

NAL TR-750

ISSN 0389-0010
UDC 621. 454. 2:
546. 11:
62-762

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-750

液体水素用高速・接触式メカニカルシールの 密封特性に関する研究

野坂正隆・上條謙二郎・鈴木峰男
菊池正孝・宮川行雄

1983年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

第1章 序 論	2
第2章 研究の内容	3
第3章 供試体	6
3.1 供試体の構造と主要設計諸元	6
3.2 シールノーズ部の面ひずみ	9
第4章 実験装置と実験方法	11
4.1 メカニカルシール試験機	11
4.2 急速起動メカニカルシール試験機	12
4.3 液体水素供給設備	13
4.4 供試体の清浄と検査	14
4.5 供試体の組付け方法	15
4.6 実験方法	15
第5章 起動トルクと静的密封特性	15
5.1 まえがき	15
5.2 実験結果と考察	16
5.2.1 密封面の面ひずみ	16
5.2.2 起動トルクに及ぼす面ひずみの影響	19
5.2.3 起動トルク特性	22
5.2.4 静的漏れ特性	23
5.2.5 静的密封性能の安定限界	24
5.3 第5章の結論	25
第6章 摩擦損失動力と動的密封特性	25
6.1 まえがき	25
6.2 実験結果と考察	26
6.2.1 摩擦損失動力	26
6.2.2 動的密封性能の安定限界	29
6.2.3 動的開方力比の考察	30
6.2.4 摺動密封面のすきま量	33
6.3 第6章の結論	33
第7章 摺動密封面のなじみ特性と摩耗	35

7.1	まえがき	35
7.2	実験結果と考察	36
7.2.1	シールノーズ温度となじみ現象	36
7.2.2	密封すきまの形状の影響	40
7.2.3	摩耗特性の安定化	44
7.3	第7章の結論	46
第8章	サーマルクラックの形成と摩耗	47
8.1	まえがき	47
8.2	実験結果と考察	47
8.2.1	硬さと摺動面温度	47
8.2.2	サーマルクラックの形成	52
8.2.3	クロムメッキの摩耗	56
8.3	第8章の結論	61
第9章	総括	62
	参考文献	63
	付録	
付録Ⅰ	起動トルクと静的漏れ量の解析	65
Ⅰ.1	起動トルクの解析	65
Ⅰ.2	静的漏れ量の解析	65
付録Ⅱ	摩擦損失動力の算出方法	66
付録Ⅲ	粘性摩擦損失動力の計算方法	66
付録Ⅳ	密封すきまを流れる漏れ流体の解析	69
Ⅳ.1	主な記号	69
Ⅳ.2	相変化をともなり漏れ流体のモデル	69
Ⅳ.3	従来のモデルとの比較	70
Ⅳ.4	気液二相流れの解析	70
Ⅳ.5	気相流れの解析	72
Ⅳ.6	液相流れの解析	73
Ⅳ.7	開方力の解析	73
Ⅳ.8	計算結果の一例	74
付録Ⅴ	最大摺動面温度の推定方法	75

液体水素用高速・接触式メカニカルシールの 密封特性に関する研究*

野坂正隆** 上條謙二郎** 鈴木峰男***
菊池正孝** 宮川行雄****

Study on Sealing Characteristics of High Speed, Face-Contact Bellows Mechanical Seals for Liquid Hydrogen

By

Masataka NOSAKA, Kenjiro KAMIJO, Mineo SUZUKI
Masataka KIKUCHI, Yukio MIYAKAWA

ABSTRACT

This investigation was carried out in order to develop a high speed, face-contact bellows mechanical seal for a liquid hydrogen turbopump of a liquid oxygen (LOX) and liquid hydrogen (LH₂) rocket engine.

