

# LNG ボイルオフガス往復圧縮機の開発

村井謙介・名倉見治

機械事業部・回転機技術部

## LNG Boil-off Gas Reciprocating Compressors

Kensuke Murai・Kenji Nagura

To establish a design for LNG boil-off gas compressors that suck ultra-low-temperature, bone-dry gas, tests and FEM analysis were undertaken. Capacity calculations were established and verified through test compressor operation using a CH<sub>4</sub> ultra-low-temperature gas. Test compressor rider ring wear was also measured to predict rider ring life-line. It was found that wear increased 400 to 500 percent when the gas contained hydrocarbon mist. FEM analysis was performed on the cylinder after start up, when the cylinder and the suction piping were warm, and then gradually cooled. These results were then used to design a cylinder for a commercial LNG boil-off gas reciprocating compressor.

まえがき = 液化天然ガスボイルオフガス (LNG BOG) 圧縮機とは、LNG 貯蔵タンク内に外部より侵入する熱のため蒸発する液化ガスを再液化装置、または需要地などのつぎの工程へ通じるパイプラインに圧送する圧縮機である。このボイルオフガスは極低温であるので、そのまま吸込むことにより圧縮動力の節減を図っている。一般の圧縮機とくらべると、

- ・ 外部からの侵入熱が性能に与える影響が大きいこと、
- ・ 起動直後にはシリンダ内の温度が高温から低温へ大きく変化すること、
- ・ 水分の含まれないドライガスであること、
- ・ シリンダへは給油できない (無潤滑) ためピストンリングなどの摺動材にとって、摩耗し易い条件になっていること

など難しい点が多い。

いっぽう、当社では、これまで極低温窒素ボイルオフガス圧縮機 (・155 吸込) やエチレンボイルオフガス圧縮機 (・100 吸込) など低温圧縮機を 40 台以上製作してきた実績がある。また、常温吸込であるが LNG BOG 圧縮機の製作実績もある。これらの経験と実績をふまえ、さらに“極低温 + メタンガス”という点に留意し、極低温吸込のメタンガス圧縮機により実験と検証、および解析をおこなった。本稿ではそれらの結果について報告する。

### 1. 性能予測

#### 1.1 吸込ガス温度

圧縮機の吸込容量は吸込ガスの絶対温度に反比例する。極低温ではわずかな温度上昇により比容積が大幅に変化することになるので、実際にシリンダの中に吸込まれたガスの温度を正確に把握することが圧縮機の吸込容量、軸動力を計算する上で重要である。吸込ガスはシリンダ入口からガス通路部を通り、圧縮室に入るまでの間にシリンダ壁から入熱を受け、温度が上昇する。本文ではこの温度上昇を以下プレヒートと称する。このプレヒート  $T(K)$  は次式で示される。

$$T = h \times A \times T / C_p / M \dots\dots\dots (1)$$

- ここで、 $h$  : 熱伝達率  $W/m^2/K$   
 $(= 0.023 \times Re^{0.8} \times (C_p \times \mu / )^{1/3} \times / d_e)$   
 $A$  : 伝熱面積  $m^2$   
 $T$  : 吸込ガスとシリンダ壁の温度差  $K$   
 $C_p$  : 定圧比熱  $kJ/kg/K$   
 $M$  : 処理量  $kg/s$   
 $Re$  : レイノルズ数  
 $\mu$  : 粘性係数  $Pa \cdot s$   
 $\lambda$  : 熱伝導度  $W/m$   
 $d_e$  : 相当径  $m$

またシリンダ壁の温度  $T_w$  は次式で示される。

$$T_w = Q / A_c / h_c + T_i + C_1 + C_2 \dots\dots\dots (2)$$

- ここで、 $Q$  : 摺動熱  $W$   
 $A_c$  : シリンダ内表面積  $m^2$   
 $h_c$  : 熱伝達率  $W/m^2/K$   
 $(= 2817 \times D^{-0.214} \times (V_p \times P_i)^{0.786} \times T_i^{-0.525})^{1/2}$   
 $D$  : シリンダ内径  $m$   
 $V_p$  : ピストン平均速度  $m/s$   
 $P_i$  : シリンダ内圧  $MPaG$   
 $T_i$  : シリンダ内ガス温度  $K$   
 $C_1, C_2$  : シリンダ形状、サイズによる補正係数

