U. D. C. 621. 574-135-161

HC形高速単段ターボ冷凍機

Model HC High Speed Single Stage Centrifugal Refrigerating Machine

瀬賀将久* 中山義彦*
Masahisa Sega Yoshihiko Nakayama

要　　旨

高圧冷媒 R-12 を使用した高速単段ターボ冷凍機シリーズを開発し，従来機に比較して大幅な小形軽量化を図った。

性能的にも個々の機器の性能向上により，従来機以上の総合性能を発揮した。本稿では本ターボ冷凍機シリーズの特長および開発の過程で直面した問題について述べる。

1. 緒　　言

一般空気調和用ターボ冷凍機は，国内外の市場競争が激烈であり，小形軽量化の傾向が著しい。従来からターボ冷凍機用冷媒として広く使用されているフロン11(R-11)は比較的低圧冷媒であり，法規的にも高圧ガス取締法の適用を受けず，取扱いにも便利ではあるが，現状レベル以上の大幅な高速小形化は技術的にむずかしいため，より高圧の冷媒使用へと移行する傾向にある。

この傾向にこたえるものとして日立製作所では，高圧冷媒フロン12(R-12)を使用した単段ターボ冷凍機，HC シリーズを開発した。本シリーズは冷凍容量 100 RT～200 RT の範囲を4機種でカバーする。

以下本ターボ冷凍機シリーズの開発の経過と問題点および特長について述べる。

2. 冷媒の選定

一般に冷凍サイクルを P-i 線図上に表わすと図1に示すとおりである。冷凍機の冷凍容量 Q (kcal/h) は蒸発器における冷媒の蒸発潜熱 Δi (kcal/kg) と単位時間あたりの蒸発重量 G (kg/s) の積として表わされ，また単位冷凍容量あたりの理論所要動力 A (kW)は断熱ヘッド H_{ad}(kg•m/kg)と蒸発重量Gの積として表わされる。

すなわち，

（1） 単純1段圧縮冷凍サイクルでは

$$Q=3{,}600\times\Delta i_1\times G_1,\qquad A_1=H_{ad}\times G_1/102$$

（2） 過冷却冷凍サイクルでは

$$Q=3{,}600\times\Delta l_2\times G_2,\qquad A_2=H_{ad}\times G_2/102$$

（3） 2段エコノマイザサイクルでは

$$Q=3{,}600\times\Delta i_3\times G_3,\qquad A_3=H_{ad}\times G_3/102$$

となり同一冷凍容量に対して Δi の大きな冷凍サイクルは蒸発重量 G が小さくてすみ，したがって理論動力が小さい。

一般に，

$$\Delta i_1<\Delta i_2<\Delta i_3$$

であるから，

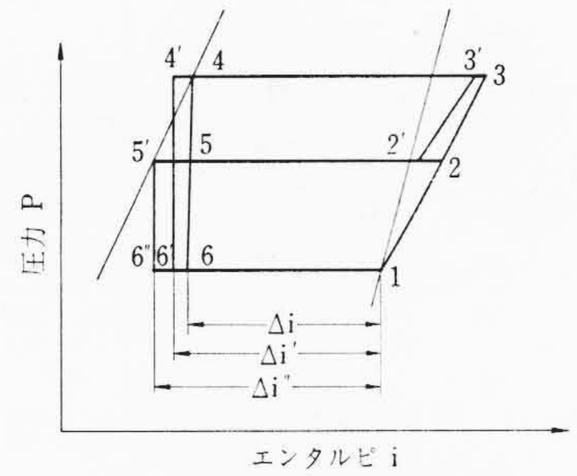
$$A_1>A_2>A_3$$

となる。

本機は空気調和用を主目的とした単段ターボ冷凍機であるため，エコノマイザサイクルは採用できないので，動力軽減策として，凝縮器の過冷却を採用した。

ここで，上述の断熱ヘッド H_{ad}，蒸発潜熱 Δi は冷媒の種類によってきまる冷媒の特性値である。

表1は現在広く知られているフロン系冷媒の特性比較を示したものである。



1-2(2′)-3(3′)　圧　縮
3(3′)-4(4′)　凝　縮
4-5-5′　エコノマイザ（多段のみ）
4-6, 4′-6′, 4-5-5′-6″　断熱膨張
6(6′, 6″)1　蒸　発
単純1段圧縮冷凍サイクル 1-2-3-4-5-6-1
過冷却冷凍サイクル 1-2-3-4′-6′-1
2段エコノマイザサイクル 1-2-2′-3′-4-5-5′-6″-1

