

# El buque para carga refrigerada «Antártico» (ex «Castillo Andrade»)

Después de las grandes obras de transformación efectuadas en el vapor "Castillo Andrade" y haber efectuado las pruebas en los últimos días del pasado mes de mayo, entra ahora en servicio con el nombre de "Antártico", para prestar nuevamente servicio en condiciones más beneficiosas en su racional explotación, por haberse mejorado sus características y poseer ahora cualidades superiores a las que tenía.

Este barco, antes "Castillo Andrade", estando atracado al muelle en el puerto de Vigo, sufrió las consecuencias de un considerable incendio, provocado por haberse inundado la bodega número II, que iba cargada con 2.000 toneladas de carburo de calcio, al entrar en ella el agua con la que se había intentado extinguir el incendio que se había producido en la bodega número I, a pesar de haberse tomado, para evitarlo, todas las precauciones posibles. Sobrevino una formidable explosión, que produjo averías de gran importancia que hicieron necesario varar el barco en la playa de Moaña, de la ría de Vigo. Convoyado con otro barco a Bilbao, se procedió a un detenido reconocimiento y un meditado estudio de las reparaciones que hubieran de hacersele.

Las averías eran de tanta envergadura como de importancia las obras que procedía realizar, y entonces se decidió que merecía la pena aprovechar la ocasión para mejorar las condiciones del barco, dotándolo de una gran capacidad para el transporte de carga refrigerada, que es de una necesidad para el abastecimiento nacional. También podía cambiársele la máquina propulsora, con objeto de aumentar la velocidad del barco; variarle las formas, de un barco de más de treinta años de edad, dándole otras líneas más modernas; habilitarle para poder alojar 12 pasajeros, lo que exige insta-

lar alojamientos confortables; cambiar la disposición general del barco, en lo que se refiere a sus cuatro bodegas, de las cuales, las centrales, números II y III se prepararían para el transporte de carga refrigerada, y las extremas, números I y IV, se destinarían para carga seca, previendo la necesidad de tomar fletes de carga general para el viaje de Europa a América.

Las obras se han realizado en los astilleros de Sestao de la Sociedad Española de Construcción Naval. Al barco se le ha cambiado la proa, con objeto de mejorar las líneas en esta zona, para disminuir la resistencia a la propulsión; es de tipo moderno, con la roda lanzada. La popa también se ha cambiado por una de crucero; tanto la proa como la popa son de construcción prefabricada y se llevaron al barco, después de su construcción en la grada, mediante una grúa flotante de 100 toneladas, aprovechando la estancia del barco en dique, para colocársela.

Ha sido necesario aumentar dos metros la eslora entre perpendiculares, que antes era de 115,97 metros y ahora tiene 117,48; las otras dimensiones siguen siendo las mismas.

Manga, 14,63 m.

Puntal hasta la cubierta superior, 10,87.

El volumen total de bodegas es de 9.157 m<sup>3</sup>, de los que 4.399 son para carga refrigerada y 4.758 para carga seca.

El aislamiento de las bodegas y entrepuentes está formado por paneles de corcho, cuyo grosor oscila entre 50 y 100 mm., según el lugar donde están colocados. Todo el aislamiento está revestido con doble forro de madera de 25 mm. cada uno.

La maquinaria propulsora consistía antes en una máquina de vapor de triple expansión, con una potencia de 1.400 I. H. P., que proporcio-

naba al barco una velocidad aproximadamente de 10 nudos. Se le ha sustituido por un motor Diesel M. A. N. de simple efecto, cuatro tiempos, directamente reversible, ocho cilindros de 550 milímetros de diámetro y 840 mm. de carrera, con una potencia de 2.200 B. H. P. a 165 r. p. m., con lo cual el buque puede desarrollar 12 nudos en servicio y tener una autonomía de 13.000 millas.

La energía eléctrica necesaria para todos los servicios del barco la suministran dos grupos electrógenos compuestos de un motor Diesel "Constructora Naval-Sulzer" de cuatro tiempos, simple efecto, de 220 mm. de diámetro y 320 mm. de carrera, con una potencia normal de 330 HP., acoplado a una dinamo de 220 Kw. y 220 voltios. Acoplado a esta dinamo, por medio de un embrague, hay un compresor capaz de comprimir 240 m<sup>3</sup> de aire en una hora, a la presión de 30 Kg./cm<sup>2</sup>, que es la necesaria para el arranque de todos los motores Diesel de la instalación.

Para casos de emergencia hay un grupo electrógeno compuesto de un motor Diesel "Constructora Naval" de cuatro tiempos, cuatro cilindros, simple efecto, capaz de desarrollar 40 H. P. a 800 r. p. m. y una dinamo de 25 Kw. y 220 voltios.

Entre la maquinaria auxiliar podemos citar principalmente: un ventilador de sobrealimentación para el motor principal, movido por un motor eléctrico de 120 HP.; un purificador de combustible de 1.500 litros, y otro de la misma capacidad de aceite de lubricación. Bombas eléctricas: de trasiego de combustible, de 40 tons.; de servicio diario de combustible, de 5 tons.; de aceite de lubricación, de 45 tons.; de sentina, de 50 tons.; de servicio general, de 70 tons.; para el servicio de agua salada, de 15 tons., y para el servicio de agua dulce, de 5 tons. Bombas a mano: de combustible, de 4 tons.; de aceite de lubricación, de 4 tons. Bombas de vapor: de lastre, de 70 tons.; de servicios generales; de alimentación de calderas, y botellas de aire para arranque de motores, filtros, evaporador, etcétera.

El vapor necesario para la maquinaria auxiliar, la de cubierta y la calefacción, la proporciona una caldera cilíndrica de llama en retorno, de dos hornos, con dos mecheros para quemar fuel-oil, y una superficie de calefacción de 152 m<sup>2</sup>, que produce vapor a 7 Kg./cm<sup>2</sup>. También se ha montado una caldereta vertical, que aprovecha los gases de escape del motor propulsor durante la navegación, la cual está provista también de un mechero para gas-oil, con una superficie de calefacción de 20 m<sup>2</sup>, que produce vapor a 5 Kg./cm<sup>2</sup>.

La instalación frigorífica para la refrigeración de bodegas es adecuada para el transporte de carga a -14° C de temperatura. El sistema utilizado para

la refrigeración de bodegas es el de serpentines de tubo liso, instalados en las paredes y techos, por los que circula salmuera de cloruro de calcio a una temperatura de -27° C.

La salmuera se enfría en dos enfriadores de tipo multitubular a través de los cuales circula, y el enfriamiento se realiza por evaporación de amoníaco.

Hay tres compresores de amoníaco, con una producción frigorífica cada uno en el régimen de -32° a +35° C, de 57.000 frigorías hora, absorbiendo 51 HP. Está accionado cada uno de ellos por un motor eléctrico de 70 HP., directamente acoplado a su eje. Dos de estos compresores tienen un condensador y evaporador correspondiente, y el tercero se destina como reserva de los dos anteriores.

El circuito de salmuera está formado por serpentines de las bodegas, que tienen aproximadamente 6.600 m. de tubería. La circulación se hace por medio de tres bombas, movidas por motores eléctricos, para un caudal de 36 m<sup>3</sup>/h., de las cuales una es de respeto.