これまでに窒素やエチレンボイルオフガス圧縮機のプレヒート算出方法を確立しているが、メタンボイルオフガスに対する上式による予測精度を検証するため、以下に述べる試験機を製作し確認した。

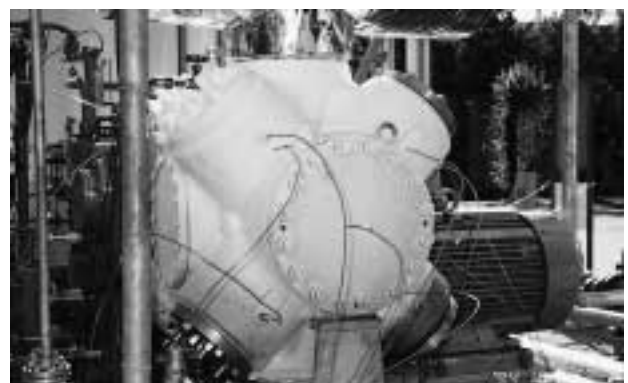
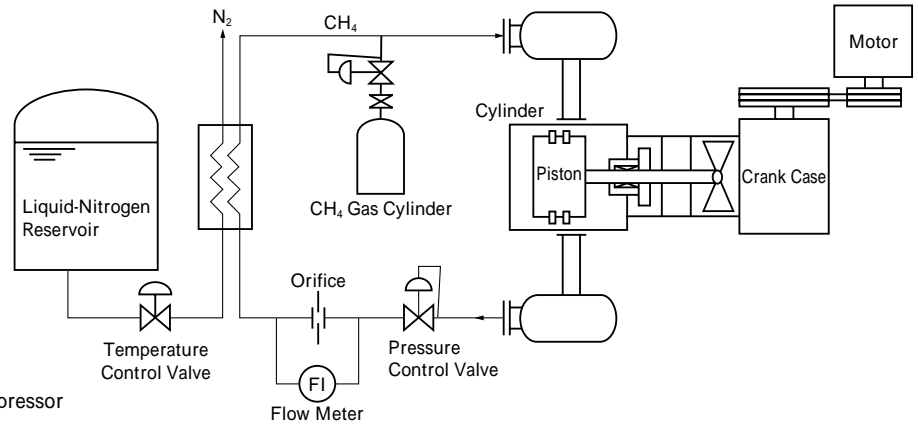


写真 1 試験機外観  
 Photo 1 Out view of test compressor



第1図 試験機系統図  
Fig. 1 Flow diagram of test compressor

第1表 試験機の仕様  
Table 1 Specification of Test Compressor

Model	KB-1/2 (Non-lube Cylinder)	
Cylinder Bore	mm	300
Speed	rpm	680
Piston Speed	m/s	3.4
Disch. Pressure	MPaG	max 0.4
Suction Temperature		-150 ~ 30

## 1.2 試験装置

試験機の外観を写真1にフローダイアグラムを第1図に示す。往復圧縮機（主要諸元を第1表に示す）には実機と同じ構造のシリンダ、ピストンを配し、摺動材（ピストンリング、ライダーリングなど）は実機と同じ環境での試験を可能とした。シリンダの吸込側に循環ガス（本試験では主としてメタンを使用）を極低温（-100 ~ -150）まで冷却するための熱交換器を設け、液体窒素の量を制御しその気化熱を利用し一定の温度に保つ。また吐出圧力の調整は吐出側に設けた圧力調節弁でおこなった。シリンダにはガス通路各部でのガス温度、壁温度を検出するための熱電対を取付けた。

## 1.3 試験結果

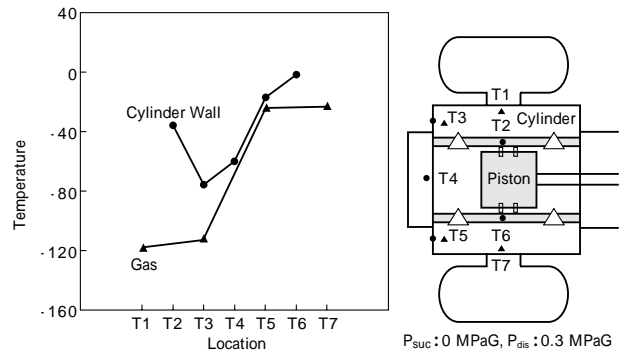
シリンダ内部のガス温度、壁の温度の実測値を第2図に示す。シリンダ入口と吸込弁直前のガス温度を比較すると壁からの入熱で昇温していることがわかる。1.1節によるプレヒートを考慮し計算した処理量と実測の流量の比較を第3図に示す。計算値と実測値が一致した場合の線に対し5%以内のばらつきに収まっており、5%以内の精度で計算できることがわかった。