図1　冷凍サイクル

これによれば，

（1） 単位冷凍容量あたりの理論動力が小さいのは，

R-11, R21, R113, R-12, R22, R-500, R502 の順となる。

一方，圧縮機の寸法を左右する大きな因子である羽根車外径について考えると，

$$\frac{H_{ad}}{D^2N^2}=\varphi\ (=\text{const}),\qquad N\cdot\frac{V^{1/2}}{H_{ad}^{3/4}}=N_S\ (=\text{const})$$

ここで，D：羽根車外径，N：羽根車回転数，V：吸込風量，φ：圧力係数，N_S：比速度，の関係から冷媒によって必要な羽根車の外径比較を示すと図2のとおりである。

これによれば，

（2） 単位冷凍容量あたりの羽根車の外径の小さいのは，

R-22, R-502, R-500, R-12, R-21, R-114, R-11, R-113 の順となる。

（1）と（2）の条件をともに満足する冷媒が理想的といえるが，これはケミカルエンジニアの分野であり，われわれとしてはよりよい物性の冷媒の出現に期待するほかないわけである。

ところで実際の消費動力 M_0(kW) は理論動力 A(kW) と圧縮機の総合効率 η_{all} によって決まり，理論動力は蒸発器，凝縮器の蒸発温度 T_e，凝縮温度 T_c によって決まる冷媒の物性値である。

$$M_0=\frac{A(T_c,T_e)}{\eta_{all}}$$

T_c：凝　縮　温　度
T_e：蒸　発　温　度

* 日立製作所川崎工場

表1　各種冷媒の特性比較

項目	記号	単位	R-11	R-12	R-21	R-22	R-113	R-114	R-500	R-502
蒸発圧力	P_e	kg/cm² ab	0.410	3.147	0.723	5.241	0.153	0.897	3.692	5.831
凝縮圧力	P_c	kg/cm² ab	1.768	9.795	3.017	15.64	0.796	3.521	11.589	16.965
吸込状態の比体積	v_e	m³/kg	0.403	0.0537	0.305	0.0456	0.799	0.145	0.0574	0.0318
1RTあたりの圧縮機吸込風量	V/RT	m³/min•RT	0.550	0.1034	0.316	0.0640	1.391	0.313	0.089	0.0670
1RTあたりのサイクル循環量	G/RT	kg/min•RT	1.360	1.368	1.033	1.358	1.743	2.160	1.550	2.100
所要断熱ヘッド	H_{ad}	kg•m/kg	2600	2050	3535	2860	2150	2060	2660	1990
1RTあたりの所要理論動力	A_1/RT	kW/RT	0.578	0.625	0.597	0.635	0.61	0.727	0.674	0.683
5℃過冷時の理論動力の減少	A_2/A_1	—	0.978	0.958	0.974	0.959	0.961	0.948	0.955	0.940
エコノマイザーを付けたときの理論動力の減少	A_3/A_1	—	0.952	0.930	0.955	0.931	0.942	0.921	0.961	0.955

