce el calado en la proa. Esto puede ser útil para alterar las condiciones del flujo en esta zona, lo que ayudaría a corregir condiciones adversas a las ideales en cierto rango de velocidades, con los consecuentes beneficios adicionales en el rendimiento hidrodinámico.

El diseño de un flap de popa debe ser un compromiso entre los factores económicos y operativos de una embarcación. Previo a la etapa de diseño, se debe estudiar en forma detallada el perfil de misión de la nave, para así determinar el criterio de selección deseado. Es recomendable estudiar el rango de velocidades vs. el tiempo de operación anual en cada una de ellas, y no necesariamente enfocarse en la velocidad máxima o de servicio. Además, se debe investigar si existen limitaciones de trimado para las áreas operativas.

La mayor parte de las investigaciones sobre el diseño de flaps de popa ha sido desarrollada en el David Taylor Model Basin (DTMB), enfocando principalmente a su aplicación en embarcaciones militares de desplazamiento. Basados en su experiencia, recomiendan el diseño de flaps cuyas variables estén dentro de los siguientes valores [4,5]:

- Las cuerdas entre 0.5% y 2.5% de L_{PP} .
- Los ángulos efectivos están dentro de -10° y $+15^\circ$ generalmente. Sin embargo, debe estudiarse el efecto de esta variable a lo largo del rango de velocidades. No es de conocimiento de los autores la existencia de algún prototipo con flaps de popa operando con ángulos negativos.
- La envergadura debe alcanzar el máximo valor posible, sin que interfiera con los vórtices producidos en los bordes del espejo, y sin doblar significativamente la superficie del flap.

DESCRIPCION DE LA EMBARCACION ENSAYADA

Con el objeto de medir el rendimiento hidrodinámico de las recomendaciones de diseño existentes, fue diseñada una serie de 6 flaps de popa, cuyas características están dentro de los rangos recomendados, y fueron instalados en un casco de semi-desplazamiento, cuyas formas representan a la lancha de pasajeros "Aguja", propiedad de la Autoridad del Canal de Panamá. Las formas de la embarcación son mostradas en la Figura 3, y sus dimensiones principales en la Tabla I.

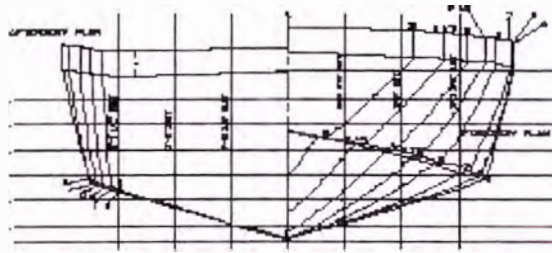


Figura 3.- Lancha de Pasajeros "Aguja"

Eslora entre Perpendiculares (L_{PP})	15.14 m.
Eslora en Flotación (L_{WL})	14.89 m.
Manga en Flotación (B_{WL})	4.00 m.
Calado Medio (T_m)	0.83 m.
Desplazamiento (Δ)	20.22 tonnes
Astilla Muerta	18°
Velocidad Máxima (V_s)	20 Kn

Tabla I.- Características de la Lancha de Pasajeros "Aguja".

DESCRIPCION DE LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES

Para la realización de los ensayos se construyó un modelo a escala, de madera, pintado, técnicamente liso, con un factor de escala $\lambda=16$, el cual fue dispuesto sin ningún tipo de apéndices. Los experimentos fueron realizados para el desplazamiento de máxima carga (20.22 Ton), para el rango de velocidades de 14 a 22 Kn; para las condiciones de casco sin flap, y casco dispuesto con una serie de 6 flaps de popa con variaciones en sus características geométricas y ángulos. Además, se realizaron ensayos con la extensión existente en el fondo, para medir la eficiencia hidrodinámica actual de la embarcación. Los ensayos se llevaron a cabo en el Canal de Pruebas Hidrodinámicas perteneciente al Instituto de Ciencias Navales y Marítimas, Facultad de Ciencias de la Ingeniería de la Universidad Austral de Chile.

La extrapolación al prototipo fue hecha con los datos obtenidos de los ensayos, haciendo uso del método de Froude y el coeficiente de fricción de ITTC-57, más la corrección por rugosidad y curvatura según ATTC de

0.0004 sobre el coeficiente de fricción de la nave y de 0.0 sobre el coeficiente de fricción del modelo. Con el objeto de inducir flujo turbulento a lo largo del modelo, se colocaron 6 pins estimuladores de turbulencia a cada banda, de 1/8" de diámetro, los cuales sobresalen 1/10" del casco, con una distancia entre pins de 1.4 cms. ubicados a popa de la intersección de la roda con la línea de agua y cubriendo una distancia de 10% de L_{WL} . La colocación de los pins se hizo según las recomendaciones del Ship Report N° 10 del NPL (Hughes). Todos los datos presentados en este estudio son válidos para la embarcación a escala real operando en aguas tranquilas y profundas, y en agua salada a una temperatura de 15°C y 35% de salinidad.

SELECCIÓN Y EVALUACION DE LA SERIE DE FLAPS

La serie de flaps fue seleccionada siguiendo las recomendaciones encontradas en la bibliografía existente (1, 2, 3, 8), de acuerdo a los valores típicos de efectividad en embarcaciones similares. La Tabla II detalla las características principales de la serie ensayada.