## 2. 摺動材の摩耗特性

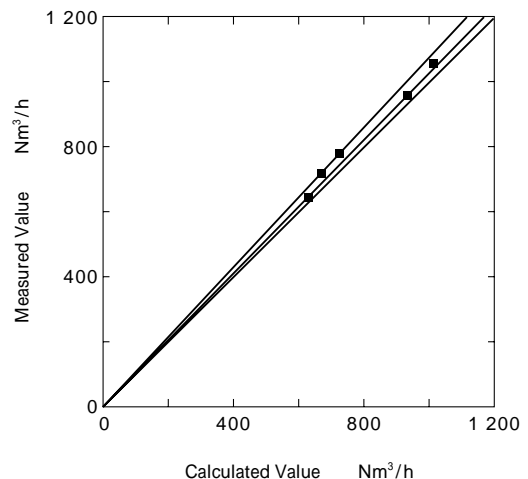
無潤滑タイプの圧縮機においては、ピストンリング、ライダーリング（ピストン重量を支えるリング）などの摺動材の摩耗寿命が問題になることが多い。摺動材の摩耗は圧縮ガスの種類、相手材であるシリンダライナーの材料との組合せに影響されるため、最適な摺動材を選定するために摩耗試験をおこなった。

### 2.1 摩耗試験

一般的には回転するリングまたはプレートに摺動材の試験片を押し付け、摩耗量を測定する方法がとられる。この場合、試験片が実際のリング類にくらべ小さなサイ



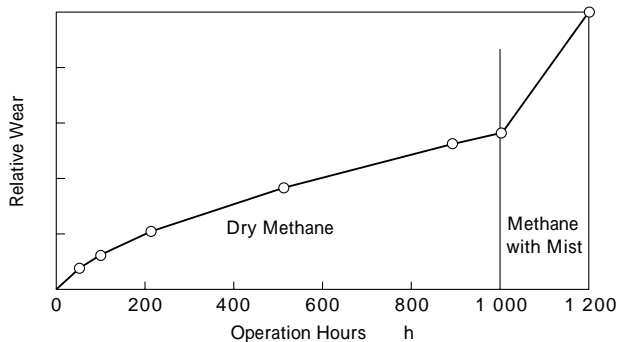
第2図 シリンダ内温度（測定値）  
Fig. 2 Measured temperature of cylinder



第3図 計算流量と測定流量の比較  
Fig. 3 Comparison of capacity between calculated value and measured value

ズ（約1cm角）であること、摺動面が回転するため摺動が一方であること、加速試験により摩耗を促進するため実際より高面圧であること、など実機と異なる点が多く、摺動材の相対比較には有効であるが、えられた摩耗係数（面圧、摺動速度をパラメータとした単位時間当たりの摩耗量）により実機の摺動材の摩耗寿命を予測するのは困難である。そこで、性能予測試験に使用した実際の圧縮機で摩耗を測定した。摩耗量の推移を第4図に示す。0~100時間の間に初期摩耗と見られる比較的速い摩耗があり、その後徐々に減少していることがわかる。このグラフを外挿することで実機の摩耗寿命設計が可能となった。

### 2.2 ミストの影響



第4図 ライダーリング摩耗量  
Fig. 4 Wear curve of rider ring

LNGはメタンを主成分としており、そのほかにエタン、プロパンなどの炭化水素が含まれている。ボイルオフガスは沸点の低いメタンがほぼ100%であるが、一時的に（たとえばタンクにLNGを充填しているときなど）LNG中のエタンなどが液体のままミスト状になってボイルオフガスに混じることが考えられる。ミストセパレータを設けることで、ある程度は除去できるが今回はこれらのミストがシリンダまで到達する場合を想定した試験をおこなった。