The present report describes the results of experimental and analytical studies on the static and dynamic sealing performance and the wear process of a newly developed mechanical seal for an LH₂ turbopump. The main results obtained in this study are as follows:

- (1) The starting torque and static sealing performance were markedly affected by the change of the stationary seal face distortion, which was caused by fluid pressure and temperature, due to wear. The seal friction loss power fell by a small value after the mechanical seal faces had completely run-in.
- (2) The sealing balance ratio of the mechanical seal, which stabilized the dynamic sealing at high rotative speed, was above 0.77. This high value was due to the large amount of the opening force.
- (3) The high opening force ratio noted in the experiment was well explained by the leakage flow model, in which a liquid phase was assumed

* 昭和57年11月16日 受付

** 角田支所

*** 宇宙研究グループ

**** 元、宇宙研究グループ

to be changed, due to viscous friction, to a gas phase in parallel seal clearance. The opening force ratio increased with the increase of rotative speed and decreased with the increase of the seal clearance.

- (4) The temperature at the rubbing surface of the chromium plate was about 500°C at the initial operating stage, according to the measurement of the chromium plate hardness. Recrystallization also occurred in a part of the chromium plate.
- (5) Thermal cracks, which were formed on the chromium plate sealing surface of the rotating ring, were characteristic of crack edge lifting. The carbon seal face worn by the cracks made the proper seal clearance, which increased the opening force and drastically decreased the load on the rubbing seal surface. This process occurred at the initial operating stage even for a long operation.
- (6) The thermal distortion of the carbon seal surface due to friction heat occurred when the seal nose-piece temperature was above 60 K. This dynamical thermal distortion was prevented by the selection of a sealing balance ratio below 0.82, which allowed the seal surfaces to wear evenly.
- (7) The wear of the seal surfaces was efficiently decreased, even under severe operating conditions, when the proper seal clearance (0.5~0.8μm) was set before the operation.

第1章 序 論

液体酸素・液体水素を推進薬とするロケットエンジンは、推進薬単位質量あたり極めて大きな推進力を有する魅力あるものであるが、これを開発するには、極低温問題を含む様々な難問を克服する必要がある。

推進薬タンクの軽量化に必須なターボポンプは、推進薬を供給するポンプとこれを駆動するガスタービンから構成される。このポンプと駆動側の高温ガスタービン間に設けられる密封装置は、ターボポンプを構成する重要な要素の一つである。特に液体水素ターボポンプは、液体水素の低密度と構造の小型・軽量化のため、液体酸素ターボポンプに比べてかなりの高速回転になる。⁽¹⁾ このため、液体水素を密封するメカニカルシール⁽²⁾の摺動速度は高速になる。さらに、液体水素は極低温で粘度が著しく小さく、⁽³⁾潤滑性能がほとんど期待できないことから、⁽⁴⁾⁽⁵⁾密封端面の摺動条件は極めて厳しくなる。

本研究は、最近わが国で開発中の液酸・液水ロ

ケットエンジン⁽¹⁾の液体水素ターボポンプに用いる液体水素用接触式メカニカルシール⁽²⁾を開発するためになされたものである。

接触式メカニカルシールは、2つの互いに精密加工された静止側のシールリングと回転側のメイトリングの密封端面の接触によって形成される、極めて狭いすきまによって密封流体の漏れを防ぐ。このため、密封面には、漏れを阻止する働きをするすべり接触領域と、密封面の損耗を防ぐ、極めて薄い流体膜による流体潤滑領域が存在する。液体水素は約20Kの極低温液体であり、すべり接触する摺動面の温度の上昇を抑える点で、潤滑条件は有利になる。しかし、粘度は極めて小さく、約27℃の空気とほぼ同じで、流体潤滑効果はほとんど期待できない。さらに、わずかな温度上昇により密封面間の液体水素が気化して、密封面は乾燥摩擦状態になり、著しく摩耗する。密封面が損傷すれば漏れは増大する。また、水素の還元作用によって密封面の酸化膜が除去され、清浄な面があらわれやすくなり、すべ

り接触領域の潤滑条件は一層厳しくなる。⁽⁶⁾⁽⁷⁾ 密封面間の潤滑条件を軽減させるため、流体潤滑領域を過度にすると、液体水素の低粘度により、過大な漏れが生じる。このように、密封面の潤滑状態は密封特性の安定性と密接な関係がある。

