



CONGRESO INTERNACIONAL DE
IV DISEÑO E
INGENIERÍA
NAVAL

11 - 13 DE MARZO DE 2015

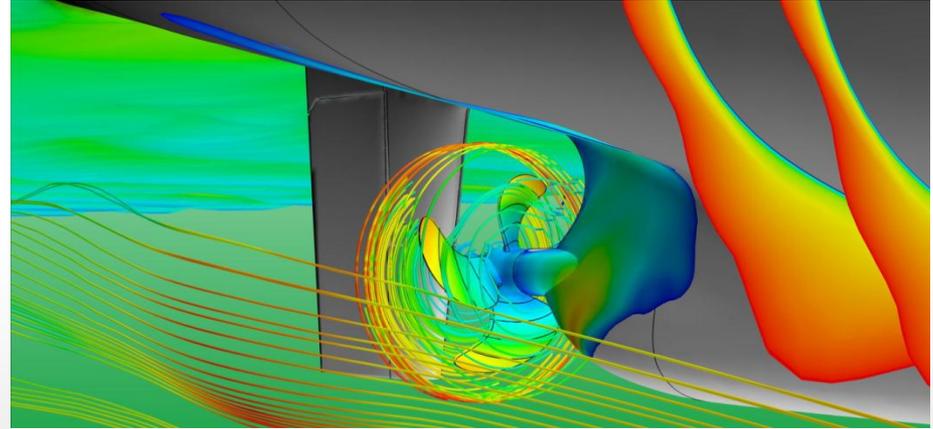
**Viga buque: Análisis de vibraciones forzadas por
excitaciones de la hélice**

**Hull girder: Forced vibration analysis by propeller
excitations**

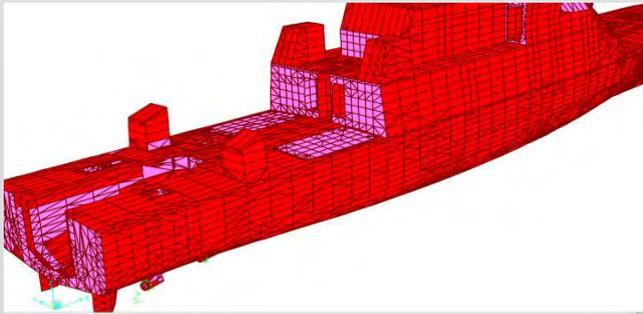
Franklin Jhonny Domínguez Ruiz
Gerente Tecnavin S.A.
Profesor ESPOL
Guayaquil, Ecuador



- La estela no uniforme de hélice genera fuerzas fluctuantes
- Estas fuerzas deben ser incluidas en el análisis estructural del casco y superestructura
- La magnitud de estas fuerzas se determinan como función del empuje y torque y frecuencia de excitación de la hélice
- Para hélices de paso fijo las fuerzas dependen de la velocidad de rotación
- Para hélices de paso controlable las fuerzas dependen del paso



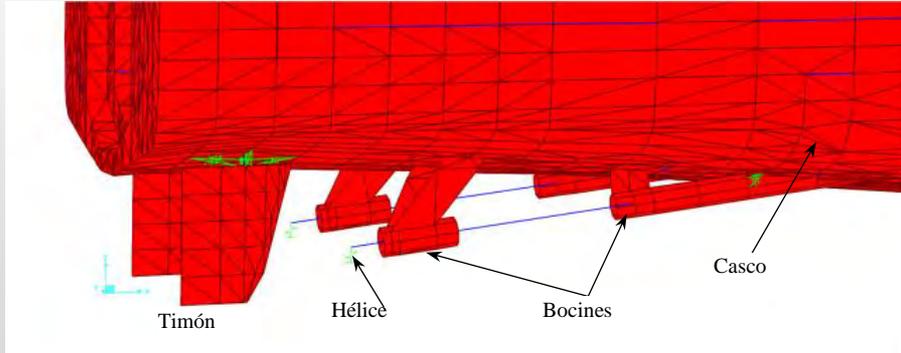
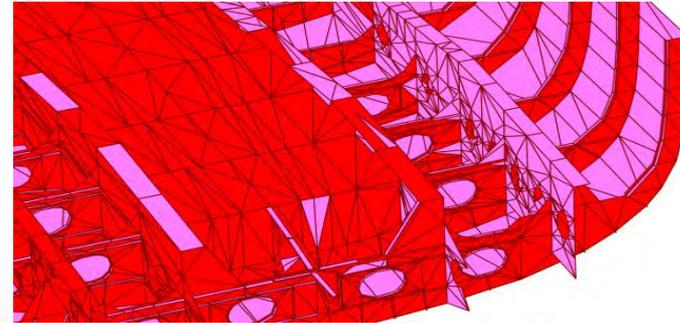
Flow around a tanker hull with propeller rotating at the stern (courtesy of Boris Bucan at Brodarski Institut). Ref: www.cd-adapco.com