（蒸発温度 T_e=0℃，凝縮温度 T_c=40℃）

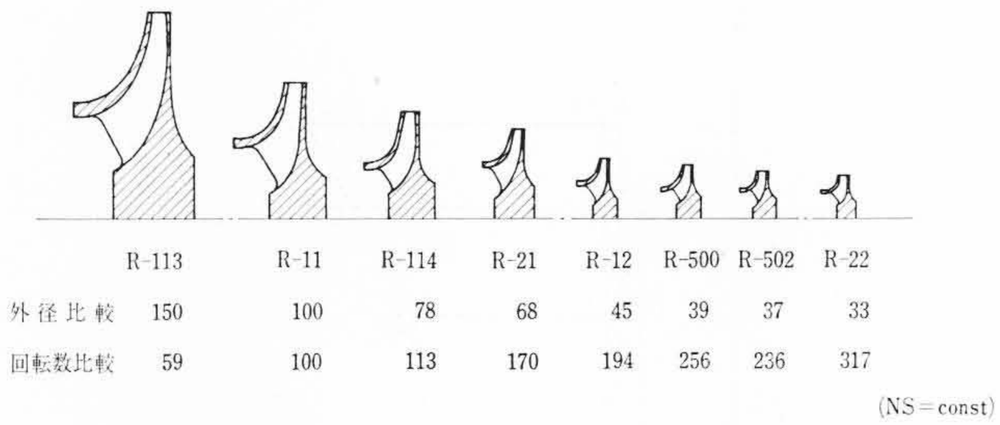


図2　羽根車寸法比較

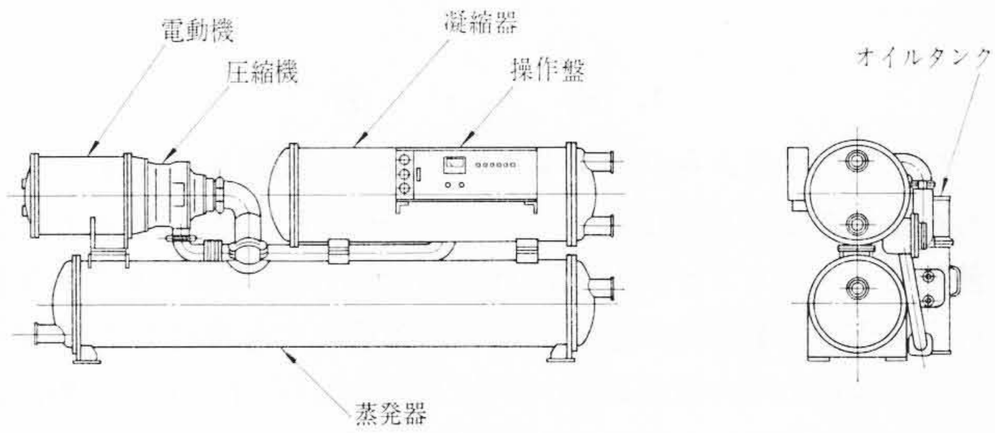


図3　機器配置図

すなわち冷媒の物性から決まってしまう部分と，エンジニアリングできまる部分とがある。

そこで，ある冷媒の理論動力が相対的に他の冷媒より多少大きくとも，上記(2)の条件に代表される，主として小形軽量化に有利な特性を持ったものであれば，エンジニアリングでこれを補うことを考えるべきであろう。

先にも述べたように，現在ターボ冷凍機用冷媒として最も広く使用されている R-11 は(1)の条件にすぐれており，比較的低圧でもあるので取扱いに便利であるが(2)の条件すなわち小形化のためには有利な冷媒とは言いがたい。

本 HC 形ターボ冷凍機に採用した R-12 は(2)の小形化に有利な冷媒であり，圧力も極端に高圧ではないため(1)の不利を，圧縮機の流体効率，機械効率の向上，熱交換器の性能向上によって補い，後述するように従来機に比べて大幅に小形化するとともに従来以上の総合性能を得ることができた。

3. 構造および特長

3.1 全体構成

本機は図3に示すように圧縮機，蒸発器，凝縮器，給油ユニット，操作盤の5主要機器からなり，すべての機器は蒸発器上に積載され完全にユニット化されている。

最近では，ビル施設の集中管理による機械室のスペースの有効活用が叫ばれ，またビルの高層化に伴い，中間階に機械室を設置することも考えられるようになり，冷凍機の高さの制約が大きいことから，図3～5に示すように機器配置に工夫をこらし，従来機に比べて全高を約65%，重量を約75%（日立製作所比）に低減することができた。図5は全体の据付写真である。

3.2 圧縮機

本機は従来の R-11 機に比べて羽根車外径は45%，重量は1/15，回転数は約2倍と文字どおり高速小形化された。このような高速小形化に伴い，従来にない多くの技術的に困難な問題に直面した。問題点の幾つかを取上げると次のとおりである。