Cada uno de los flaps fueron ensayados para los ángulos de flap (β) de 0, 5 y 10°

Flap #	Cuerda (m)	Cuerda (% L_{pp})	Envergadura (m)	Envergadura (% B_T)	Area (m ²)
1	0.38	2.5	3.66	100	1.33
2	0.38	2.5	1.83	50	0.64
3	0.23	1.5	3.66	100	0.82
4	0.23	1.5	1.83	50	0.40
5	0.078	0.5	3.66	100	0.28
6	0.078	0.5	1.83	50	0.14

Tabla II.- Características de la serie ensayada.

Los siguientes son los criterios de selección que debe cumplir el flap óptimo de la serie:

- Reducción de resistencia al avance en el rango de velocidades de 18 a 22 Kn.
- Mantener o mejorar la eficiencia hidrodinámica del casco sin flap en el rango de velocidades de 14 a 18 Kn.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis de Resistencia del Casco Desnudo

Las figuras 4 y 5 muestran las curvas de resistencia al avance para flaps con envergadura 100% y 50% B_T respectivamente, con resultados extrapolados expresados en la forma adimensional resistencia/desplazamiento (R/Δ). En cada uno de los gráficos se trazó la curva de resistencia del casco sin flap, de tal modo de que se puedan observar las diferencias entre las distintas condiciones en estudio.

De la figura 4 se tiene que, para la envergadura 100% B_T , todos los flaps instalados reducen considerablemente la resistencia hidrodinámica en un amplio rango de velocidades. En las velocidades más bajas de estudio, los flaps más eficientes fueron los de ángulo 10° para todas las cuerdas. Se encontró que a medida que se incrementa la velocidad se observa que los flaps de menor ángulo aumentan progresivamente su efectividad. En altas velocidades, los flaps de mayor rendimiento fueron aquellos con ángulo 0°, con excepción del flap con cuerda 1.50% L_{pp} que tuvo su mejor rendimiento en el ángulo de 5° (figura 4.b). En general, se observó que a las más bajas velocidades todos los flaps son eficientes, y la pérdida de efectividad empieza entre $1.85 \sim F_{N\Delta} \sim 2.1$ (18-22Kn).

Los flaps con envergadura de 50% B_T (Figura 5) presentan tendencias similares a las obtenidas por los flaps 100% B_T . A bajas velocidades, los flaps de mayor ángulo son los de mejor rendimiento, mientras que a altas velocidades, para todas las cuerdas, los de ángulo 0° son los más eficientes. En general, los flaps de esta envergadura empiezan a perder su efectividad en el rango de $1.82 \sim F_{N\Delta} \sim 2.15$.

Análisis de Coeficiente de Resistencia Residual

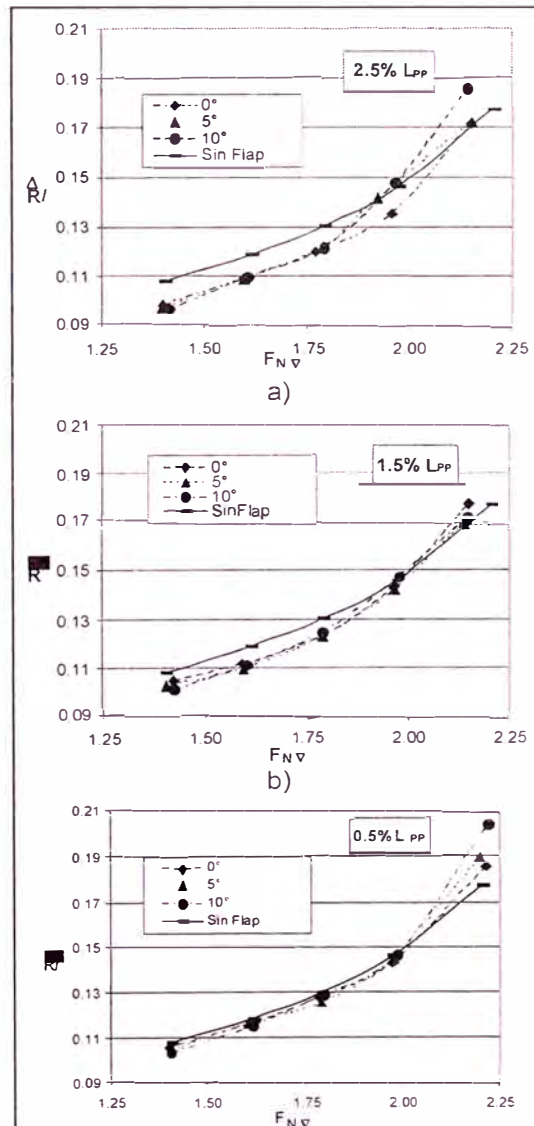
El coeficiente de resistencia residual (Cr), el cual incluye los fenómenos de olas y de presión viscosa, representa la mayor pérdida de energía en este tipo de embarcaciones. El análisis de este factor es esencial para el análisis de la eficiencia hidrodinámica en el rango de velocidades estudiado.