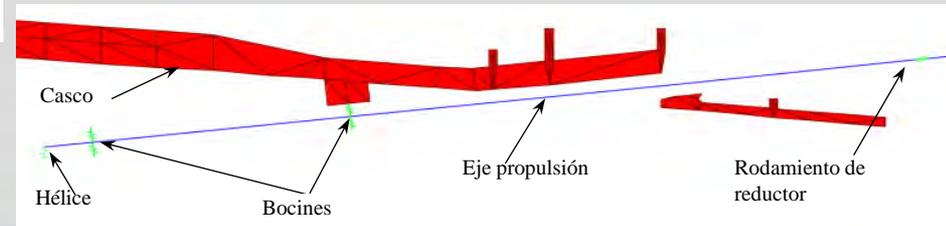
- A continuación se presentará la metodología usada para el análisis forzado de vibración de una lancha de investigación usando elementos finitos



- En el modelo de elementos finitos debe incluir:
 - Todas las estructuras de la nave, timón y líneas de propulsión con sus respectivos apoyos.
 - Masa añadida y amortiguamiento de todos los elementos sumergidos en agua.

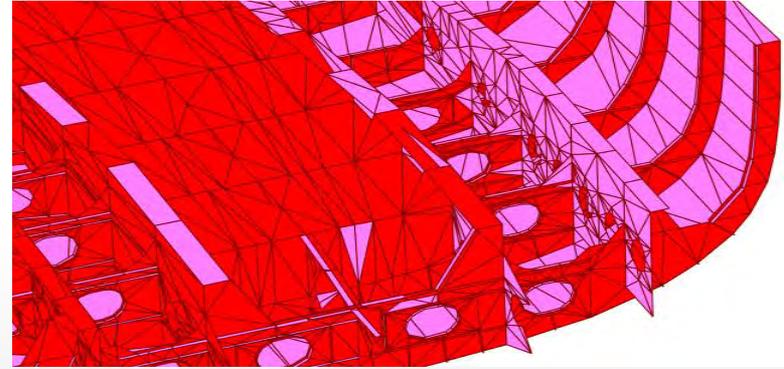


- Se aplicarán las cargas dinámicas de la hélice
- Se determinará la deformación en cada nodo que puede ser transformada a velocidad de vibración que puede ser comparada con los límites propuestos en la norma ISO 6954 (2000)

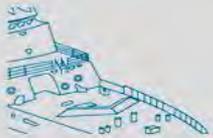
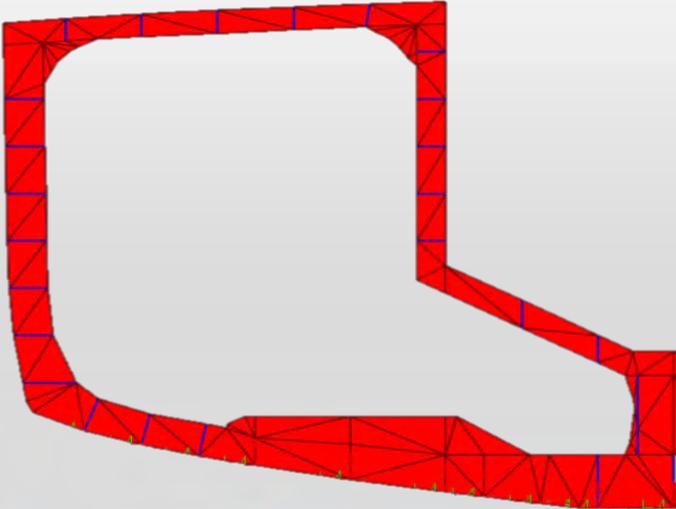


MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

- Las Sociedades Clasificadoras presentan recomendaciones para realizar estos modelados.
- Las estructuras primarias y forros han sido modeladas con elementos “shell” y las estructuras secundarias con elementos “beam”.



- Para simular el comportamiento del buque en el agua, resortes fueron colocados en el área sumergida del casco
- Antes de calcular, se debe verificar que se encuentre correctamente modelado, revisando la deformación estática del barco debida a su propio peso



MASA AÑADIDA DE L CASCO

- La masa añadida se distribuye sobre la superficie sumergida del casco
- Métodos de aproximación:
 - Seakeeping
 - Lewis, FM 1929

$$\omega_e = \omega + \left(\omega^2 / g \right) (U \cdot \cos \mu)$$

ω_e = Frecuencia de encuentro(rad/s)

ω = Frecuencia de olas(rad/s)

g = Aceleración de gravedad (m/s²)

U = Velocidad de buque(m/s)

μ = Angulo de incidencia de ola(rad)

Vel.	Estado mar	ω_e	Masa añadida	% de desplazamiento
Knts		rad/s	ton	%
11	3	1.24	483	173%
18	3	1.5	436.9	157%
21	3	1.61	425.1	152%