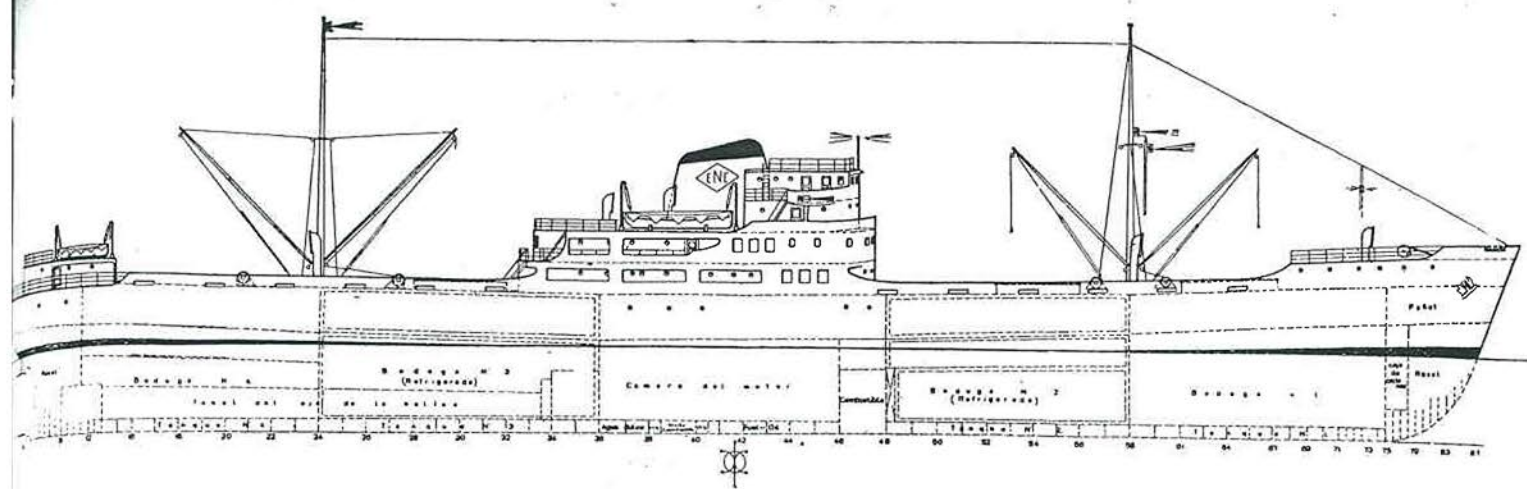
El desescarchado de los serpentines se efectúa haciendo circular la salmuera por un tanque que se calienta por medio de un serpentín de vapor.

Debido al sistema de conexiones, puede hacerse la operación de desescarchado sobre cualquier grupo de serpentines, sin que sea necesario para la instalación frigorífica, ni calentar la salmuera en cuestión, pues los demás grupos de la misma cámara podrían seguir funcionando con salmuera fría.

Debido a la baja temperatura de evaporación del amoníaco y a la temperatura de refrigeración elevada que se ha previsto, los compresores adoptados son del tipo de dos escalones, disponiendo de un refrigerador intermedio de los gases entre las dos etapas de compresión, haciéndose este enfriamiento por medio de expansión de amoníaco.

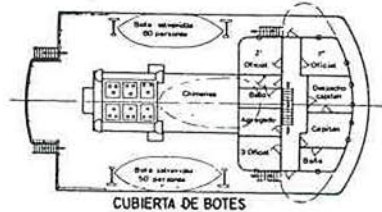
El enfriamiento de los condensadores se hace por medio del agua de mar, para lo cual se han montado dos bombas.

Para evitar las maniobras falsas que pudiera ejecutar el personal que esté al cuidado de la maquinaria frigorífica, y, por otra parte, para prever el caso de que pudiera averiarse alguna de las bombas de circulación de salmuera como de agua, con las consiguientes averías que se producirían por congelación de salmuera en los enfriadores, o por elevación excesiva de la presión en la descarga de los compresores, se ha previsto un sistema de protección automática, formado por presostatos de alta presión en el circuito de amoníaco, presostatos en los circuitos salmuera y agua, y termostatos en la tubería de salmuera; aparatos todos conectados eléctricamente con el mando de los compresores.

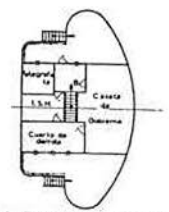


**DIMENSIONES**

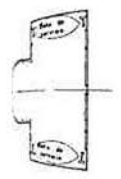
Esora entre perpendiculares	117,480
Manga máxima de trazado	14,53
Manga de trazado en cubierta superior	14,000
Puntal hasta la cubierta superior	10,870
Puntal hasta la cubierta principal	7,520