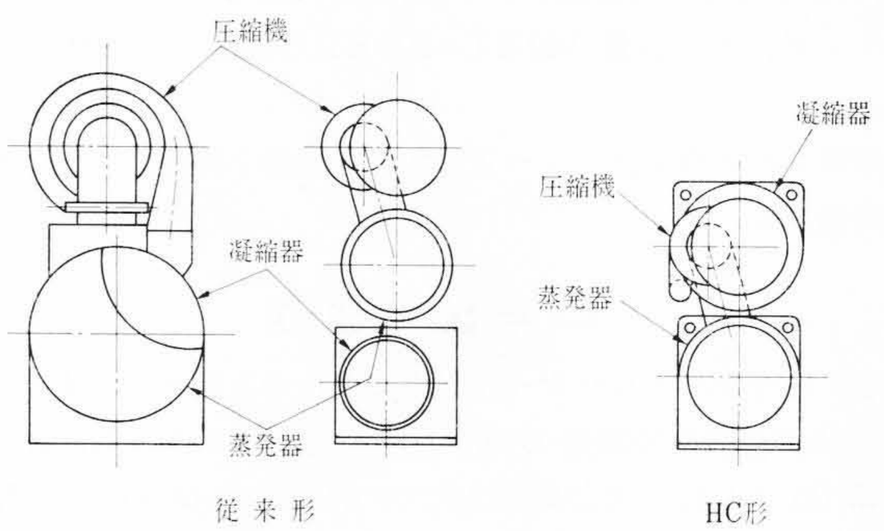


図4　機器配置比較

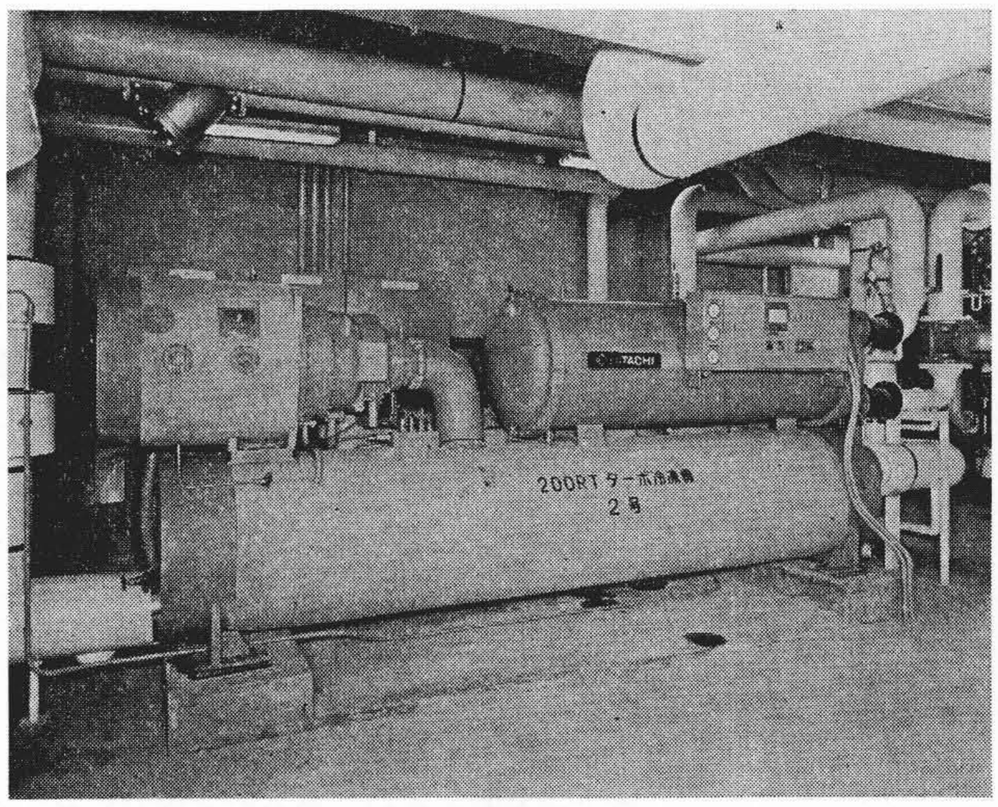
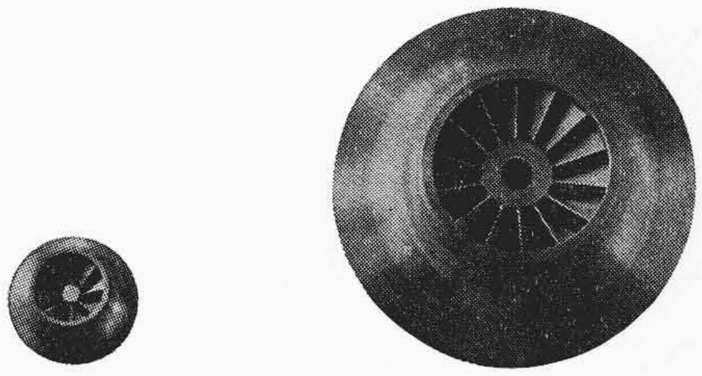