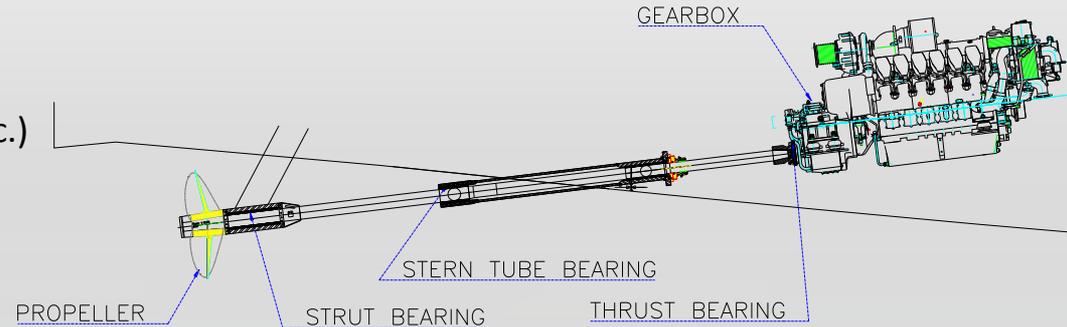
COMPORTAMIENTO DE LA LINEA DE PROPULSION

- **Objetivo:**

- Transmitir el empuje y las fuerzas de excitación de la hélice
- Calcular las frecuencias naturales:
 - Laterales
 - Axiales
 - Torsionales

- **Modelado:**

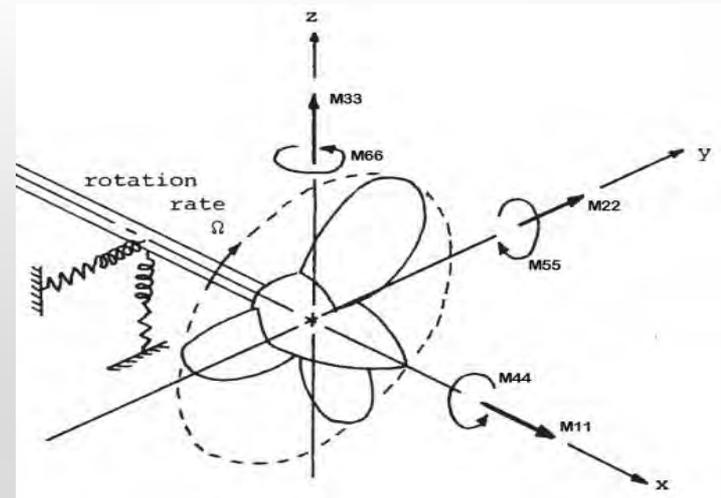
- Geometría de los ejes
- Apoyos (bocines, rodamientos, etc.)
- Masas de bridas, acoples, hélice



MASA AÑADIDA DE HELICE

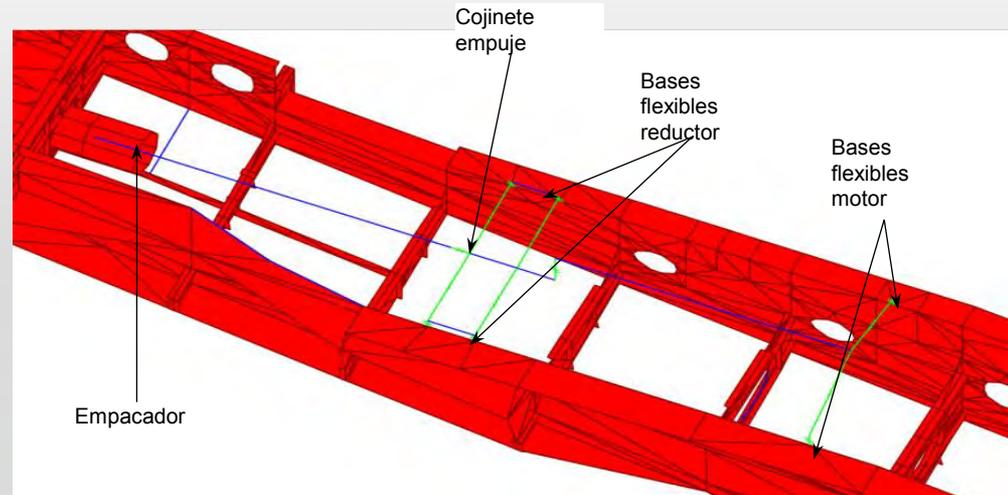
- Al rotar la hélice en el agua se genera Masa añadida en varias direcciones
- Métodos de aproximación:
 - PRAMAD (U. OF MICHIGAN, M. PARSONS, 1980)
 - SCHWANECKE, 1963
 - D. MACPHERSON, 2007

Dirección	Unidad	Valor
M11	N.s ² /m	332.6
M22	N.s ² /m	48.9
M52	N.s ²	37.2
M55	N.m.s ²	40.0



RIGIDEZ DEL COJINETE DE EMPUJE Y BASES FLEXIBLES DE MOTOR/REDUCTOR

- Para análisis de vibración axial se ha considerado las rigideces de:
 - Cojinete de empuje (generalmente dentro de reductor)
 - Bases flexibles de motor/reductor
- Estas propiedades normalmente son dadas por los fabricantes.