La figura 6 muestra las curvas en función de la velocidad para los flaps con envergadura 100% B_T . Como es de esperarse, para el rango de estudio, a medida que aumenta la velocidad disminuye el coeficiente Cr . De la figura

6.a se observa que el menor valor lo produce el flap 2.5% L_{PP} a 0° , aproximadamente a $F_{N\Delta} \sim 1.95$ (19.5 Kn), reduciendo el coeficiente en alrededor 9.75% con respecto al casco sin flap. En general, las curvas mantienen las mismas tendencias para todas las cuerdas, en donde las mayores reducciones las ocasionan los flaps de menor ángulo. La única excepción fue el flap con cuerda 1.50% L_{PP} (Figura 6.b) en el ángulo 10° , el cuál cambia bruscamente su tendencia en $F_{N\Delta} \sim 2.0$ y, aunque generando un C_r mayor al del casco sin flap, éste va aumentando su efectividad. Este es el único flap que a altas velocidades tiende a mejorar su rendimiento. En los flaps 50% B_T (Figura 7), las mayores reducciones de C_r las producen los flaps con ángulo 0° para todas las cuerdas entre $2.05 \sim F_{N\Delta} \sim 2.15$, y las máximas disminuciones estuvieron en el orden 6.75% en comparación con el casco sin flap.

Incrementos en la Velocidad Máxima

Para todas las cuerdas se observaron las mismas tendencias que las obtenidas con las envergaduras 100% B_T , en donde a menores ángulos fueron mayores las reducciones de C_r registradas a altas velocidades. La disminución de resistencia al avance se traduce en un aumento de la velocidad máxima que puede alcanzar la embarcación. La Tabla III muestra los aumentos producidos por los flaps óptimos a cada velocidad. Para ambas envergaduras los mayores incrementos se registran en las velocidades bajas, destacando el flap 100% B_T con cuerda 2.50% L_{PP} en ángulo de 5° .



c)

Figura 4.- Resistencia / Desplazamiento – flaps de envergadura 100% B_T

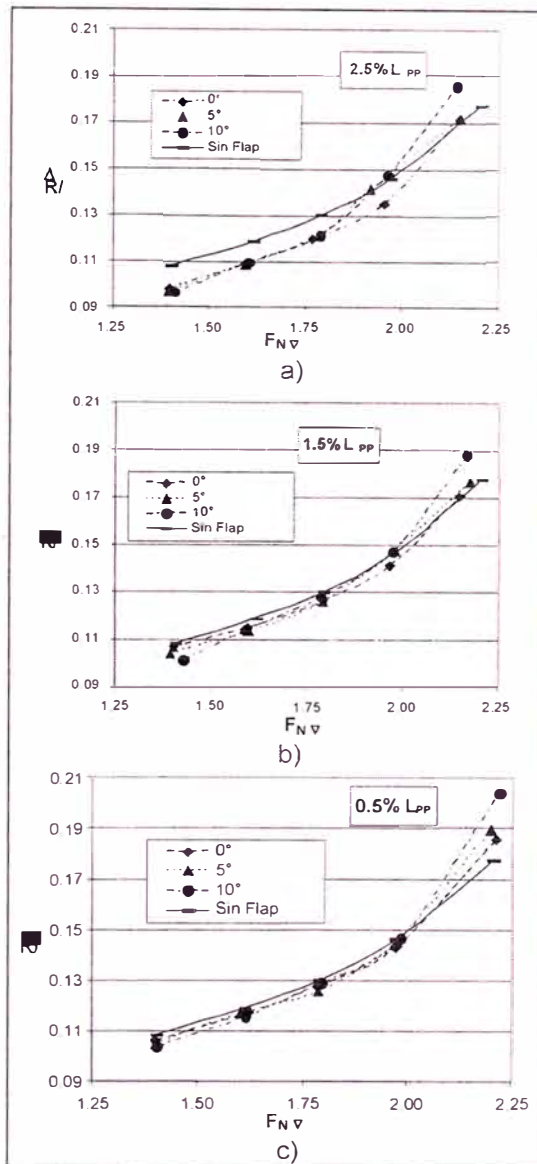


Figura 5.- Resistencia / Desplazamiento – flaps de envergadura 50% B_T

V sin Flap (Kn)	Flaps 100% B_T			Flaps 50% B_T		
	Flap Tipo	V con Flap (Kn)	Incremento (%)	Flap Tipo	V con Flap (Kn)	Incremento (%)
14.5	2.5% L_{PP} 5°	16	12.1	1.5% L_{PP} 10°	15	6.8
16	2.5% L_{PP} 5°	17.32	8.3	1.5% L_{PP} 10°	16.78	4.9
17.5	0.5% L_{PP} 5°	18.35	4.9	2.5% L_{PP} 5°	17.89	2.2
19	2.5% L_{PP} 0°	19.9	4.7	1.5% L_{PP} 0°	19.47	2.5
20.5	2.5% L_{PP} 0°	20.85	1.7	1.5% L_{PP} 0°	20.79	1.4

Tabla III.- Incrementos en la velocidad máxima de los flaps 100% B_T .