この状況を、メタンガスを循環させシリンダ入口にアルコールを滴下する方法で模擬した。滴下は、ある間隔をおきながらおこない、系内のガス量に対する重量割合で約10%の量を数回滴下した。摩耗状況は第4図のグラフの1000～1200時間に相当する。アルコール滴下のない状態に比べ約4～5倍の摩耗がみられ、ミストの影響を定量的に把握することができた。

### 3. シリンダの熱応力

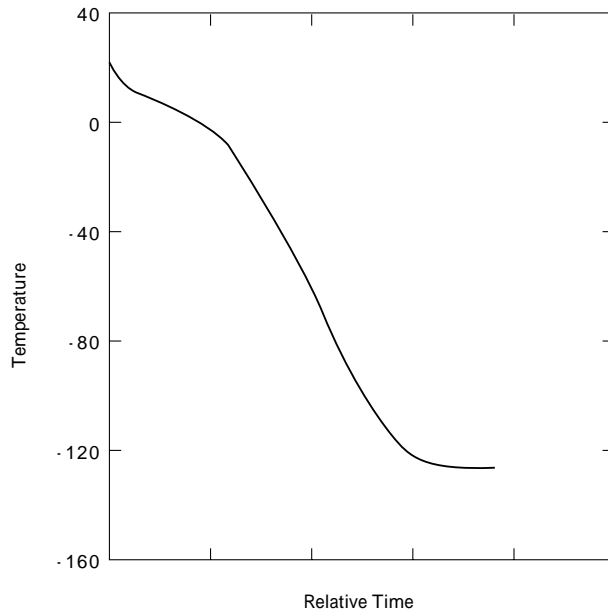
一般の圧縮機では、起動直後も、連続運転中も、吸込ガス温度はほとんど変化しない。しかし、極低温圧縮機では、起動直後から低温ガスを吸込まずに常温ガスを吸込み、その後徐々に吸込ガス温度が低下することがあり、この場合吐出ガス温度が大きく変化し、それによってシリンダ壁の温度分布も大きく変化する。

#### 3.1 常温起動時

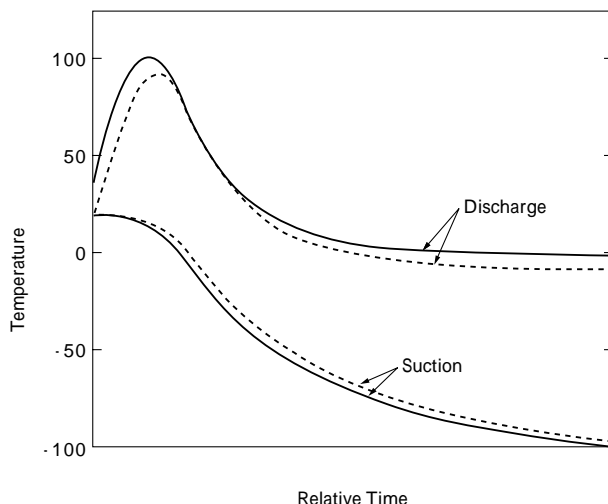
長時間にわたって圧縮機を停止した場合、シリンダおよび吸込配管が常温に戻る。この状態で起動すると、常温となった吸込配管が長い場合は、極低温のボイルオフガスが配管との熱交換によりいったん常温近くまで昇温して圧縮機に吸込まれ、その後時間とともに吸込ガス温度が下がっていく。起動直後のシリンダは常温ガスを吸込むため吐出側は高温になり、吸込ガスが冷えてくるにつれて吐出側の温度は徐々に低くなっていく。この間の温度変化による熱応力の評価をおこなった。

#### 3.2 解析内容

圧縮機は100%負荷運転、シリンダおよび吸込配管は常温、吸込ガスは配管の持つ熱により昇温し、管外径側は保冷材により断熱条件にあると仮定して計算をおこなった。第5図に吸込温度の推移を示す。シリンダ内部のガス温度は以下のように定義し、圧縮室内面にはピストンリング、ライダーリングによる摺動熱を加えた。



第5図 吸込ガス温度（起動時）  
Fig. 5 Calculated suction gas temperature during start up



第6図 シリンダ壁温の時刻歴（常温吸込配管が長い）  
Fig. 6 Temperature of cylinder wall during compressor start up (long ambient temperature suction piping)