ANALISIS DE VIBRACION NATURAL

- Ya modeladas todas las propiedades mencionadas se puede calcular las frecuencias naturales para la línea de propulsión y para la viga buque, en condición sin amortiguamiento:

$$[M]\{\ddot{Y}\}+[K]\{Y\}=\{0\}$$

donde:

[M]: es la matriz de masas del sistema

[K]: es la matriz de rigidez del sistema

{Y}: es el vector desplazamiento

{ \ddot{Y} }: es la segunda derivada del desplazamiento Y

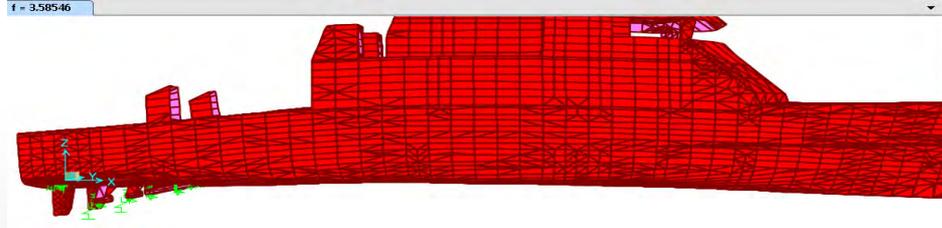
- Estas ecuaciones pueden ser resueltas matricialmente
- Actualmente los computadores permiten calcular varios grados de libertad con suficiente rapidez



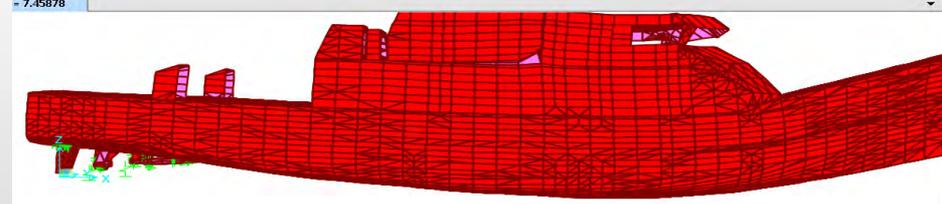
ANALISIS DE VIBRACION NATURAL – Frecuencias naturales de viga buque

Dirección vertical			
Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4
Hz	Hz	Hz	Hz
3.59	7.46	15.16	28.3

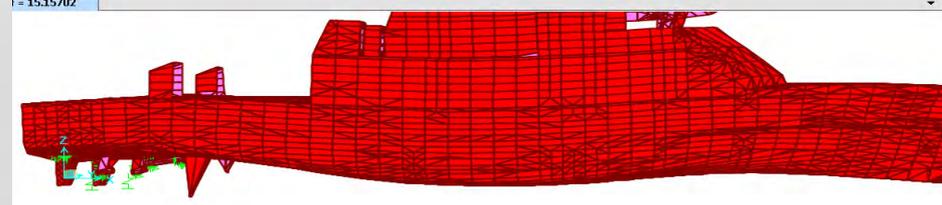
Modo 1



Modo 2



Modo 3



ANÁLISIS DE VIBRACION NATURAL – Frecuencias naturales de viga buque

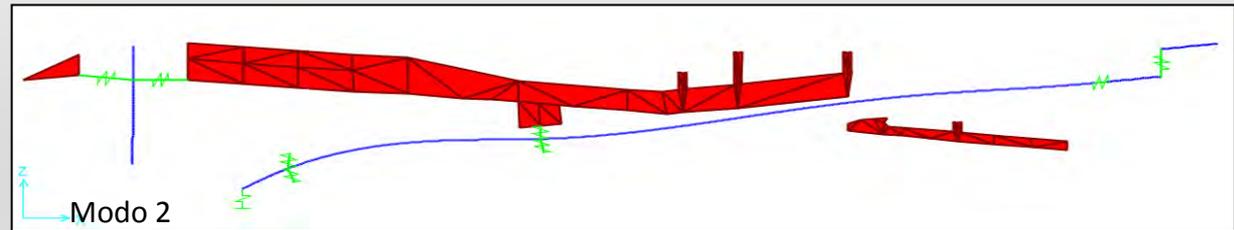
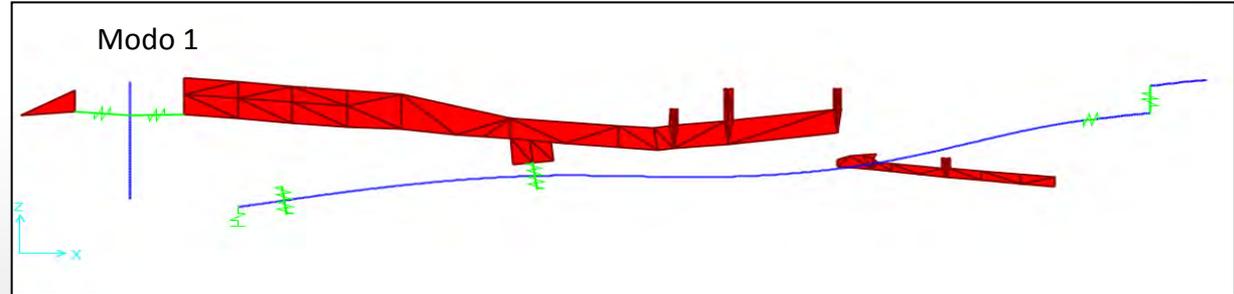
	Dirección horizontal			
Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	
Hz	Hz	Hz	Hz	
5.59	10.23	16.17	28.27	