図5　全体据付

(1) 羽根車

羽根厚約1mmの三次元曲面を持つシュラウド付き羽根車であり，日立独自のアルミ精密鋳造技術の開発により，強度，寸法



HC形　　HS形

図6　同一容量の R-11 および R-12 羽根車

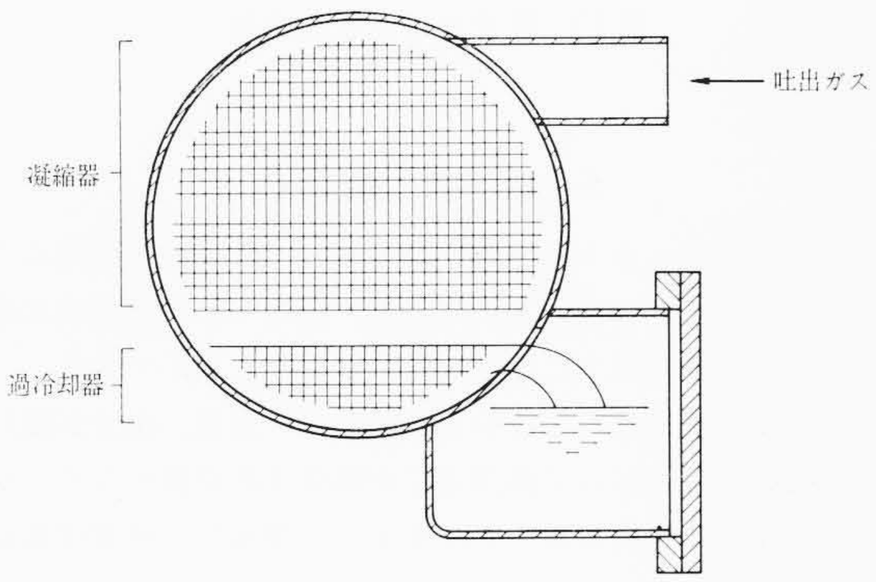


図7　凝縮器および過冷却器

精度とも従来以上のものを完成した。図6は同一容量の R-11 および R-12 用羽根車の外観写真を示したものである。

（2）　軸　　受

圧縮機の軸受については，油みぞ形状，クリアランス，メタル材質などにつき種々基礎実験を重ね P_v 値で従来の3～4倍という飛躍的に高速高負荷軸受を開発した。

（3）　電　動　機

圧縮機の構造簡略化のため，電動機ロータは軸端にオーバハングする構造をとった。そしてロータ重量を極力軽減する必要から，生産性をも考慮してアルミダイキャストロータとした。

（4）　オイルポンプ

圧縮機の各軸受からの排油の戻りを良好にするためオイルタンクは機内で圧力の最も低い圧縮機羽根車吸込口直前に圧力バランスされている。このため冷凍機の起動時にはオイルタンクの急激な圧力低下によりタンク中の油の中に溶け込んでいた冷媒が急激に発泡しオイルポンプに吸い込まれてキャビテーションを生じ，油圧低下とともに騒音を発する。

この対策として本機では，オイルポンプにトロコイド式を採用しポンプアウタロータに特殊なみぞを設け耐キャビテーション性を向上させることができた。

3.3　凝　縮　器

消費動力軽減のため，本機では凝縮器の底部に過冷却器を設けた（実用新案申請中）。

図7に示すように凝縮器底部にセキを設けて凝縮した冷媒をため，これを冷却水で過冷却させる構造をとり約3%の動力軽減ができた。

凝縮器内の伝熱チューブのうち，凝縮に使われるものを L_c，過冷に使われるものを L_s とし，それぞれの熱通過率を K_c, K_s とすれば，一定の K_c, K_s について，理論動力を最小にする L_s/L_c の最適値が存在する。すなわち，

$$\Delta T_C=\frac{H}{K_C \cdot L_C},\quad T_C=\frac{t_{CS}-t_{CO}\log^{-1}\dfrac{t_{CO}-t_{CS}}{2.3\Delta T_C}}{1-\log^{-1}\dfrac{t_{CO}-t_{CS}}{2.3\Delta T_C}}$$

$$C_P \cdot G(T_C-T_S)=K_S \cdot L_S \cdot \Delta T_S,\quad \Delta T_S=\frac{(T_C-t_{CS})-(T_S-t_{Ci})}{2.3\log\dfrac{T_C-t_{CS}}{T_S-t_{Ci}}}$$