密封特性の安定性は、密封流体による密封面間のすきま圧力による力と密封圧力による密封面を押付ける力のバランスに支配される。⁽⁸⁾ 摺動時の密封面の面ひずみや損耗による密封面形状の変化は、漏れ流体の流れの方向の静圧分布を変動させ、すきま圧力による力の増減を生じ、密封特性を不安定にする。⁽⁹⁾ 特に極低温環境では、摺動材料の熱収縮によるひずみや変形のため、密封面に面ひずみが生じやすい。さらに、摺動下での密封端面の温度の不均一性も面ひずみに大きく影響する。また、液体水素の潤滑不良による摺動面の損耗にもなり密封すきまの増大と、漏れ液体水素の気相化にもなりすきま圧力の増加は、密封面上の力のバランスをくずしやすく、その結果、密封特性を一層不安定にする。⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾

このように、高速摺動下で液体水素を安定した状態で密封することは、非常に困難であり、接触式メカニカルシールの密封特性の安定性の解明は重要な問題である。しかし、液体水素を密封する接触式メカニカルシールに関する研究は、シール摺動材に関する基礎的研究⁽⁶⁾とロケットエンジンターボポンプの回転シールに関する解説書⁽¹²⁾がある程度であり、密封特性に関する研究は、著者らの知るかぎり現在まで報告されていない。

本報告は、既に報告した「液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究」⁽²⁾の実験結果をも参考にして、液体水素用高速・接触式メカニカルシールの密封特性を考察した結果を示すものである。

第2章 研究の内容

液体水素用高速メカニカルシールの密封特性の安定性については、接触して摺動する密封面間を離反させようとする開方力(Opening Force)に対して、密封面間を接触させようとする密封力(Closing Force)をいかに適切な大きさに設定するかが重要な点となる。

密封力はメカニカルシールの構造から決まる力で

あり、開方力は相対する密封面間の極めて狭いすきまの圧力によって発生する力である。密封力を高めて密封面の接触を確実にすれば、密封性能は向上する。反面、摺動負荷が増加して、液体水素の厳しい潤滑条件下では密封面の摩耗の増大をもたらす危険性がある。いわゆるシールの耐久性を低下させることになる。一方、シールの耐久性を向上させようとして、密封力を低く設定すれば、密封面の接触が不安定となり、密封性能を劣化させる。粘度と密度が極めて小さいため、液体水素の漏れは相当に大きくなる。

結局、密封性能の安定化と耐久性の向上については、密封面間の極めて狭いすきまで発生する開方力とその変動過程を、適確に把握するという一言につきる。

著者らは、既に報告した「液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究」⁽²⁾において、下記に述べる要因によって密封特性は大きな影響を受けることを、実験的に明らかにした。

- ・ 極低温・加圧液体水素下における密封面の変形による面ひずみの発生。
- ・ 高速運転下における密封面の損耗による面ひずみの解消と回復。
- ・ 高速運転下において密封性能を安定にする、初期荷重(ペローズスプリング力)と流体バランス比で決まる密封力の最適設定。

これらの三項について、以下に概説する。

密封流体の圧力と温度は密封面を変形させ、面ひずみを発生させる。このため、相対する密封面間の接触は平行平面状態ではなくなり、密封すきまを流れる漏れ流体の流れ方向の静圧分布が変動する。これにもなって開方力が増減する。さらに、運転下では密封面が摩耗して、面ひずみは解消されるが、運転の停止や密封圧力の降下に際しては、再び面ひずみが回復する。この時の密封面の面ひずみと形状は、運転前の処女密封面とは異なった様相になる。このように、運転とともに密封面の性状は刻々と変化し、同時に開方力も変動する。

高速運転下では、摩耗によって面ひずみが解消した密封面間には大きな開方力が作用して、接触状態が不安定になる。液体水素の漏れは、間欠的に急増し、過大な量になる。この大きな開方力に対しては、

密封力を高く設定することによって適切な密封面間の接触が得られ、密封性能は安定した。この高速摺動域での開方力の増加は、摩擦発熱によって密封面間の漏れ液体水素が気化して、密封すきまの圧力が上昇するためであると⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾推察した。