ANÁLISIS DE VIBRACION NATURAL – Línea de propulsión

Lateral	
Modo 1	Modo 2
Hz	Hz
23.49	29.73

Axial
Modo 1
Hz
37.77



ANALISIS DE VIBRACION NATURAL – Recomendación de Rango operacional

Rango de trabajo dado por el fabricante de Imotor			
RPM motor	600	650	2000
Hz	10	10.83	33.3
Rango de trabajo de hélice con 4 aspas			
RPM hélice	197	213.4	658
Hz (1Z)	13.16	14.22	43.86

- A partir de los resultados de frecuencias se recomienda que el rango de trabajo sea desde 650 RPM hasta 2000 RPM para evitar coincidencia con frecuencias naturales de la viga buque
- Existen adicionalmente coincidencias dentro del rango de trabajo de la embarcación
- Por esta razón se decide que es necesario hacer una análisis de vibración forzado en la viga buque para comprobar que se cumplan los requerimientos de la norma ISO6954



AMORTIGUAMIENTO DE LA HELICE

- Al rotar la hélice en el agua se genera un amortiguamiento
- Métodos de aproximación:
 - SCHWANECKE, 1963
 - M. PARSONS, 1980
- Este amortiguamiento depende de la velocidad de rotación de la hélice, por lo tanto debe ser calculado para cada condición.
- En el modelo de elementos finitos, se coloca el amortiguamiento de la hélice (nodo)

AMORTIGUAMIENTO (Schwanecke)

Motor	RPM	1071	1356	1722	2000
Frec.	HZ	23.49	29.73	37.77	43.86
C11	N.s/m	109071	138045	175354	203655
C22	N.s/m	11070	14011	17797	20670
C52	N.s	11119	14073	17876	20761
C55	N.m.s	12197	15436	19608	22773



AMORTIGUAMIENTO ESTRUCTURAL

- Se considera como amortiguamiento estructural de histéresis, igual al coeficiente 0.05 proporcional a la rigidez.

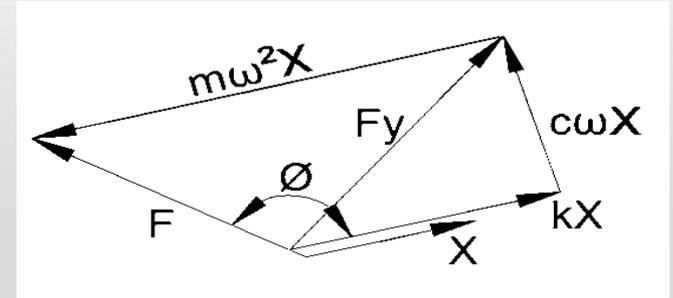
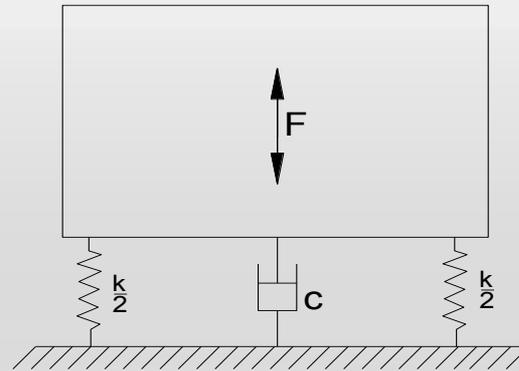
AMORTIGUAMIENTO DEL CASCO

- Al moverse el buque en el agua se genera un amortiguamiento (B_{33})
- B_{33} se puede obtener del estudio de comportamiento en el mar (seakeeping)
- Se debe calcular para cada velocidad y estado de mar
- Este amortiguamiento se aplicará sobre el área sumergida en el modelo de elementos finitos



TRANSMISIBILIDAD DE LOS AISLADORES DE VIBRACION DEL MOTOR

- Los aisladores de vibraciones reducen las fuerzas transmitidas de los motores sobre sus bases
- La transmisibilidad es la relación entre la fuerza perturbadora y la fuerza transmitida al soporte o base y depende especialmente de la rigidez del tipo de unión entre el motor y la estructura del barco
- Existen varias referencias que permiten conocer si una determinada base es adecuada para disminuir la transmisión de fuerzas
- Thomson W., (1972), presenta un gráfico que tiene como variables la frecuencia de excitación (cpm) y la deformación estática producida por el motor sobre la base flexible



Fuerza perturbadora transmitida por los resortes y amortiguador. Thomson W., (1972)