ここで，

T_C：凝　縮　温　度　(℃)
ΔT_C：凝縮器の冷媒と冷却水の対数平均温度差　(deg)
K_C：凝縮器の熱通過率　(kcal/m²h℃)
L_C：凝縮器のチューブ伝熱面積　(m²)
H：凝縮器の熱交換量　(kcal/h)
t_{CO}：冷却水の凝縮器出口温度　(℃)
T_S：過冷却液温度　(℃)
ΔT_S：過冷却器の冷媒と冷却水の対数平均温度差　(deg)
K_S：過冷却器の熱通過率　(kcal/m²h℃)
L_S：過冷却器のチューブ伝熱面積　(m²)
G：サイクルの冷媒液循環量　(kg/h)
C_P：冷媒液の比熱
t_{Ci}：冷却水の過冷却器入口温度　(℃)
t_{CS}：冷却水の過冷却器出口温度＝凝縮器入口温度(℃)

なる関係が成り立つ。

また圧縮機の断熱ヘッド H_{ad} は T_C すなわち L_C の関数 $f_1(L_C)$ であり循環量 G は T_C, T_S すなわち L_C, L_S の関数 $f_2(L_C, L_S)$ であるから理論動力 A はこれらの積

$$A=H_{ad}\times G=f_1(L_C)\times f_2(L_C, L_S)$$

で表わされる。

上式を実際に数値計算し，通常の K_C, K_S に対して理論動力 A を最小にする L_S/L_C をもとめると，$L_S/L_C \fallingdotseq 0.15$ となる。

4.　性　　能

4.1　総　合　性　能

表1に示したとおり，従来の冷媒 R-11 と本機の冷媒 R-12 について冷凍トンあたりの理論動力を比較すると，それぞれ 0.578 kW/RT，0.626 kW/RT であり，R-12 の方が約8%大きい。これを補うため圧縮機の羽根車の流体効率，軸受その他回転部分の機械効率，電動機の電気効率および熱交換器の性能など個々の性能向上を図り，従来以上の総合性能を得ることができた。

特に羽根車の流体効率向上については，

（1）　羽根車外径が従来の45%と大幅に小形化したため，先にも述べたとおり羽根厚1mmという三次元曲面を持つ複雑な形状の鋳物としてはほぼ極限に近い薄肉になった。

（2）　羽根車内を流れる冷媒ガスの速度分布について，多くの基礎実験を重ね，最適な速度分布のパターンを見い出し，この結果に基づいて，コンピュータを使って羽根車の最適流体設計を行なった。

などにより，効率および作動範囲ともに満足のゆく羽根車とすることができた。

図8は圧縮機の特性曲線を，図9は容量制御特性を示している。

4.2　騒　音　と　振　動

騒音は従来形に比べて回転数が2倍，しかも高圧冷媒であるため本質的には不利であるが，最大の音源である吐出管に特殊防音材を貼布(てんぷ)することにより従来なみの80～88 phone (Ascale 1 m) まで下げることができた。図10は各部の騒音および振動の測定値を示したものである。