以上に述べた実験結果と考察から、必要とする運転条件下における密封特性の安定化は、密封面間の開方力と性状変化を対応させることによって、解明できるものと考えた。

本研究では、液体水素下において高速運転される接触式メカニカルシールの密封特性の安定化を、密封面間の性状変化とそれともなり開方力を調べることによって、解明しようとするものである。極低温である液体水素を密封して、高速摺動する密封面は、極限環境におかれる。このような極限環境における高速メカニカルシールの密封特性の解明の報告は、著者の知る限り現在まで行われていない。

著者は、上で述べた如く、高速運転によって刻々と変化する密封面の性状に対応する開方力の変動過程に注目した。密封力はメカニカルシールの構造から定まる。メカニカルシールの静止時の起動トルクと運転時の摩擦損失動力を測定して、密封力と開方力の差である密封面の負荷を調べることによって、開方力を考察した。この開方力と密封面の形状を対応させて、静止時および運転時におけるメカニカルシールの密封特性の安定化条件を解明した。

本研究における主な研究の内容は、次のとおりである。

- (1) 静止時のメカニカルシールの起動トルク特性と静的漏れ特性を調べ、密封面の摩耗形状から求めた面ひずみと対応させて、起動トルク特性と静的密封性能の安定化条件を明らかにする。
- (2) 高速運転下でのメカニカルシールの摩擦損失動力を測定して密封面の開方力を調べ、運転下での動的密封性能の安定化条件を明らかにする。また密封面間の漏れ流体の粘性摩擦発熱による相変化のモデルを提示して、解析的にも開方力を考察する。
- (3) メカニカルシールの運転初期における密封面間のなじみ過程を調べ、摺動発熱による動的熱ひずみと密封すきまの増加による開方力の変化

が、密封面の摩耗過程に及ぼす影響を明らかにする。

- (4) メカニカルシールの回転側の密封面である、硬質クロムメッキ層に発生するサーマルクラックの形成機構を調べ、密封面間のなじみ初期での摺動面の温度状態とクロムメッキの摩耗の安定化条件について考察する。

まず(1)については、起動トルクの変化と密封面の面ひずみ傾向を対応させて解析することによって、起動トルク特性と密封特性を統一的に解明した。本研究の対象としたメカニカルシールの面ひずみは、運転前には密封面の高圧側が閉じる方向に生じて静的密封性能が向上する。しかし、運転後では面ひずみの解消によって、密封圧力の降下に際しては、逆に密封面の高圧側が開き、漏れが増大する。密封力の設定値によっては、相対する密封面が離反して、起動トルクがなくなり、静的漏れ特性は不安定になる。これらを安定にする密封力の無次元量である密封バランス比を定式化し、実験結果と良い一致を得た。また起動トルク特性を調べることにより、密封面間のなじみ過程を推察できることを明らかにした。起動トルクと密封特性の関係を論じた研究としては、⁽¹⁰⁾ 鷲田がメカニカルシールの密封性能の良否に対して、⁽¹⁰⁾ 起動摩擦係数の変化を示している程度である。

(2)については、メカニカルシールの摩擦損失動力を調べることによって、高速運転域での密封面を冷却するのに必要な液体水素の供給流量や摺動面負荷を明らかにすることができる。メカニカルシールによって発生する摩擦損失動力は、摺動密封面間の摩擦による損失(シール摩擦損失動力)と、回転側の密封円板(メイティングリング)が密封流体と接する面で発生する粘性による損失(粘性摩擦損失動力)が含まれる。密封面間のシール摩擦損失動力は、運転とともに面ひずみが解消されるにともなって運転初期に急激に減少して、最終的に極めて小さな定常値を示すようになる。これは、高速摺動速度下での動摩擦係数が小さいことと、密封面に作用する開方力の無次元量である開方力比が、0.72~0.76と大きく増加して密封バランス比との差が小さくなり、摺動負荷が減少したためである。

この結果、高速運転域では、メイティングリング

で発生する粘性摩擦損失動力が密封面でのシール摩擦損失動力に比べて大きくなる。また、密封バランス比の設定が開方力比に等しくなると、密封面の負荷がなくなり、運転時に多量の漏れが発生する。この時の動的密封性能の安定限界を与える密封バランス比は、0.77であり、シール摩擦損失動力から求めた開方力比に近接することを示した。