TRANSMISIBILIDAD DE LOS AISLADORES DE VIBRACION DEL MOTOR

- Para la lancha en análisis, el proveedor del motor presenta varias opciones de bases flexibles
- De acuerdo a los resultados del análisis de transmisibilidad se decide usar la base tipo 315 - 55SH por la disminución conveniente las fuerza de excitación.
- Por lo tanto estas fuerzas excitación no serán consideradas en el análisis de vibración de la lancha

2000 RPM		
Arreglo equiv.	Efectividad	%
Bases flexibles	dB	AISLAMIENTO
RD314 B-65Sh	9.742	89.4%
RD314 B-60Sh	10.877	91.8%
RD314 B-55Sh	11.651	93.2%
RD314 B-50Sh	12.604	94.5%
RD314 B-45Sh	13.578	95.6%
RD315 HD-65Sh	12.006	93.7%
RD315 HD-60Sh	14.236	96.2%
RD315 HD-55Sh	14.919	96.8%
RD315 HD-50Sh	16.011	97.5%
RD315 HD-45Sh	17.403	98.2%

Análisis de transmisibilidad para base de motor a 2000 RPM



FUERZAS Y MOMENTOS DE EXCITACION DE LA HÉLICE - Fuerzas transmitidas al eje de propulsión (bearing forces)

- Para el análisis de vibración lateral (bending) se debe considerar las fuerzas verticales F33 y transversales F22, así como sus momentos M33 y M22
- Para el análisis axial se considera la fuerza longitudinal F11
- Métodos de aproximación:
 - KUMAI, 1961
 - Sociedades Clasificadoras
- Estas fuerzas dependen del número de aspas, empuje o torque y del orden de excitación

Frecuencia (HZ)	23.49	29.73	37.77	43.86
Orden	1Z	1Z	1Z	1Z
RPM motor	1071	1356	1722	2000
Empuje total	20503	35677	65830	91605
Torque total	4974	8476	15141	20936
Fuerzas de excitación de vibración de hélice				
Axial F11 (N)	2358	4103	7571	10535
Vertical F33 (N)	246	428	790	1,099
Transv. F22 (N)	472	821	1514	2107
Momento M11 (N.m)	433	737	1317	1821
Momento M33 (N.m)	622	1059	1893	2617
Momento M22 (N.m)	1134	1932	3453	4773



FUERZAS Y MOMENTOS DE EXCITACION DE LA HÉLICE - Fuerzas de presión sobre el casco (pressure fluctuation)

- Estas presiones fluctúan a frecuencias proporcionales a la velocidad de rotación de la hélice y a su número de aspas (blade rate frequency)
- Estas presiones son mayores si hay cavitación en la hélice
- Métodos de aproximación:
 - Experimentalmente
 - Cálculos numéricos como CFD
 - Fórmulas empíricas propuesta por Holden, 1980
- Estas fuerzas dependen del número de aspas, empuje o torque y del orden de excitación

Frec. (HZ)	15.2	23.5	28.3	29.7	37.8	43.9
Orden	1Z	1Z	1Z	1Z	1Z	1Z
RPM motor	691	1071	1290	1356	1722	2000
Pressure PT (N/m2)	1108	3114	4962	5667	9847	14335

Presiones encontradas con método de Holden, 1980



CONDICIONES DE TRABAJO QUE SE EVALUARON

- Frecuencia de excitación de hélice

$$f_{exc} = (\text{RPM motor}) * (\text{Napas} * \text{orden}) / \text{Rel. reducción}$$

- Generalmente se consideran los órdenes de excitación de la hélice: 1Z y 2Z
- Las condiciones que se evaluaron han sido las que presentan mayor posibilidad de resonancia entre la frecuencia de excitación y la línea de propulsión
- Adicionalmente se ha analizado la condición máxima de trabajo (MCR). Para este caso es de 2000 RPM

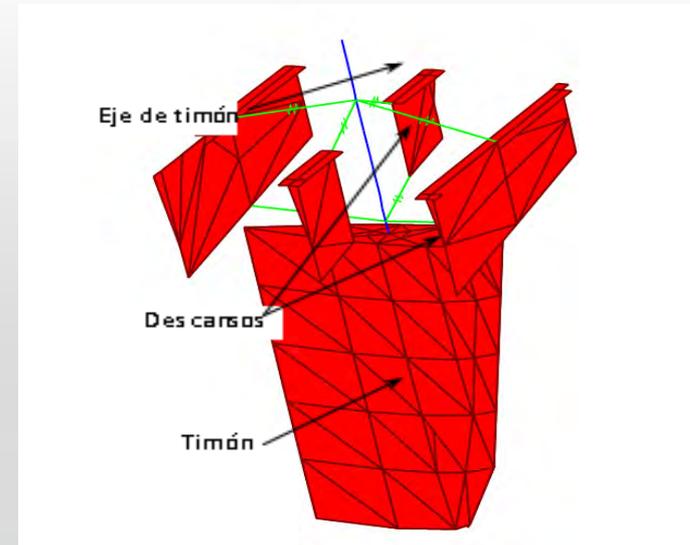
Frec. natural (HZ)	15.2	23.5	28.3	29.7	37.8	43.9
Orden	1Z	1Z	1Z	1Z	1Z	1Z
RPM motor	691	1071	1290	1356	1722	2000