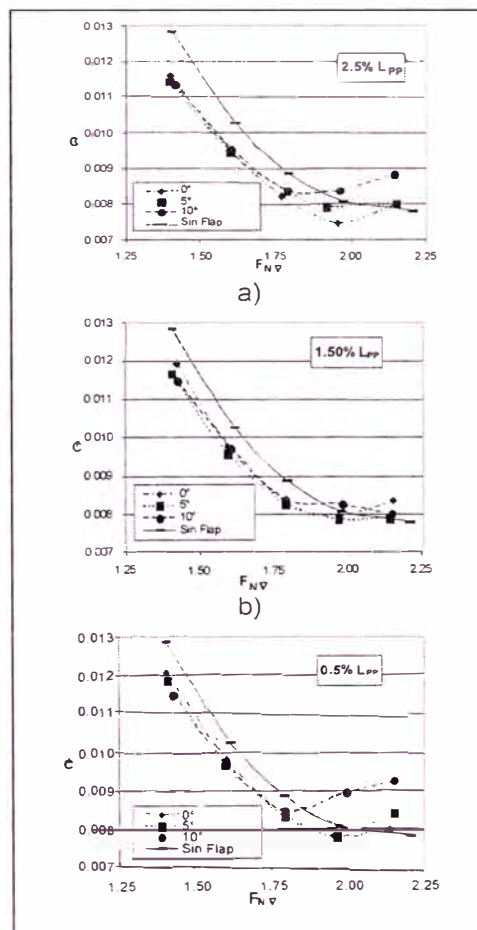
Teniendo en cuenta los requerimientos establecidos para la selección del flap óptimo, el flap de envergadura 100% B_T , cuerda 2.50% L_{pp} con ángulo 0° es el dispositivo ensayado de mejor rendimiento en el rango de velocidades estudiado.

Análisis de Variaciones de Trimado

A excepción del flap con cuerda 0.5% L_{pp} , 50% B_T y ángulo 0° (Figura 9.c), todos redujeron considerablemente los ángulos de trimado con respecto al casco sin flap. En los ensayos con envergadura 100% B_T (Figura 8) se observan tendencias similares para todas las cuerdas y ángulos de estudio. Las más grandes diferencias de trimado la producen los flaps con ángulos de 10° , siendo el de cuerda 2.5% L_{pp} el que registró la mayor variación, encabuzando el modelo a 1.25° y produciendo una diferencia de 1.9° con respecto al casco sin flap. A medida que disminuye el ángulo del flap, disminuyen las variaciones en los ángulos de trimado en todo el rango de velocidades. En general, la presencia de un flap de esta envergadura tiende a encabuzar el modelo a lo largo del rango de velocidades estudiado.

Para la envergadura 50% B_T (Figura 9) se observan tendencias distintas al caso anterior. En los flaps con cuerda 2.5% L_{pp} (Figura 9.a) se produce un aumento del trimado hasta $F_{N\Delta} \sim 1.65$ para todos los ángulos de flap, para posteriormente encabuzar el modelo a medida que se incrementa la velocidad. La presencia de flaps de otras cuerdas (Figura 9.b y 9.c) tiende a encabuzar la embarcación en todo el rango de velocidades estudiado. El mayor cambio de trimado lo producen los flaps de cuerdas 2.50% L_{pp} y 1.50% L_{pp} en ángulo de 10° , encabuzando la embarcación 0.5° y produciendo una diferencia de 1.15° con respecto al casco sin flap.

Comparando los resultados aquí obtenidos con los del análisis de resistencia al avance podemos notar que, para esta embarcación, no se producen semejanzas entre las diferencias de trimado y las reducciones en resistencia. Esto nos indica que existiría una independencia entre ambas variables en el rendimiento hidrodinámico esperado de la serie de flaps en estudio. Es evidente que las variaciones en resistencia están influidas por los cambios en el flujo.



c)

Figure 6.- Cr de Flaps 100% B_T

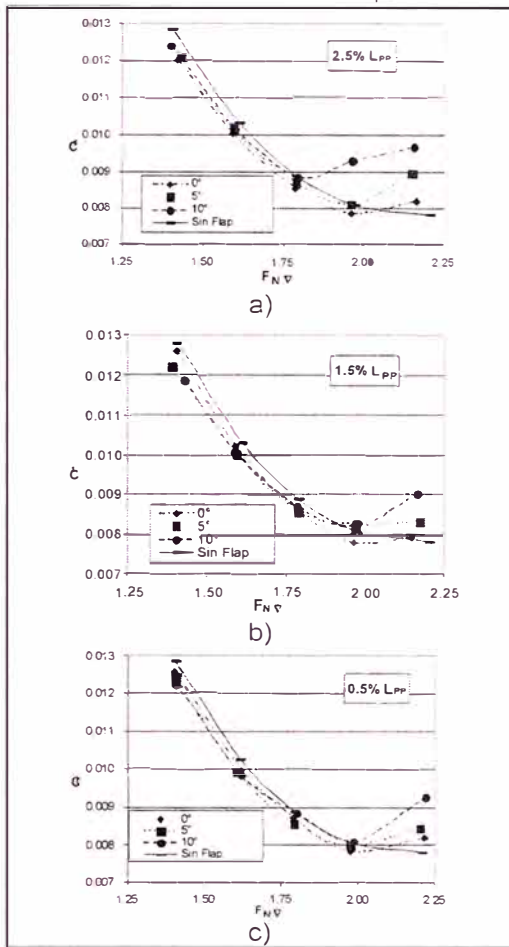


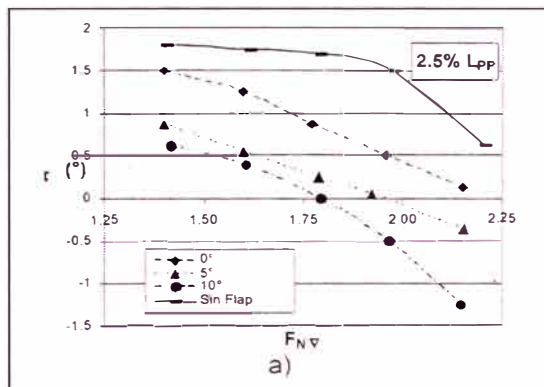
Figure 7.- Cr de Flaps 50% B_T

ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA HIDRODINÁMICA ACTUAL DE LA EMBARCACIÓN