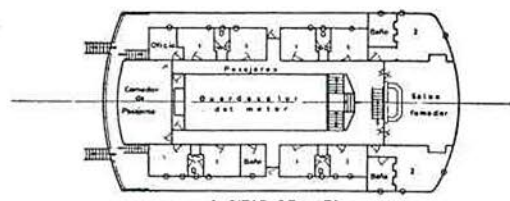
CUBIERTA DE BOTES



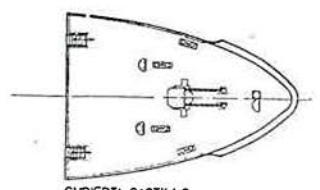
PUENTE DE NAVEGACION



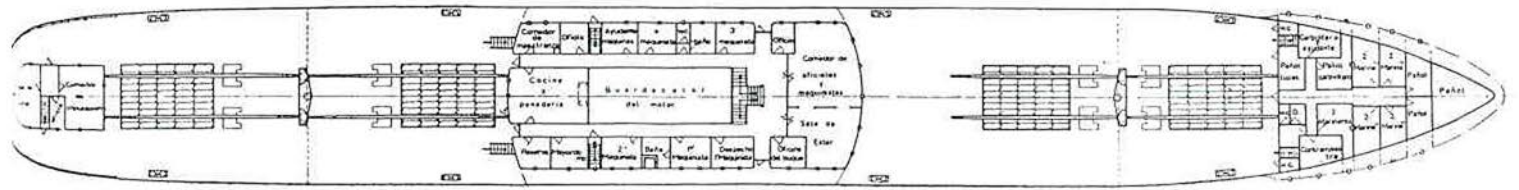
ESO DE LA CASETA



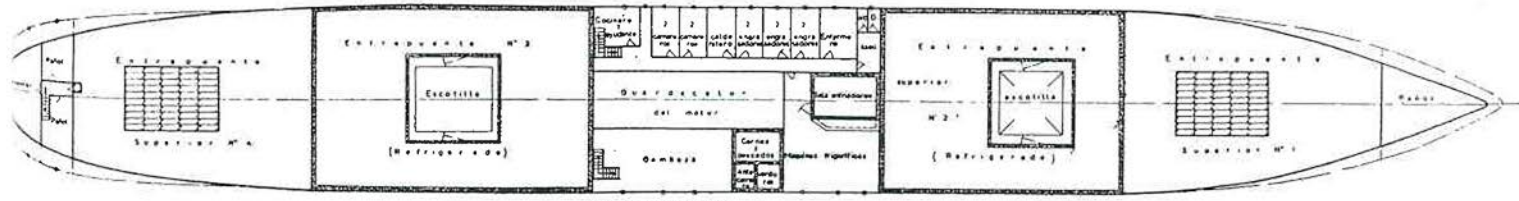
CUBIERTA DE PASEO



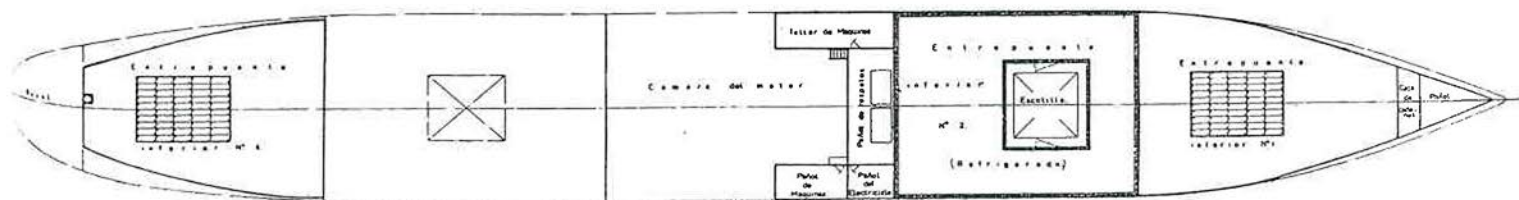
CUBIERTA CASTILLO



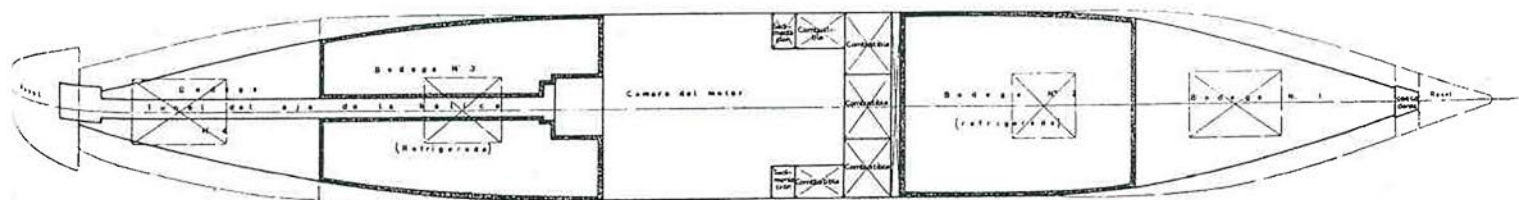
CUBIERTA SUPERIOR



CUBIERTA PRINCIPAL



CUBIERTA BAJA



DOBLE FONDO

Para los alojamientos de los pasajeros y tripulación ha sido necesario, además del espacio situado en la cubierta superior, construir una superestructura central sobre esta cubierta, que contiene las cubiertas de paseo, botes y puente de navegación. La distribución es como sigue:

#### *Cubierta de botes*

En la parte de proa, el alojamiento del capitán, que consta de camarote, despacho y baño, y el camarote del primer oficial. Más a popa y a continuación, los camarotes del segundo y del tercer oficiales, el del agregado, baño y W. C. de oficiales.

#### *Cubierta de paseo*

Está destinado al pasaje. En la parte central, a proa, el salón fumador y un camarote doble a cada banda de éste. Continúa después, lo mismo en la banda de estribor que en la de babor, un baño cuatro camarotes individuales; a babor, otro cuarto de baño, y a estribor, el oficio del comedor, que está situado en la parte de proa.

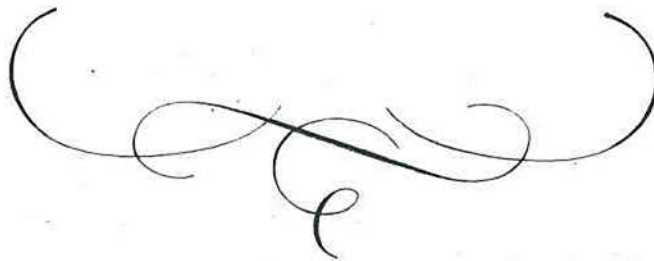
#### *Cubierta superior*

En la parte de proa, el comedor de oficiales y maquinistas y sala de estar. Siguen más a popa y sucesivamente: a estribor, oficial del buque; el departamento del primer maquinista, que, como el del capitán, consta de camarote, despacho y baño; camarote del segundo maquinista, mayordomo y camarote de reserva. A babor, oficio; contiguo al comedor y sucesivamente: camarote del tercer maquinista, baño, W. C., cuarto maquinista, ayudante de máquinas, oficio y comedor de maestranza, y en la parte central de popa de esta cubierta, la cocina y panadería.

Debajo de la cubierta castillo, además de cuatro pañoles, hay a babor tres camarotes dobles a cada banda para marineros, un camarote para el contramaestre, los del carpintero y ayudante y aseo.

A popa, debajo de la toldilla, está el comedor, oficio y sala de estar de la tripulación.

Cubierta principal, en la parte central, donde se levanta la superestructura, entre las bodegas números II y III, hay, a babor, seis camarotes dobles para camareros, engrasadores, cocinero y ayudante, enfermería y aseo. A estribor, la máquina frigorífica y las cámaras para provisiones de carne, pescado y verdura, y la gambuza.



### **INTERESANTES RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE LA INSTALACION FRIGORIFICA DEL BUQUE A MOTOR "ANTARTICO"**

Cada vez las instalaciones frigoríficas de los buques tienen mayor importancia. Con las necesidades alimenticias de los países superpoblados se hace más necesario el transporte y cámaras frigoríficas.

El problema que presenta al Ingeniero Naval una instalación frigorífica a bordo es muy complejo. Es, sin comparación posible, muchísimo más difícil que el de una instalación terrestre, pues sobre ésta presenta los siguientes factores de duda que complican el problema:

1.º La temperatura exterior en un buque no es uniforme; mientras que los fondos y en general la superficie mojada no pasa de 32 a 33° en los trópicos, los costados suelen estar muy calientes y la cubierta por regla general está a temperaturas pavorosas.

2.º Dentro del mismo buque existen fuentes de

calor muy importantes, como son las calderas y maquinaria en general.

3.° La estructura del buque es toda metálica, con refuerzos salientes que precisan unas disposiciones de revestimiento muy juiciosas y cuyo coeficiente de transmisión térmica es elevado.

4.° El valor de la carga refrigerada suele ser extraordinariamente grande y cualquier defecto de la instalación puede producir efectos catastróficos de orden económico. Por eso la seguridad tiene que ser superior a la de cualquier instalación terrestre.

5.° Las condiciones de carga son muy aleatorias. Mientras que en unos puertos, con frigoríficos acreditados, se recibe la carne congelada, por ejemplo, a unos 10°, en otros puede recibirse a 0°, y como el poder calorífico de la carne es 0,7 calorías-kilogramo, resulta que en el segundo caso hay que absorber 7 calorías más por kilogramo de carne y en 1.000 toneladas 7 millones de calorías, que descomponen por completo el cálculo de cualquier instalación frigorífica normal. La manera de hacer la estiba tiene una importancia capital; si se abren todas las escotillas a la vez y se carga por todas las manos posibles, la potencia frigorífica necesaria será muchísimo mayor que en el caso de cargar bodega por bodega y entrepuente por entrepuente abriendo las escotillas solamente en el momento de la carga y concentrando después la mayor circulación de salmuera posible sobre la bodega cargada ya. Una instalación capaz empleando el segundo método suele ser incapaz empleando el primero.