吸込側通路部：吸込温度

圧縮室：吸込温度 + 吸込弁での損失動力による昇温 + 断熱圧縮による昇温

吐出側通路部：圧縮室温度 + 吐出弁での損失動力による昇温

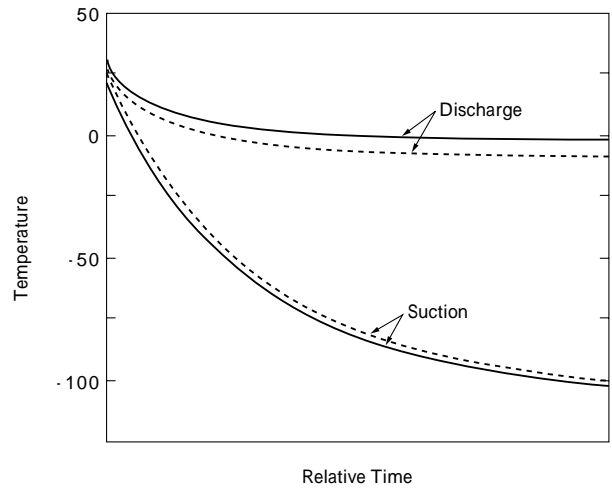
時刻歴に解析したシリンダ各部の温度分布の変化を第6図に示す。また、応力値のコンター図の例を第7図に示す。シリンダ温度は吐出側ではいったん100以上まで上昇した後0以下まで下がっている。比較として常温に戻った配管が短い場合のシリンダ温度分布の変化を第8図に示す。これは、停止期間が短い場合や、隣接に運転中の圧縮機があり、予備機としてスタンバイしている状態からの起動を想定している。このように定常状態のみならず非定常過渡時の熱応力も評価し、後述するLNG BOG圧縮機の極低温シリンダの設計にもちいた。

### 4. 1号機の製作・納入

上述の開発成果を活用し設計製作したLNG BOG圧



第7図 シリンダ応力  
Fig. 7 Mises stress contour of cylinder



第8図 シリンダ壁温の時刻歴（常温吸込配管が短い）  
Fig. 8 Temperature of cylinder wall during compressor start up (short ambient temperature suction piping)



写真2 LNG BOG 圧縮機  
Photo 2 Overview of LNG BOG reciprocating compressor

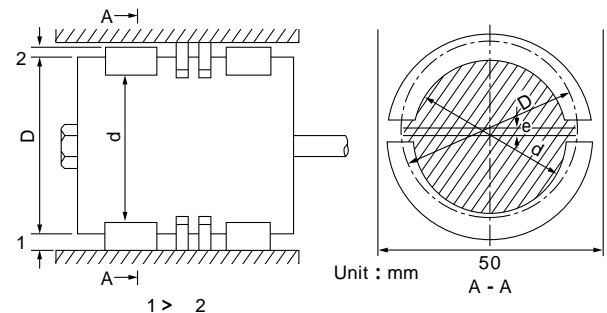
縮機の1号機を1996年にLNG受入基地へ納入し、処理量、軸動力などの性能が要求仕様を満足していることを確認した。以下にその主要諸元を示す。また外観を写真2に示す。

型式 : KM-JM-4/5 水平対向型  
4スロー2段型(無潤滑シリンダ)  
能力 : 処理量 15トン/h  
吐出圧力 1 MPaG

電動機出力 : 1600kW  
吸込温度 : -100 ~ -155

また、この1号機では、ピストン外径とライダリング溝径を偏芯加工し、上下同じ厚みのライダリングを装着したときに、第9図に示すとおり下側の飛び出しが大きくなる構造を採用し、主として下側が摩耗するライダリングの長寿命化を図っている。

むすび=ますます需要が増大するLNG設備の公共性について見るときに今後もよりいっそうの技術開発をおこ



第9図 ピストン断面図<sup>2)</sup>  
Fig. 9 Cross section of piston

ない、信頼性、安全性向上およびコストダウンによって需要家各位の要求に応えるべく努めていく所存である。

参考文献

- 1) 木村逸郎ほか：内燃機関，p.127．丸善株式会社
- 2) 公開特許，平10-281066．