Como se ha mencionado anteriormente, en la actualidad la embarcación dispone de una extensión del fondo que funciona como un flap de popa (100% B_T, 1.0% L_{PP}, 0°).

En la Figura 10 se muestra el comportamiento de la extensión, en comparación con el casco sin flap y con el flap de mejor rendimiento de la serie.

Como se puede apreciar, el flap existente es eficiente a lo largo del rango de estudio. Sin embargo, su rendimiento es menor que el flap óptimo de la serie, sin embargo, al aproximarse a $F_{Nv} \sim 2.1$ ambos pierden efectividad.



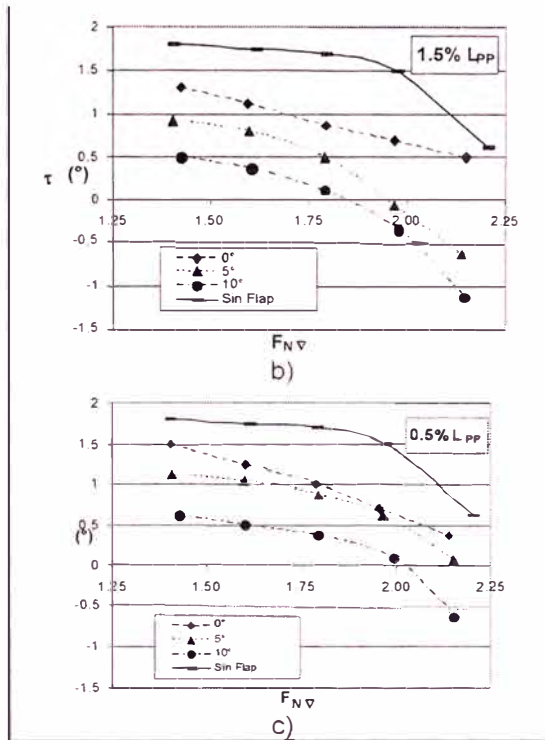
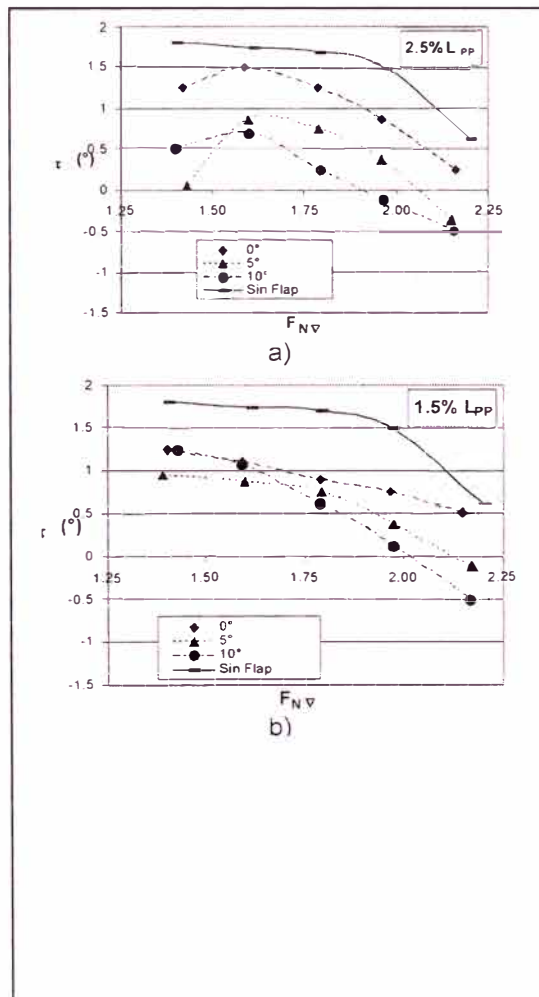


Figure 8.- Cambio de Trimado – Flaps con envergadura 100% B_T .