Desgraciadamente, en España hay que reconocer que tenemos poca experiencia en instalaciones frigoríficas; por eso puede ser de utilidad para nuestros lectores la publicación que haremos en otro lugar y número de esta Revista del detalle de las pruebas llevadas a cabo con la instalación frigorífica del buque a motor *Antártico*, primera instalación importante con bandera española.

Sin embargo, queremos anticipar aquí algunos resultados que son de excepcional interés.

Los coeficientes de transmisión teóricos que suelen tomarse al calcular el revestimiento, que pudiéramos llamar normalizado de 12 pulgadas de cor-

cho, varía alrededor de 0,136 calorías-grados-metro cuadrado-hora. Sin embargo, este valor ha resultado en la práctica extraordinariamente pequeño. El valor medido ha sido de 0,286 calorías-grado-metro cuadrado-hora, o sea más del doble del que suele tomarse como base de los cálculos. Afortunadamente en esta instalación, y previendo este resultado, se tomó un coeficiente de seguridad muy grande en el cálculo de la potencia frigorífica necesaria. El revestimiento ha sido hecho con todo cuidado y no cabe achacar a imperfecciones de mano de obra o defectos de material esta enorme diferencia entre los datos teóricos y los resultados obtenidos.

De todas maneras, resulta casi imposible evitar zonas de condensación en el casco de los buques. Así, por ejemplo, en el *Antártico* se observa en el forro exterior en su costado, y precisamente en la unión a éste de la cubierta de entrepuente, sendas zonas de condensación a ambas bandas, y tocando las chapas con la mano se las encuentra francamente frías. Resulta casi imposible impedir el flujo de frío, a través del acero de la cubierta de entrepuente, por muy cuidadoso que se halla hecho el revestimiento de todos los refuerzos del casco. No creemos que estos defectos pudieran desaparecer aumentando el espesor del revestimiento. Esto tiene el enorme inconveniente de reducir el volumen de bodega y al mismo tiempo de aumentar el peso y el precio.

Otra consecuencia interesante es que la prueba de la medición del gradiente de temperatura con la máquina recuperadora parada dice muy poco del aislamiento. En cámaras grandes con mucha capacidad térmica, con gradiente pequeño, el aislamiento puede ser malo; en cambio, cámaras pequeñas con muy poca capacidad térmica, un aislante bueno puede producir un gradiente elevado. Tampoco se tiene en cuenta para hacer estas pruebas las condiciones exteriores. Generalmente la prueba de doce horas suele hacerse empleando la noche, porque no existen los efectos perturbadores del sol; pero de todos modos entendemos que debe normalizarse el desarrollo de todas estas cosas.

Como ya hemos dicho a nuestros lectores, podrán encontrar más detalles e información en el artículo que sobre estas pruebas publicaremos en breve.



# PRUEBAS DE LA INSTALACION FRIGORIFICA DEL BUQUE «ANTARTICO»

P O R

FRANCISCO GARCIA DIAZ

F I S I C O

Ha entrado de nuevo en servicio el buque "Antártico", ex "Castillo Andrade", de la Empresa Nacional "Elcano", después de una importante transformación en casco y maquinaria, y de la habilitación de las bodegas centrales, situadas a popa y a proa de la cámara de máquinas, para el transporte de carne congelada. La descripción general del buque se ha publicado en el número de julio de INGENIERÍA NAVAL y en la *Revista de Información de la Empresa Nacional "Elcano"*, de junio del corriente año.

Se ha desarrollado un programa de pruebas del equipo frigorífico, que permite el análisis del funcionamiento de los elementos instalados y la comparación de las previsiones del proyecto con los resultados en servicio, por lo que creemos de interés su publicación.

La instalación ha sido proyectada para que se pudiese mantener la carga a  $-14^{\circ}$  en los trópicos con un tercio de la capacidad de los compresores, a fin de lograr un gran margen de seguridad y un gradiente de enfriamiento poco corriente en estas instalaciones.

La temperatura  $-14^{\circ}$  está por debajo de la que exigen las sociedades de clasificación ( $-12^{\circ}$ ). Shulters (1) da como buenas las temperaturas comprendidas entre  $-15^{\circ}$  y  $-12^{\circ}$ . Parker (2) indica  $-9,5^{\circ}$  y Gray (3)  $-8^{\circ}$ . La carne congelada se conserva en buen estado du-

rante seis meses por debajo de  $-7^{\circ}$ , según Hein (4) y Augrand (5).

Por las dificultades de aprovisionamiento en el mercado nacional de "Freón", sólo se han estudiado las posibilidades de los medios refrigerantes, anhídrido carbónico y amoníaco. El bajo rendimiento de los equipos con  $\text{CO}_2$  en aguas tropicales, aconseja, teniendo en cuenta las posibles estadías del buque en plazas de nuestra soberanía, el empleo del  $\text{NH}_3$ , pues la cámara independiente disponible para la montura de los compresores, permite instalar un sistema de ventilación que elimine las fugas de gas, muy reducidas en los modernos compresores con nuevos modelos de obturadores. El mejor aprovechamiento de la energía utilizada y la mayor limpieza en los conductos que se obtienen con este gas, no se han considerado como decisivos.

Inicialmente se ha pensado refrigerar las cámaras con aire, que se renovarían seis veces al día, pero las dificultades que puso la sociedad clasificadora a las entradas libres en las bodegas, la intensificación de la oxidación de la carne (6) que entraña este sistema, determinaron la adopción de la refrigeración directa con salmuera y circulación de aire por efectos de la gravedad.

El volumen total de las bodegas es de 5.485

metros cúbicos y la superficie externa, de 2.580 metros cuadrados, con esta distribución:

	m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup>
Entrepunte superior, bodega 3 .....	770	471
Bodega 3 .....	1.690	719
Entrepunte superior, bodega 2 .....	990	583
Entrepunte intermedio, bodega 2 .....	710	158
Bodega 2 .....	1.330	648

El aislamiento de plancha de corcho ha de asegurar, según la práctica corriente, que las pérdidas por transmisión no sean superiores a 12 Cal/m<sup>2</sup>/h. en las condiciones del Trópico, buque navegando. (Temperatura del agua del mar, 30°; ambiente, 38°; superficies expuestas al sol, 45°).

El coeficiente de transmisión del corcho de peso específico 225 kg/m<sup>3</sup> es, según Hisch (7) 0,039 Cal/°C/m/m<sup>2</sup>/h., y resulta para la diferencia de temperatura prevista (36 + 14 = 50), una transmisión de 50 × 0,039 = 1,95 Cal/m/m<sup>2</sup>/h., así que para asegurar una entrada de calor inferior a 12 Cal/m<sup>2</sup>/h. se necesita un espesor de 1,95 : 12 = 0,162 m.

El coeficiente de seguridad que se toma técnicamente para tener en cuenta la imperfección del aislamiento en instalaciones marinas es 1,5, según Parker (8). Con este valor resulta un espesor de 1,5 × 162 = 245 mm. y se ha hecho de 250 mm.