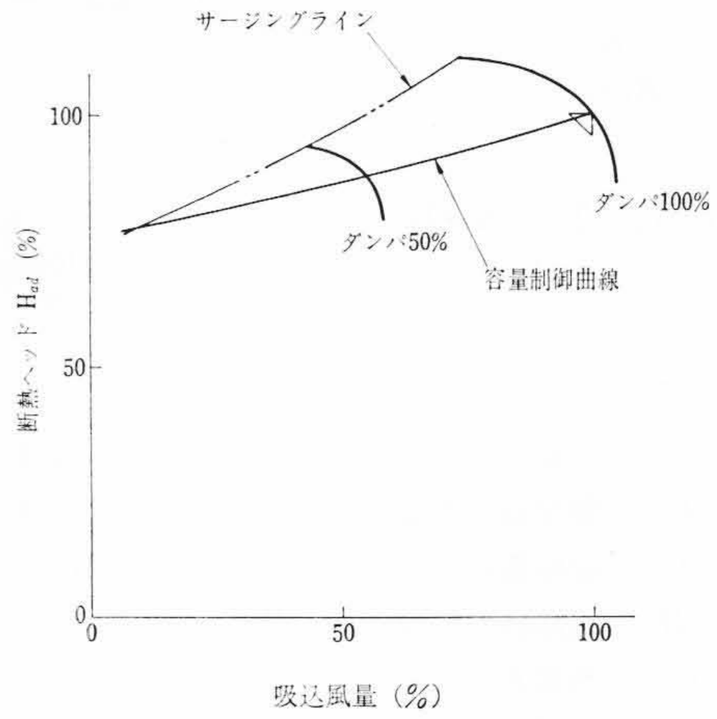


図 8　圧縮機特性曲線

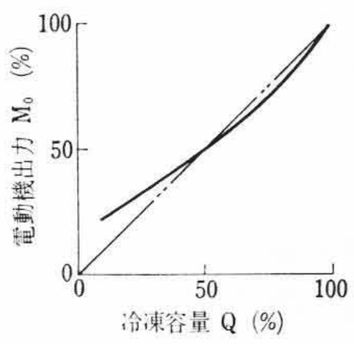


図 9　容量制御特性

振動についても，回転体の絶対重量が小さいため，特に羽根車については，残留アンバランス量をきびしく押え，専用の高性能ダイナミックバランシングマシンにより高精度のダイナミックバランスをとっている。

	A	B	C	D	E	F	G	H
最大振幅 (μ)	8	5	5	6	3	3	4	3

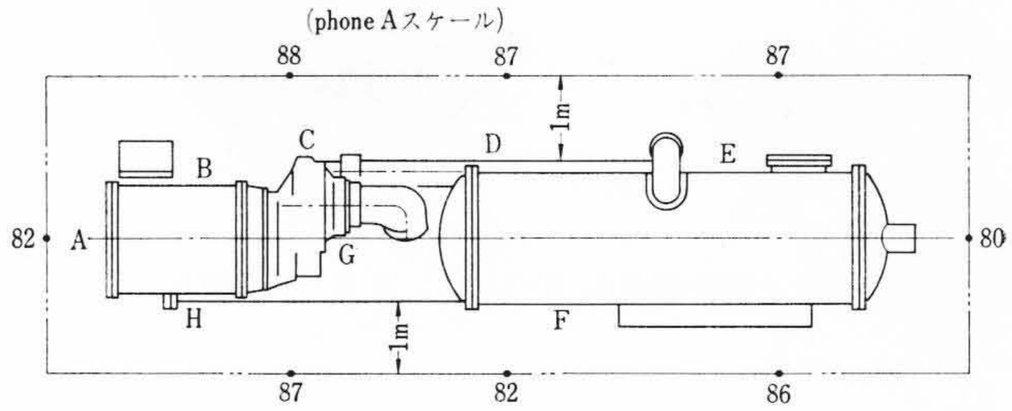


図 10　騒音および振動実測

5. 取 扱，保 守

本機は完全にユニット化され，原則として，工場出荷時に，冷媒，潤滑油を封入して一体搬入されるので，現地では，据付後水配管，電気配線工事のみで直ちに冷房運転にはいることができる。

また，高圧冷媒を使用しているため機内に空気，水分が漏れ込むおそれがない。したがって冷房運転中抽気する必要がなく，シーズンオフにも冷媒は機内に封入したままで，抜出して保管する必要がない。

6. 結　　言

高圧冷媒 R-12 を使用した単段ターボ冷凍機シリーズを開発し，従来機に比べて大幅に小形軽量化した。

本シリーズの開発に伴い，各種機械要素に新技術が開発され，さらに大容量の R-12 単段ターボ冷凍機についても技術的な基礎を確立した。

Vol. 32　　日 立 造 船 技 報　　No. 3

目　　次

■論　　文
- 斜張橋のケーブル定着部付近の応力解析
- 主構造と水平トラス部材で結合した鋼床板床組の研究
- つり橋主塔の制振対策の一試案について
- つり橋架設時の数値計算法
- 骨組構造物の最適設計
- 関門橋主塔工事報告
- 安治川水門の概要
- 団体の水力輸送（第1報）—下水汚泥の流動性に関する研究—
- オリフィスからの流体の流出速度
- 二サイクルディーゼル機関の運転負荷に対する燃焼室壁温度特性
- 波浪中の船体運動の計算に関係する二，三の問題について

……本誌に関する照会は下記に願います……

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町 60　郵便番号 554