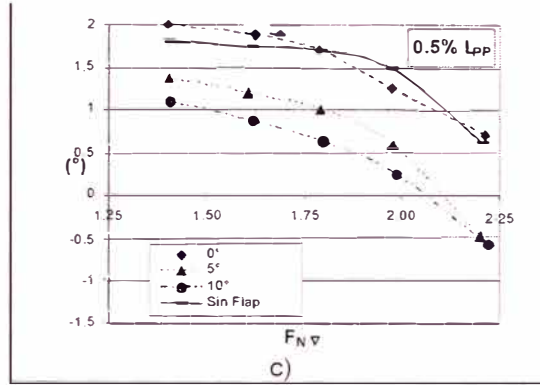


Figure 9.- Cambio de Trimado – Flaps con envergadura 50% B_T

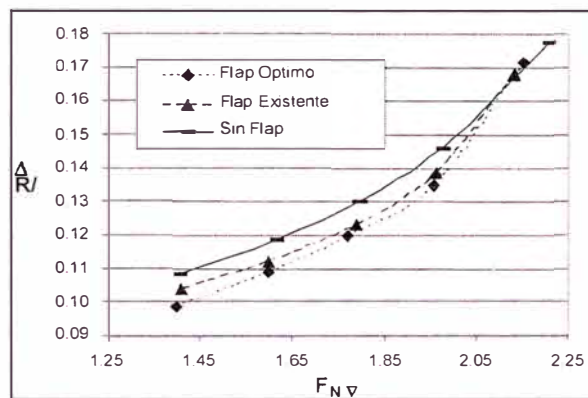


Figure 10: Resistencia/Desplazamiento del Flap Optimo y la extensión existente.

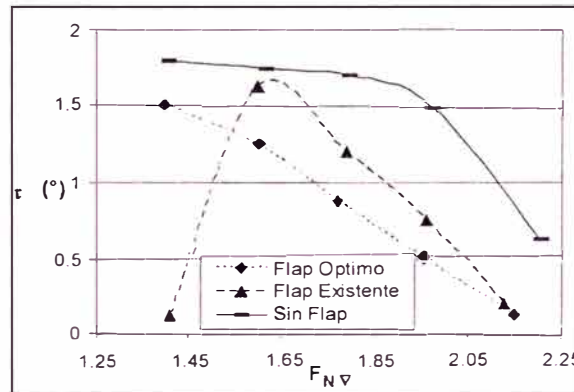


Figure 11: Cambios de trimado para el flap óptimo y la extensión existente.

CONCLUSIONES

Mediante la realización de ensayos experimentales en un canal de pruebas, se midió el rendimiento hidrodinámico de una serie de flaps de popa en una lancha de semi-desplazamiento, cuyas características se obtuvieron siguiendo las recomendaciones de la literatura técnica. De estos ensayos se pudo concluir lo siguiente:

- Todos los flap mostraron una reducción en resistencia al avance a velocidades de $F_{N\Delta} \sim 1.75$.
- En general, a bajas velocidades, los flaps de mayor ángulo son los más eficientes. A medida que aumenta la velocidad, los ángulos de flaps óptimos disminuyen.
- Los flaps de mayor envergadura son los más eficientes en todo el rango de velocidades.
- No se estableció ninguna relación entre la variación de trimado y la reducción de resistencia al avance. Se sugiere que los beneficios en el rendimiento hidrodinámico son debidos a la variación en el flujo.

Se encontró similitud entre las tendencias arrojadas de los ensayos con respecto a los cambios de

cuerdas y ángulos de flap, y las encontradas en las recomendaciones. Esta situación confirma la validez de las recomendaciones y su utilización como valores preliminares en la etapa de proyecto. Sin embargo, se deben estudiar a futuro los máximos valores de % de cuerda que producen eficiencia hidrodinámica y los posibles beneficios de la instalación de flaps con ángulos negativos, ya que se podrían producir mejores resultados a los obtenidos.

Agradecimientos

Los Autores agradecen a la Dirección de Investigación y Desarrollo y al Instituto de Ciencias Navales y Marítimas de la Universidad Austral de Chile; y a las autoridades del Canal de Panamá por su asistencia en el desarrollo de este trabajo.

BIBLIOGRAFIA

1. Karafiath G., Cusanelli D. and Wen Lin C, "Stern Wedges and Stern Flaps for Improved Powering – U S Navy Experience", SNAME 1999 Annual Meeting, September 29-October 02, 1999, Baltimore, MD.
2. Cusanelli D., "Stern Flap Powering Performance on the PC 1 Class Patrol Coastal, Full Scale Trials and Model Experiments", Patrol '96 Conference, New Orleans, L.A. (Dec. 96).
3. Cusanelli D. and Karafiath G., "Integrated Wedge-Flap for Enhanced Powering Performance", Fourth International Conference on Fast Sea Transportation, Sidney, Australia, 21-23 July, 1997.
4. Cusanelli D. and Forgach K, "Stern Flaps for Enhanced Powering Performance", Twenty-Fourth American Towing Tank Conference, College Station Texas, November 2-3, 1995.
5. Cusanelli, D. and Karafiath, G, "Stern Flaps", Professional Boatbuilder, April-May 2001
6. Rosas, José A., "Análisis Teórico y Experimental de la Eficiencia Hidrodinámica de Flaps de Popa en Embarcaciones Veloces", Tesis de Grado, Universidad Austral de Chile, Julio 2002.

ANEXO 5

ENSAYOS DE RESISTENCIA AL AVANCE

LANCHA: "TORCAZA"

CASCO ORIGINAL



Universidad Austral de Chile

Instituto Cs. Navales y Marítimas

(ICNM/CP/036/01-2008)

ENSAYOS DE RESISTENCIA AL AVANCE

Solicitado por:

VALDIVIA, enero de 2008

INDICE

	Pág.
GENERALIDADES	1
EXTRAPOLACIONES:	2
- Gráficos de Potencia Efectiva (E.H.P. – Velocidad)	9
ANEXO: Disco Compacto conteniendo	
- Plano de Líneas	
- Fotografías de Ensayos	

GENERALIDADES:

El presente informe muestra los resultados de los ensayos de remolque, obtenidos con el modelo a escala 1:15 de la Lancha cuyas formas están definidas en el plano de líneas N°ASP_01_04_002_07 de fecha 10.12.2007, suministrado por el solicitante del estudio.