El aislamiento, la madera protectora y los serpentines de refrigeración hacen disminuir la capacidad útil de las bodegas en unos 1.000 m<sup>3</sup>, con lo que el volumen para la estiba de carne se reduce a unos 4.500 m<sup>3</sup>.

El peso específico de estiba de la carne sin embalar es de 480 kg/m<sup>3</sup>, según Parker (9). Para la carne embalada que se trata de transportar da Hütte (10) de 350 a 370 kg/m<sup>3</sup>, así que en máxima carga se podrán transportar 1.400 tons.

PÉRDIDAS DE CALOR POR TRANSMISIÓN.

	Superficie — m <sup>2</sup>	Temperatura — exterior	Transmisión — Cal/h.
<i>Entrepunte S, bodega 3:</i>			
Costados .....	113	45	1.600
Mamparos .....	73	38	910
Techo .....	286	45	4.050
			6.560

	Superficie — m <sup>2</sup>	Temperatura — exterior	Transmisión — Cal/h.
<i>Bodega 3:</i>			
Costados .....	274	30	2.600
Mamparos .....	170	38	2.100
Fondo (túnel) .....	345	30	3.650
			8.350
<i>Entrepunte S, bodega 2:</i>			
Costados .....	148	45	2.080
Mamparos .....	75	38	940
Techo .....	360	45	5.100
			8.120
<i>Entrepunte I, bodega 2:</i>			
Costado .....	114	35	1.390
Mamparos .....	66	38	820
			2.210
<i>Bodega 2:</i>			
Costados .....	206	30	2.150
Mamparos .....	102	38	1.270
Fondo .....	320	30	3.370
			6.790
TOTAL .....	2.652		32.030

SUPERFICIE DE REFRIGERACIÓN EN LAS BODEGAS.

Se toma como coeficiente de transmisión de la tubería de salmuera al aire con circulación por variación de densidad, 6,8 Cal/m<sup>2</sup>/h. para una diferencia de temperatura de 11°, según Parker (11), con un margen de seguridad del 50 por 100. Se utiliza tubo de 1 1/2", con lo que la velocidad de paso de circulación de salmuera es inferior a la crítica 0,4 m/seg. (12) (13).

Transmisión 6,8 × 11 : 1,5 ..... 50 cal/m<sup>2</sup>/h.  
Superficie de refrigeración 32.000 : 50 ... 640 m<sup>2</sup>

Las superficies de refrigeración por cámara, calculadas con esta transmisión y las instaladas en definitiva, son:

	Entrada de calor — Cal.	Superficie calculada — m <sup>2</sup>	Superficie montada — m <sup>2</sup>
Entrepunte S, bodega 3 ...	6.560	131	151
Bodega 3 .....	8.350	167	275
Entrepunte S, bodega 2 ...	8.120	162	156
Entrepunte I, bodega 2 ...	2.210	44	100
Bodega 2 .....	6.790	135	153

En la bodega 3 se aumentó considerablemente la superficie de refrigeración por temor a que, debido a su gran capacidad, la superficie



por m<sup>3</sup> resultase insuficiente; y en el entrepuente intermedio, porque es necesaria cuando no se transporta carga refrigerada en el entrepuente superior.

Para mantener una temperatura de -14° en las cámaras, sin circulación forzada del aire, es necesario mantener la salmuera a -25° y evaporar a -32°. La temperatura de condensación con agua de circulación a 30° debe ser de 35° a 40°.

La capacidad de las bombas de circulación de salmuera con una diferencia de temperatura de 0,5°, para esta condición extrema, debe ser de 70 m<sup>3</sup> a la presión de 3 kg/cm<sup>2</sup>. Dos bombas de 35 m<sup>3</sup> en servicio y una de reserva con motores de 10 CV.

Equivalente mecánico transmitido a la salmuera, $2 \times 0,65 \times 10 \times 632$ .	8.000 Cal/h.
Pérdidas por tuberías y válvulas, $40 \text{ m}^2 \times 120 \text{ Cal/m}^2$	4.800
Capacidad frigorífica necesaria, $32.000 + 8.000 + 4.800$	= 44.800 Frig/h.
Volumen específico del vapor a -32°, 1,09 Kg/cm <sup>2</sup> /ab.	1,08 m <sup>3</sup> /kg.
Calor del vapor	391 Cal/kg.
Presión de condensación correspondiente a 40°	15,9 Kg/cm <sup>2</sup> .
Calor del líquido	145,5 Cal/kg.
Poder refrigerador $391 - 145,5$	= 245,5 Cal/kg.
Rendimiento volumétrico del compresor	0,37
Volumen aspirado por el compresor, $245,5 \times 0,37$	495 m <sup>3</sup> /h.

Después de vencer algunas dificultades se logró la importación de tres compresores Sterne 3WC

$$\frac{10'' \times 6''}{6''}; \frac{254 \times 152,4}{152,4}$$

que tiene un volumen útil de aspiración, con el rendimiento estimado de 515 m<sup>3</sup> a 370 r. p. m., con una velocidad media de émbolo de 1,9 m/seg. (Escher Weys, 2,5 m/seg.; Hall 2,25 m/seg.; Tullgarus 2,7 m/seg.; Barbieri 2,16, para la misma carrera), lo que asegura un funcionamiento sin sobrecarga de velocidad, aunque está muy lejos de satisfacer la fórmula de Horsch (13)  $C \times r. p. m.^2 = 10.000$ , notoriamente anticuada.

La capacidad de cada compresor conforme a las estipulaciones comerciales (-10° + 25°) según la garantía del constructor, es de 155.000 frigorías/hora, o sea, una "ice melting" de 47 tons/veinticuatro horas.

Por la regla práctica  $70 \div 85 \text{ m}^3$  de capacidad bruta de las cámaras por ton. (Parker (14) se necesitan  $5.500 : 70 = 78$  tons.) Esta capacidad ha de cubrirse teniendo un compresor de reserva. Funcionando con dos compresores queda un margen del 20 por 100.

Después de un período de puesta a punto de los elementos de la instalación, se desarrolló el siguiente programa de pruebas:

Comprobación de termómetros y de la concentración de salmuera.

Curva de calentamiento de las bodegas en doce horas.

Enfriamiento con un compresor hasta alcanzar la temperatura estacionaria.

Funcionamiento con un compresor en las condiciones del Trópico.

Funcionamiento con un compresor reduciendo la superficie de refrigeración en las bodegas.

COMPROBACIÓN DE TERMÓMETROS.  
Termómetros de sonda.

	Patrón	ES. 3	Δ t	B. 3	Δ t	ES. 2	Δ t	EI. 2	Δ t	B. 2	Δ t
Temperatura	+ 1,1	0,5	-0,7	0,2	-0,9	1,2	+ 0,1	0	-1,1	0,2	-0,9
Temperatura	16,2	15,6	-0,6	15,3	-0,9	16,4	+ 0,2	15,2	-1,0	15,3	-0,9
Desplazamiento			0,1		0,0		0,1		-0,1		0,0
Corrección		+ 0,7		+ 0,9		- 0,1			+ 1,1		+ 0,9

Termómetros a distancia

	ES. 3	B. 3	ES. 2	ET. 2	B. 2
Temperatura a distancia	-12,7	-14,1	-11,5	-12	-13
Temperatura sonda	-14	-16,1	-14	-16	-16
Temperatura sonda corregida	-13,3	-15,2	-14,1	-14,9	-15,1
Correcciones temperatura a distancia	- 0,6	- 1,1	- 2,6	- 2,9	- 2,1

Las correcciones de los termómetros eléctricos entre  $-8$  y  $+16$  difieren de éstas de 1 a 2°, pero como no es zona que utilizemos, no las tendremos en consideración.