COMPORTAMIENTO DE LA LÍNEA DE TIMÓN

- **Objetivo:**
- Comprobar:
 - si existe alguna resonancia en el rango de trabajo
 - Si el timón tiene el escantillonado para soporta las cargas fluctuantes de la hélice
- Considerar:
 - Apoyos en sus respectivas direcciones
 - Masa añadida - método H. Mukundan ,2002

Masa añadida transversal		
M* y	574.6	Kg
Masa añadida longitudinal		
M* x	20.89	Kg
Inercia añadida		
MI*	12.2	Kg.m ²



CRITERIO DE ACEPTACIÓN DE SOCIEDADES CLASIFICADORAS

- Límites en áreas habitables
 - Clasificación A: es para cabinas de pasajeros,
 - Clasificación B: para acomodación de tripulantes
 - Clasificación C: para áreas de trabajo

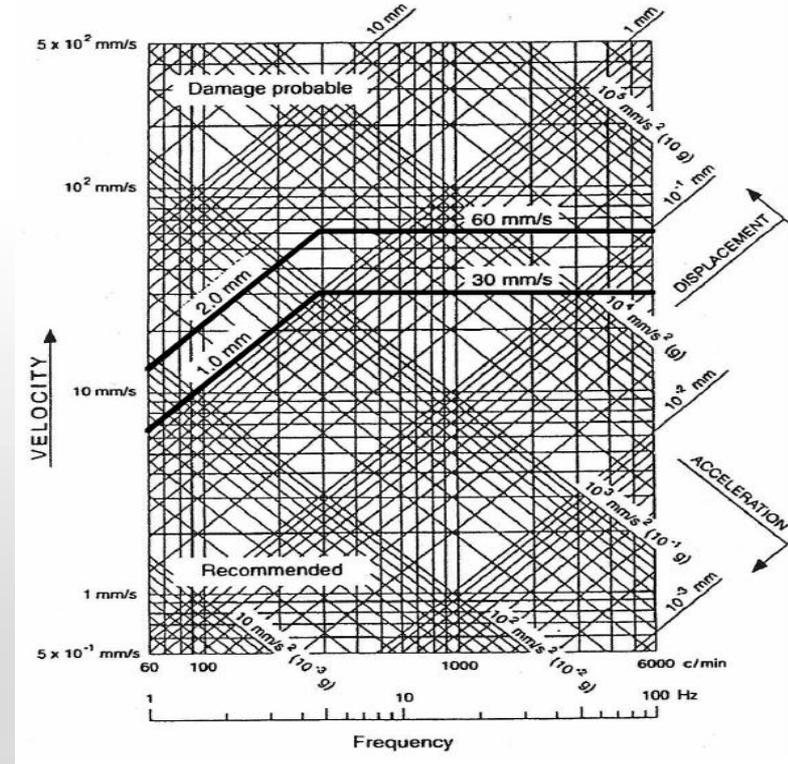
Valores RMS globales de vibración			
Clasificación	A	B	C
	mm/s	mm/s	mm/s
Valores sobre los cuales comentarios adversos son probables	4	6	8
Valores debajo de los cuales comentarios adversos no son probables	2	3	4

Límites de vibración RMS tomados de ISO 6954 (2000) de
 1 a 80 Hz



CRITERIO DE ACEPTACIÓN DE SOCIEDADES CLASIFICADORAS

- Límites en estructura
 - Áreas que no son de acomodación como tanques, mástil o estructuras de lazareto y sala de máquinas, etc.
 - Evitar daños en la estructura por fatiga y la ocurrencia de fisuras debido a la vibración
 - De la figura se puede observar que para frecuencias entre 5 Hz y 100 Hz el límite de vibración pico recomendado es 30 mm/s



Límite de vibración pico para estructuras locales
 ABS, 2006



RESUMEN: EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FORZADO DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA

- Aplicando el método de elementos finitos se resuelve la ecuación:

$$[M]\{\ddot{Y}\}+[C]\{\dot{Y}\}+[K]\{Y\}=\{F\}$$

donde:

[M]: es la matriz de masas del sistema

[K]: es la matriz de rigidez del sistema

[C]: es la matriz de amortiguamiento del sistema

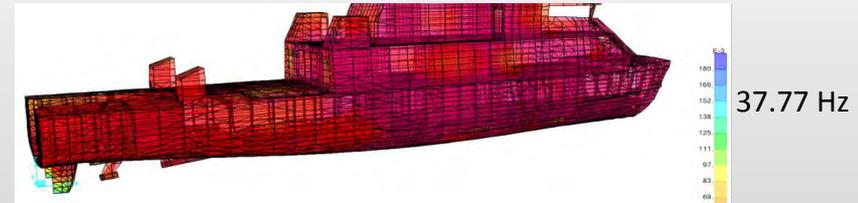
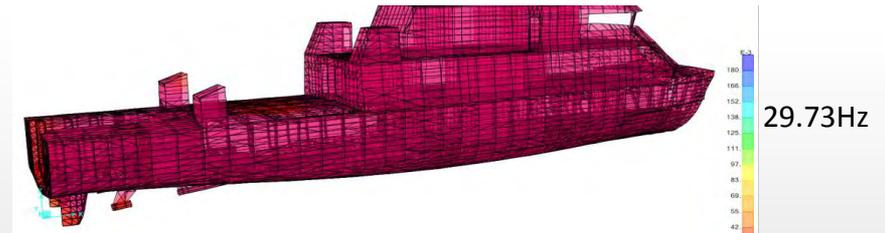
{Y}: es el vector desplazamiento

{ \dot{Y} }: es la primera derivada del desplazamiento Y

{ \ddot{Y} }: es la segunda derivada del desplazamiento Y

{F}: es el vector de fuerzas de excitación

- Del análisis forzado por el MEF se obtiene la deformación de todos los nodos o puntos del modelo, para cada condición de carga



RESUMEN: EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FORZADO DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA

- La deformación en un movimiento armónico se puede representar por:

$$\delta = A * \text{sen}(\omega_v * t)$$

Donde:

A = amplitud de deformación (m)

ω_v = Frecuencia de vibración (rad/s)

t = tiempo (s)

- La velocidad es la relación entre la deformación y el tiempo, se puede obtener con:

$$v = A \omega_v$$

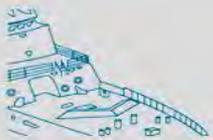
Resultado de velocidad de vibración RMS (mm/s)						
Frec, (HZ)	15.2	23.5	28.3	29.7	37.8	43.9
AREAS HABITABLES						
Cubierta principal interior	0.44	0.32	0.25	0.33	0.84	0.52
Cub. principal exterior proa	0.16	0.15	0.09	0.24	0.99	0.51
Cubierta 200 exterior	0.22	0.37	0.09	0.37	1.38	0.71
Cubierta 200 interior	0.3	2.27	0.77	0.46	0.59	0.73
Costado superior caseta	0.38	0.17	0.13	0.38	2.58	2.05
Costado inferior caseta	0.55	0.12	0.54	0.22	4.24	2.65
Mamp. popa cub. Superior	0.27	0.48	0.26	0.10	5.13	20.9



RESUMEN: EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FORZADO DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA

Resultado de velocidad de vibración RMS (mm/s)						
RPM	691	1071	1290	1356	1722	2000
Frec. (HZ)	15.2	23.5	28.3	29.7	37.8	43.9
ESTRUCTURA						
Viga long. sobre arbotante	0.25	0.25	0.65	0.42	0.80	4.99
Casco en empacador	0.65	0.94	1.82	1.44	2.60	2.70
Viga long. sobre bocín tunel	0.39	2.32	1.28	1.84	5.62	5.77
Techo puente gobierno	0.07	0.49	0.04	0.25	5.98	5.84
Intersección espejo/costado	1.05	2.14	3.98	2.26	5.64	10.0

- Los niveles de vibración en su mayoría no sobrepasan los límites establecidos por las normas, a excepción del Mamparo popa, cubierta superior, a 2000 RPM, donde el límite es 6 mm/s



RESUMEN: EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FORZADO DE LA ESTRUCTURA DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA

- El MEF permite realizar y comprobar las modificaciones estructurales a fin de cumplir con los límites recomendados.
- En este caso, se ha solicitado incrementar la sección de los refuerzos verticales en el mamparo popa, cubierta superior, caseta

Resultado de velocidad de vibración RMS(mm/s)			
RPM	2000		
Frecuencia (HZ)	43.86	Límite	Dirección
AREAS HABITABLES			
Mamparo popa cubierta Superior	4.42	6	X



CONCLUSIONES

- La mejor manera de evitar problemas de vibración es: configurar el sistema de propulsión de tal manera que las excitaciones no produzcan vibraciones que sobrepasen los criterios de aceptación.
- Evitar que las frecuencias naturales de la línea de propulsión estén en el rango de trabajo para evitar resonancias.
- Evitar que los paneles y estructuras de la nave tengan una frecuencia natural dentro del rango de frecuencias de las fuerzas de excitación de la hélice (blade frequency).
- Debido a que las fuerzas de excitación de la hélice son de magnitud apreciable, es importante realizar el análisis forzado de vibración de la viga buque. Esto permite conocer los sectores que no cumplen las normas.
- Los resultados obtenidos en la etapa de diseño permiten identificar posibles fallas, sobretodo cuando hay una posible resonancia con la línea de propulsión.





www.tecnavin.com



MUCHAS GRACIAS

**Cartagena
Marzo 2015**





CONGRESO INTERNACIONAL DE
IV DISEÑO E
INGENIERÍA
NAVAL

11 - 13 DE MARZO DE 2015