Las condiciones de carga simuladas en el modelo, corresponden a las siguientes características principales del prototipo.

	Condición N°1	Condición N°2	Condición N°3
Lwl (m)	14.921	14.97	15.017
Bwl (m)	4.722	4.749	4.77
Tpr (m)	1.05	1.1	1.15
Tpp (m)	1.05	1.1	1.15
Tm (m)	1.05	1.1	1.15
Δ (ton)	32.46	35.54	38.65

Los calados están medidos con referencia a la línea base del plano suministrado.

Los resultados obtenidos de las mediciones de los ensayos y sus respectivas extrapolaciones se presentan en el siguiente listado, también se acompaña una gráfica de la potencia efectiva (E.H.P.) en función de la velocidad para las condiciones de carga anteriormente identificadas en la situación de pruebas.

EXTRAPOLACIONES

RESULTADOS EXTRAPOLACION MODELO BUQUE

CARACTERISTICAS DEL BUQUE

=====

NOMBRE DEL BUQUE	:	Lancha	
CONDICION	:	Condición No 1	
ESLORA EN FLOTACION	:	14.921	m.
MANGA	:	4.722	m.
CALADO PROA	:	1.05	m.
CALADO POPA	:	1.05	m.
CALADO MEDIO	:	1.05	m.
DESPLAZAMIENTO	:	32.46	t.
SUP. MOJADA	:	68.47	m ²
FACTOR PRUEBA	:	1.15	
FACTOR SERVICIO	:	0	

DATOS DEL MODELO

=====

ESLORA EN FLOTACION	:	.9947333	m.
ESCALA	:	15	
TEMPERATURA DEL AGUA	:	18	Grados Celsius
DENSIDAD	:	101.7961	kg-s ² /m ⁴
VISCOSIDAD	:	1.0573E-06	m ² /s.

LA EXTRAPOLACION FUE HECHA DE ACUERDO AL METODO DE FROUDE Y COEFICIENTE DE FRICCION DE I T T C - 57, CORRECCION POR RUGOSIDAD Y CURVATURA SEGUN A T T C 0.0004 SOBRE Cfb Y 0.0 SOBRE Cfm

Vb = Velocidad del buque en nudos
Vm = Velocidad del modelo en m/s
Rtm = Resistencia total del modelo en kgs.
Rnm = Número de Reynold del modelo
Ctm = Coef. de resistencia total del modelo
Cfm = Coef. de resistencia de fricción del modelo
Crm = Coef. de resistencia residual del modelo
Rnb = Número de Reynold del buque
Cfb = Coef. de resistencia de fricción del buque
Crb = Coef. de resistencia residual del buque
Ctb = Coef. de resistencia total del buque, casco desnudo
Rtb = Resistencia total del buque, casco desnudo, en kgs.
EHPbc= Potencia efectiva, (remolque), del buque en C.V. condición canal
EHPbp= Potencia efectiva, (remolque), del buque en C.V. condición prueba
EHPbs= Potencia efectiva, (remolque), del buque en C.V. condición servicio

Vb Kn	Vm m/s	Rtm Kgs.	Rnm	Ctm	Cfm	Crn
13.0	1.7266	1.118	0.162E+07	0.242E-01	0.423E-02	0.200E-01
14.0	1.8594	1.203	0.175E+07	0.225E-01	0.417E-02	0.183E-01
15.0	1.9923	1.255	0.187E+07	0.204E-01	0.411E-02	0.163E-01
16.0	2.1251	1.286	0.200E+07	0.184E-01	0.405E-02	0.143E-01
17.0	2.2579	1.311	0.212E+07	0.166E-01	0.401E-02	0.126E-01

Vb Kn	Rnb	Cfb	Crn	Ctn	Rtn Kgs.
13.0	0.816E+08	0.215E-02	0.200E-01	0.225E-01	3587
14.0	0.879E+08	0.212E-02	0.183E-01	0.208E-01	3845
15.0	0.942E+08	0.210E-02	0.163E-01	0.188E-01	3987
16.0	0.100E+09	0.208E-02	0.143E-01	0.168E-01	4055
17.0	0.107E+09	0.206E-02	0.126E-01	0.151E-01	4102

Vb Kn	EHPbc C.V.	EHPbn C.V.	EHPbs C.V.
13.0	319.8	367.8	0.0
14.0	369.2	424.5	0.0
15.0	410.2	471.7	0.0
16.0	445.0	511.7	0.0
17.0	478.3	550.1	0.0

RESULTADOS EXTRAPOLACION MODELO BUQUE

CARACTERISTICAS DEL BUQUE

=====

NOMBRE DEL BUQUE	:	Lancha	
CONDICION	:	Condición Nº 2	✓
ESLORA EN FLOTACION	:	14.97	m.
MANGA	:	4.749	m.
CALADO PROA	:	1.1	m.
CALADO POFA	:	1.1	m.
CALADO MEDIO	:	1.1	m.
DESPLAZAMIENTO	:	35.54	t.
SUP. MOJADA	:	70.12	m ²
FACTOR PRUEBA	:	1.15	
FACTOR SERVICIO	:	0	

DATOS DEL MODELO

=====

ESLORA EN FLOTACION	:	.998	m.
ESCALA	:	15	
TEMPERATURA DEL AGUA	:	18	Grados Celsius
DENSIDAD	:	101.7961	kg-s ² /m ⁴
VISCOSIDAD	:	1.0573E-06	m ² /s.