Contenido de sal para congelar a $-28^{\circ}$ .....	32 %.
Margen de salinidad .....	30 %.
Peso específico de la salmuera .....	1,28 Kg/dm <sup>3</sup> .
Calor específico .....	0,68 Cal/kg.

SALMUERA.

Concentración a $15^{\circ}$ .....	31,4° Be.
Contenido en sal .....	41 %.
Temperatura de la congelación .....	$-46,7^{\circ}$ .
Temperatura en el evaporador .....	$-40^{\circ}$ .
Temperatura de la salmuera .....	$-37^{\circ}$ .
Contenido en sal para congelar a $-37^{\circ}$ .....	37 %.
Margen de salinidad mínimo .....	11 %.
Temperatura mínima normal de evaporación .....	$-32^{\circ}$ .
Temperatura mínima normal de salmuera .....	$-28^{\circ}$ .

PRUEBA DEL AISLAMIENTO.

La sociedad clasificadora exige una prueba de calentamiento en doce horas, incomunicadas las cámaras, después de haber tenido funcionando la instalación hasta lograr una temperatura no superior a  $-12^{\circ}$ . La prueba es satisfactoria si el calentamiento medio no pasa de  $6^{\circ}$ .

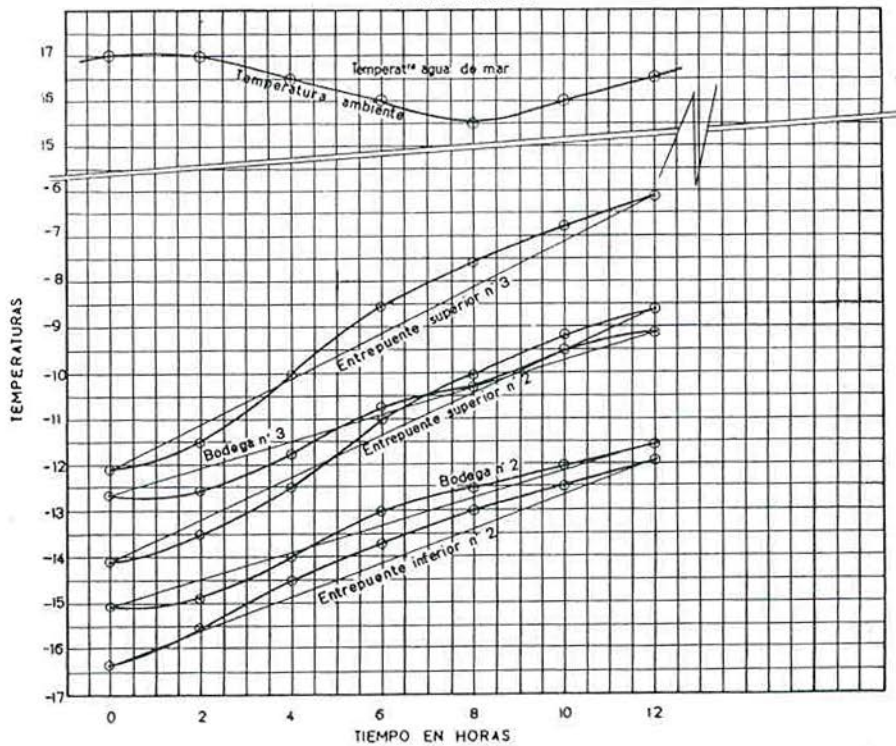
El resultado obtenido es el siguiente:

	ES. 3	B. 3	ES. 2	EI. 2	B. 2
Temperatura inicial .....	12,1	12,6	14,1	16,4	15,1
Temperatura final .....	6,1	9,1	8,6	11,9	11,6
Calentamiento .....	6°	3,5°	5,5°	4,5°	3,5°

Calentamiento medio: 4,6°; 0,383°/h.

En el gráfico de temperatura de las cámaras en función del tiempo se presenta en todas las cámaras la aparente irregularidad de un calentamiento inicial menor que el medio. Se debe a

CURVAS DE CALENTAMIENTO DE BODEGAS B. ANTARTICO



la influencia de la salmuera fría acumulada en los serpentines. El calentamiento está también influenciado por la distribución de la masa de aislamiento, y de las tuberías y accesorios. Esto indica que la prueba tiene un impreciso carácter informativo, pues sólo en el caso con los datos obtenidos de otros buques con igual masa de aislamiento, análoga distribución de superficies de refrigeración, la misma temperatura exterior y se parta de las mismas temperaturas de salmuera, son comparables los resultados.

La influencia de los elementos citados puede apreciarse en el cuadro I.

Para componer el cuadro se ha seguido este método: La masa de hierro y madera se ha sustituido por una capa de corcho de la misma capacidad calorífica; para calcular el calentamiento del aislante, como la temperatura exterior es sensiblemente constante, se ha tomado como incremento medio de la temperatura, mitad del

aumento medido en la cámara. El pequeño error que esto introduce nace de que la capa real no es homogénea. Los restantes pesos son reales. El calentamiento de la salmuera se calcula a partir de la temperatura media inicial — 24° hasta la temperatura medida al iniciar la circulación al final de la prueba. La reducción al Trópico de la transmisión por m<sup>2</sup>, se hace multiplicando la media 12,1 Cal/m<sup>2</sup>/h. que resultó en el cálculo inicial por la relación de los coeficientes de transmisión medidos y el estimado (0,234 Cal/m<sup>2</sup>/°C/h.). El valor real es necesariamente algo mayor porque la transmisión inicial es mayor que la media, a pesar de que por las temperaturas medidas, resulta menor. Que el calor transmitido es aproximadamente el calculado aquí, se comprueba en el ensayo con un compresor hasta alcanzar la temperatura estable.

C U A D R O I

	ES. 3	B. 3	ES. 2	EI. 2	B. 2
Peso del revestimiento. Kg. ....	33.100	39.500	31.000	17.400	38.100
Calentamiento en doce horas. Cal. ....	29.790	20.700	25.500	11.700	25.550
Peso de tuberías y accesorios. Kg. ....	3.870	7.050	4.000	2.560	3.920
Calentamiento en doce horas. Cal. ....	8.550	13.600	8.600	5.200	7.550
Peso de salmuera. Kg. ....	1.140	2.360	1.370	920	1.310
Calentamiento en doce horas. Cal. ....	17.350	31.500	20.180	13.000	17.750
Peso del aire. Kg. ....	850	1.880	1.100	790	1.470
Calentamiento en doce horas. Cal. ....	1.220	1.580	1.450	850	1.280
Calentamiento total en doce horas. Cal. ....	56.910	67.380	55.730	30.750	49.130
Calentamiento horario. Cal. ....	4.740	5.600	4.650	2.560	4.100
Superficie de transmisión. m <sup>2</sup> ....	472	789	583	180	628
Diferencia media de temperatura ....	25,3	26,9	27,4	30,2	29,4
Coefficiente de transmisión. Cal/°C/m <sup>2</sup> /h. ....	0,396	0,264	0,292	0,470	0,222
Relación de incremento del coeficiente ....	1,7	1,12	1,25	2,0	0,95
Transmisión por m <sup>2</sup> . Cal. ....	10,0	7,1	8,0	14,2	6,5
Transmisión para el Trópico. Cal. ....	16,8	13,5	15,0	24,0	11,4

En el cuadro se aprecia la notable influencia de la salmuera contenida en el circuito de refrigeración sobre la variación del calentamiento, pues es del orden del calor acumulado en el revestimiento.

Por el calentamiento medido en el entrepuente intermedio de la bodega 2, que fué inferior al exigido (4,5° y se admite hasta 6°), no se tiene indicio de las malísimas condiciones del aislamiento de esta cámara (24 Cal/m<sup>2</sup> de entrada

de calor contra 12 calculadas), lo que da idea de lo impreciso del método. El valor del coeficiente es anormal; se debe a que las cámaras contiguas están a temperaturas muy altas, y como la superficie a que se refiere el coeficiente es relativamente pequeña, el error de ensayo se acusa mucho.

Se comprueba esto porque la bodega contigua da una pérdida menor que la normal, que refleja, además, la gran influencia de la masa de

aislamiento en la marcha del calentamiento.

Los valores tan altos del coeficiente de transmisión acusan, además de las deficiencias de la mano de obra, la mala calidad del corcho empleado, que no se ha seleccionado debidamente. Es necesario tener esto en cuenta, pero no es suficiente; debe calcularse el aislamiento con un coeficiente de seguridad, 2 en vez de 1,5, como aconseja la Asociación Americana de Transportistas de Refrigerados.

Se deduce de estos resultados que la norma de comprobación de aislamientos no tiene rigor técnico si no se observan las temperaturas exteriores, las de la salmuera acumulada en las bodegas y no se conoce la masa de aislante. Además, deben igualarse la temperatura de las cámaras para comenzar el ensayo.

ENFRIAMIENTO DE UN COMPRESOR.

Con una temperatura en las bodegas de  $-10^{\circ}$  se dejó en funcionamiento un solo compresor. Cuando la temperatura en las cámaras alcanzó unos  $-12^{\circ}$  se fué reduciendo el paso de amoníaco al evaporador, hasta que se inició el aumento de temperatura en el entrepuente superior 2. De las condiciones de funcionamiento en ese momento, observación de las 17,45 en el cuadro II, podemos deducir con aproximación suficiente para la técnica del frío, la capacidad del compresor.

Presión de evaporización (4" de vacío)	0,9 Kg/cm <sup>2</sup> /ab.
Temperatura evaporación .....	$-36,5^{\circ}$ .
Volumen específico del vapor .....	1,302 m <sup>3</sup> /kg.
Calor del vapor .....	389,6 Cal/kg.

C U A D R O I I  
D A T O S D E P R U E B A S .

Observación	Temperaturas				Presiones libs.					
	En. S. 3	B. 3	En. S. 2	EI. 2	B. 2	Salmuera	As.	In.	Cond.	
15,30	$-12,6$	$-14,6$	$-13,6$	$-14,9$	$-15,1$	$-20$	$-17,5$	6	32	115
16,30	$-13,3$	$-15,2$	$-14,1$	$-14,9$	$-15,1$	$-19,5$	$-18,5$	5	30	115
17,45	$-14,2$	$-15,9$	$-13,9$	$-14,9$	$-15,1$	$-19,3$	$-18,7$	4"	17	114
18,05	$-14,6$	$-16,2$	$-14,5$	$-14,9$	$-15,2$	$-21,8$	$-20,5$	7	35	132
18,40	$-14,5$	$-16,2$	$-14,5$	$-14,9$	$-15,2$	$-20,6$	$-19,8$	2	25	115

Calor del líquido (114 lbs/pulg <sup>2</sup> , 9 kg/cm <sup>2</sup> /ab.) .....	123,3 Cal/kg.
Calor por kg. evaporado (389,6 — 123,3) .....	266,3 Cal/kg.
R. p. m. del compresor .....	395
Volumen barrido por los pistones de aspiración .....	548 m <sup>3</sup> /h.
Temperatura del exterior (aire y agua) .....	$\sim 16^{\circ}$ .

Ligeramente inferior al que corresponde a esta presión, según los constructores (0,33); así que el error que supone tomar 34.570 Cal/h. como capacidad del compresor debe ser pequeño y confirme el cálculo de las pérdidas por aislamiento.

Entradas de calor:

Entrepunte S. 3 .....	$472 \times 0,396 \times 30,2 =$	5.640 Cal.
Bodega 3 .....	$789 \times 0,264 \times 31,9 =$	6.750 "
Entrepunte S. 2 .....	$583 \times 0,292 \times 29,9 =$	5.080 "
Entrepunte I. 2 .....	$180 \times 0,470 \times 30,9 =$	2.610 "
Bodega 2 .....	$628 \times 0,222 \times 31,1 =$	4.340 "
Equivalente por tuberías 2 b. salmuera (2 $\times$ 0,65 $\times$ 10 $\times$ 632) .....		8.100 "
Pérdidas por tuberías y válvulas (41 m <sup>2</sup> $\times$ 50 Cal.) .....		2.050 "
<b>Total .....</b>		<b>34.570 "</b>
Rendimiento volumétrico del compresor		
34.570: (548 $\times$ 266,3 : 1,302) .....		0,314

PRUEBAS EN LAS CONDICIONES DEL TRÓPICO.

Se ha intentado hacer funcionar el compresor a la presión de condensación normal en el Trópico, limitando el caudal de agua de circulación; pero cuando la temperatura del agua a la salida era de  $23^{\circ}$  y funcionaba el compresor según los datos de la observación a las 18,05 (cuadro II), hubo necesidad de dar la circulación normal, porque en las condiciones del ensayo no había refrigeración en las camisas de los compresores.

A pesar de lo incompleto de la prueba se pueden deducir algunos datos interesantes.

Presión de evaporación (7 lbs/pulg <sup>2</sup> )	1,528 Kg/cm <sup>2</sup> /ab.
Temperatura correspondiente	— 25,1°.
Volumen específico del vapor	0,78 m <sup>3</sup> /kg.
Calor del vapor	393,5 Cal/kg.
Presión de condensación (132 lbs.)	10,88 kg/cm <sup>2</sup> /ab.
Calor del líquido	128,3 Cal/kg.
Calor por kg. evaporado (393,5 — 128,3)	265,2 Cal/kg.
R. p. m. del compresor	395.
Volumen barrido por los pistones de aspiración	548 m <sup>3</sup> /h.
Temperatura del exterior (aire y agua)	~ 10°.
Entradas de calor, como en la prueba anterior	34.570 Cal/h.
Enfriamiento de salmuera — 19 a — 21,5 (salmuera en circulación 10.400 kg.)	17.700 Cal/h.

CALENTAMIENTO DE LAS CÁMARAS.

*Entrepunte S. 3:*

Incremento horario de temperatura.	1,2°.
Calentamiento del revestimiento	6.000 Cal/h.
Calentamiento de tubos y accesorios.	1.060 Cal/h.
Calentamiento del aire	240 Cal/h.