LA EXTRAPOLACION FUE HECHA DE ACUERDO AL METODO DE FROUDE Y
 COEFICIENTE DE FRICCION DE I T T C - 57, CORRECCION POR RUGOSIDAD
 Y CURVATURA SEGUN A T T C 0.0004 SOBRE Cfb Y 0.0 SOBRE Cfm

Vb Kn	Vm m/s	Rtm Kgs.	Rnm	Ctm	Cfm	Crn
13.0	1.7266	1.255	0.163E+07	0.265E-01	0.423E-02	0.223E-01
14.0	1.8594	1.352	0.176E+07	0.246E-01	0.416E-02	0.205E-01
15.0	1.9923	1.405	0.188E+07	0.223E-01	0.411E-02	0.182E-01
16.0	2.1251	1.446	0.201E+07	0.202E-01	0.405E-02	0.161E-01
17.0	2.2579	1.477	0.213E+07	0.183E-01	0.400E-02	0.143E-01

Vb Kn	Rnb	Cfb	Crb	Ctb	Rtb Kgs.
13.0	0.819E+08	0.214E-02	0.223E-01	0.249E-01	4053
14.0	0.882E+08	0.212E-02	0.205E-01	0.230E-01	4350
15.0	0.945E+08	0.210E-02	0.182E-01	0.207E-01	4494
16.0	0.101E+09	0.208E-02	0.161E-01	0.186E-01	4598
17.0	0.107E+09	0.206E-02	0.143E-01	0.167E-01	4663

Vb Kn	EHPbc C.V.	EHPbp C.V.	EHPbs C.V.
13.0	361.4	415.6	0.0
14.0	417.7	480.3	0.0
15.0	462.4	531.7 ✓	0.0
16.0	504.6	580.3	0.0
17.0	543.7	625.3	0.0

RESULTADOS EXTRAPOLACION MODELO - BUQUE

CARACTERISTICAS DEL BUQUE

=====

NOMBRE DEL BUQUE	:	Lancha	
CONDICION	:	Condición Nº 3	
ESLORA EN FLOTACION	:	15.017	m.
MANGA	:	4.77	m.
CALADO PROA	:	1.15	m.
CALADO POPA	:	1.15	m.
CALADO MEDIO	:	1.15	m.
DESPLAZAMIENTO	:	38.65	t.
SUP. MOJADA	:	72.14	m ²
FACTOR PRUEBA	:	1.15	
FACTOR SERVICIO	:	0	

DATOS DEL MODELO

=====

ESLORA EN FLOTACION	:	1.001133	m.
ESCALA	:	15	
TEMPERATURA DEL AGUA	:	18	Grados Celsius
DENSIDAD	:	101.7961	kg-s ² /m ⁴
VISCOSIDAD	:	1.0573E-06	m ² /s.

LA EXTRAPOLACION FUE HECHA DE ACUERDO AL METODO DE FROUDE Y
COEFICIENTE DE FRICCION DE I T T C - 57, CORRECCION POR RUGOSIDAD
Y CURVATURA SEGUN A T T C 0.0004 SOBRE Cfb Y 0.0 SOBRE Cfm

Vb Kn	Vm m/s	Rtm Kgs.	Rnm	Ctm	Cfm	Crn
13.0	1.7266	1.405	0.163E+07	0.289E-01	0.422E-02	0.247E-01
14.0	1.8594	1.502	0.176E+07	0.266E-01	0.416E-02	0.225E-01
15.0	1.9923	1.552	0.189E+07	0.240E-01	0.410E-02	0.199E-01
16.0	2.1251	1.591	0.201E+07	0.216E-01	0.405E-02	0.175E-01
17.0	2.2579	1.626	0.214E+07	0.195E-01	0.400E-02	0.155E-01

Vb Kn	Rnb	Cfb	Crb	Ctb	Rtb Kgs.
13.0	0.821E+08	0.214E-02	0.247E-01	0.272E-01	4563
14.0	0.885E+08	0.212E-02	0.225E-01	0.250E-01	4860
15.0	0.948E+08	0.210E-02	0.199E-01	0.224E-01	4993
16.0	0.101E+09	0.208E-02	0.175E-01	0.200E-01	5087
17.0	0.107E+09	0.206E-02	0.155E-01	0.180E-01	5165

Vb Kn	EHPbc C.V.	EHPbp C.V.	EHPbs C.V.
13.0	406.8	467.8	0.0
14.0	466.7	536.7	0.0
15.0	513.7	590.8	0.0
16.0	558.3	642.0	0.0
17.0	602.3	692.6	0.0

POTENCIA EFECTIVA (E.H.P.) - VELOCIDAD