*Bodega 3:*

Incremento horario de temperatura.	0,9°.
Calentamiento del revestimiento	5.350 Cal/h.
Calentamiento de tubos y accesorios.	1.940 Cal/h.
Calentamiento del aire	510 Cal/h.

*Entrepunte S. 2:*

Incremento horario de temperatura.	1,8°.
Calentamiento del revestimiento	8.350 Cal/h.
Calentamiento de tubos y accesorios.	1.100 Cal/h.
Calentamiento del aire	470 Cal/h.

*Entrepunte In. 2:*

Calentamiento de temperatura y accesorios	700 Cal/h.
---	------------

*Bodega 2:*

Incremento horario de temperatura.	0,3°.
Calentamiento del revestimiento	1.710 Cal/h.
Calentamiento de tubos y accesorios.	1.070 Cal/h.
Calentamiento del aire	90 Cal/h.

Calor total ..... 80.860 Cal/h.

Rendimiento volumétrico del compresor 80.860: (548 × 265,2 : 0,78) = 0,422.

Ligeramente inferior al que corresponde a estas presiones, según el constructor (0,45).

La concordancia de rendimientos en ambas

pruebas sirve de comprobación de los cálculos de las pérdidas de calor. Dentro de las cotas de error que necesita la práctica de la técnica del frío, los resultados pueden considerarse como reflejo de la realidad.

Con esta presión de evaporación en el Trópico tendríamos:

Calor del líquido (38° y 15 kg./ab.)	145 Cal/kg.
Calor de evaporación (395,5 — 145)	248,5 Cal/kg.
Capacidad del compresor, 548 × × 248,5 × 0,42 : 0,78	73.000 Frigo/h.

(Disminuye el rendimiento al aumentar la presión intermedia.)

*Pérdidas por transmisión:*

Entrepunte S. 3.	6.560 × 16,8 : 12,1	9.100 Cal/h.
Bodega 3	8.350 × 13,5 : 12,1	9.300 Cal/h.
Entrepunte S. 2.	8.120 × 15 : 12,1	10.080 Cal/h.
Entrepunte I. 2.	2.210 × 24 : 12,1	4.400 Cal/h.
Bodega 2	6.790 × 11,4 : 12,1	6.450 Cal/h.
Tuberías y válvulas (41 m <sup>2</sup> × 90)	...	3.690 Cal/h.
Pérdidas por equivalente mecánico	...	8.100 Cal/h.
<i>Total de pérdidas</i>	.....	51.120 Cal/h.

Como se habían supuesto unas pérdidas en el Trópico de 44.800 Cal/h., el error por defecto es del 14 por 100, debido al aumento de coeficiente de transmisión del revestimiento, observado. El compresor, en cambio, tiene mayor capacidad que la prevista debido a que puede mantenerse la temperatura en las cámaras con una temperatura de evaporación notablemente inferior a la prevista, 10° en vez de 17°, lo que hace aumentar considerablemente la capacidad frigorífica de los compresores. La diferencia de 10° es normal: las señalan Gray (15) y Shulter (16) como la mínima que debe considerarse. Con los evaporadores sucios y en instalaciones con grandes acumuladores de hielo en las tuberías, los 17° son necesarios. En esta instalación, como no hay renovación de aire, las capas de hielo tendrán poco espesor. Además, se pueden eliminar, por haberse dispuesto un calentador de salmuera.

Se mantiene la temperatura en las cámaras teniendo en función un solo compresor durante diecisiete horas; un período de funcionamiento aún menor que el exigido por la sociedad clasificadora con dos compresores.

Este exceso de capacidad es aparente, pues al recibir la carga, aún funcionando los tres com-

presores, el gradiente de enfriamiento es pequeño, aunque mayor que el corriente en buques destinados al mismo servicio.

PRUEBA CON MENOR SUPERFICIE DE REFRIGERACIÓN.

Superficies eliminadas:

Entrepunte S. 3 .....	19 m²
Bodega 3 .....	23 "
Entrepunte S. 2 .....	19 "
Entrepunte I. 2 .....	16 "
Bodega 2 .....	19 "
Total utilizada .....	759 "
Total instalada .....	835 "

La prueba es satisfactoria en cuanto indica que aunque haya necesidad de eliminar en cada cámara un grupo de serpentines no hay que tomar precauciones especiales. Pero no se desarrolló correctamente, pues debió iniciarse de manera análoga a la primera de las pruebas: ir enfriando las cámaras desde una temperatura alta hasta alcanzar lo de equilibrio, y así podríamos tener dos medidas de la convección y radiación de calor en los serpentines.

Con los datos de la prueba inicial, tendremos:

Convección y radiación por m²	
24.420 Cal : 835 m² .....	= 28,4 Cal/m²/h.
Temperatura media en las cámaras.	14,8°.
Temperatura media de la salmuera.	19°.
Coefficiente de convección y radiación, 28,4 : 4,2 .....	6,8 Cal/°C/m²/h.

El coeficiente 6,8 Cal/°C/m²/h. concuerda bastante bien con los valores que da Parker (11) sin aplicar coeficientes de seguridad. Esto se debe a que la capa de hielo en los serpentines era muy débil. De todas formas, sin otra

prueba que confirme este valor no se puede considerar como definitivo (17).

Como resumen de estas pruebas podemos sacar estas conclusiones:

El método de comprobación de la calidad de los aislamientos por una medida del calentamiento en doce horas, conduce a errores importantes.

Conviene aumentar la vigilancia de la mano de obra y del material empleado en los aislamientos, y calcularlos con un margen de seguridad del 100 por 100.

La regla práctica 70 a 85 m³ por ton. de ice-melting (3.300 frigorías de capacidad normal) proporciona una guía de garantía para el anteproyecto de cámaras para transporte de carne congelada.

BIBLIOGRAFIA

- (1) S. E. SHULTERS: *Modern Marine Refrigeration*. Página 34.
- (2) H. E. PARKER: *Marine Engineering*. Ed. Seward. Volumen II, página 349.
- (3) A. D. GRAY: *Refrigeration in Ship*. Página 62.
- (4) R. HEIN: *Neuere Erkenntnisse ueber das Gefrieren von Lebensmitteln*. V. D. I, 30-III-40, pág. 213.
- (5) R. HEIN: Ob. cit.
- (6) M. HIRSCH: *Die Kaeltemaschine*. Pág. 485.
- (7) H. E. PARKER: Ob. cit. Pág. 340.
- (8) H. E. PARKER: Ob. cit. Pág. 340.
- (9) H. E. PARKER: Ob. cit. Pág. 340.
- (10) HÜETTE: *Manuel del Ingeniero*. T. II, pág. 870.
- (11) H. E. PARKER: Ob. cit. Pág. 340.
- (12) SCHILLER: *Untersuchungen ueber laminare und turbulente Strömunge*. V. D. I. 1922, núm. 248.
- (13) *Neue Aufagaben der Kaeltetechnik*. V. D. I. 16-XI-40, pág. 885.
- (14) H. E. PARKERS Ob. cit. Pág. 350.
- (15) A. D. GRAY: Ob. cit. Pág. 88.
- (16) S. E. SHULTER: Ob. cit. Pág. 51.
- (17) B. F. RABER y F. W. HUTCHINSON: *Refrigeration and air conditioning engineering*. Pág. III.