高速運転下における高い開方力比の発生は、上で述べた如く、密封面間を流れる液体水素が粘性摩擦発熱によって気化し、漏れ流体の相が液相、気相二相、気相へと変化するためであると考えた。この気相二相の相変化をとまなり密封特性の研究が、通常の水や油を密封するメカニカルシールにおいて、Orcutt⁽¹³⁾や他の研究者⁽¹⁴⁾によって実験的に明らかにされた。この実験の提示により、Hughes⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾らが理論的に解明し、気相二相下での密封性能の不安定性を明確に論じた。またHughesらの理論を拡張した研究が、Lebeck⁽¹⁷⁾によっても行われた。しかし、Nau⁽¹⁸⁾が指摘したように、Hughesらの提示した気相二相のモデルでは実際のメカニカルシールの現象と一致しない面がある。また、相変化をとまなり漏れ流体のモデルに対しては、実験的な確認は行われていない。

特に液体水素のような液化ガス流体は、極めて気化しやすい。密封面間の漏れ流体の気化による密封すきまの圧力の上昇は、密封面に作用する開方力と密封力の力のバランスをくずし、急激な漏れを誘発する。このことは、一般の液化ガス用のメカニカルシールでは良く経験されることである。⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾このため、密封限界を定める密封バランス比の設定は、実験的、経験的に定めているのが現状である。⁽⁹⁾

著者は、Hughes⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾らのモデルやそれを拡張したLebeck⁽¹⁷⁾のモデルでは、気液二相の気相部の流れにおいて気体の状態変化を等温変化と仮定していることに問題があるものと考え、さらに、極めて狭い密封すきまを流れる漏れ流体の相変化は、高速摺動域においては、気液二相にとどまらず、気相状態のみにも進展するものと考えた。

すなわち、気相域の流れの気体の状態変化を摩擦をとまなり非可逆断熱変化と仮定して、流出指数⁽¹⁸⁾を導入した新しい相変化をとまなり流れのモデルを提示した。このモデルの解析は、流れの式とエネル

ギの式を組み合わせを行い、実験結果とかなり良く一致することを確認した。

(3)、(4)については、高速摺動する密封面の形状変化をとまなりなじみ特性と摩耗過程を解明した。

高速摺動下における密封端面の温度とシール摩擦損失動力の関係を調べて、運転初期における密封面間のなじみ過程を明らかにした。すなわち、運転初期においては、密封面の面ひずみや密封面間の密封すきまが少ないために開方力が減少し、摺動負荷の増加によって回転側の密封面の硬質クロムメッキ層にサーマルクラックが発生する。このサーマルクラックは、表面のクラック近傍において盛り上がり、静止側の密封面を損耗させて、適度な密封すきま(0.5~0.8 μm)を形成させる。この密封すきまの形成と相変化にとまなり開方力の増加によって、摺動面負荷が減少し、摺動発熱による密封面の動的熱ひずみが解消されると、密封面の摩耗の進行は停止する。

この結果、密封面間の摩耗は、適度な密封すきまが形成され、動的熱ひずみが解消される初期摩耗域で定まり、長時間運転下において十分な耐久性を与えることを示した。また、動的熱ひずみを与える密封バランス比の限界を、密封すきまと開方力の関係から考察し、実験結果と良い一致を得た。

密封面の潤滑条件は、極低温液体水素中では極めて厳しく、摺動面温度が最高800 $^{\circ}\text{C}$ にも至っていたことを、クロムメッキ層の硬さの減少や組織の再結晶化から明らかにした。この摺動面の温度上昇がメッキ層内に熱応力(圧縮応力)を発生させ、サーマルクラックを形成する。さらにクラックが、メッキ層と下地基板の境まで至る一次クラックと、表面層付近で発生する二次クラックであることを示した。サーマルクラックの形成機構に関する研究は、通常の水や油を密封する密封面を対象にしたものがある程度である。⁽⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾

また、液体水素と液体窒素におけるクロムメッキ摺動面の摩耗状態を比較して、サーマルクラックの盛り上がり現象とクロムメッキの摩耗の相関を調べた。Wisanderら⁽⁶⁾の研究では、液体水素下では液体窒素下と比べて極めて潤滑性が悪いことを指摘している。しかし、液体窒素下での摺動面の摩耗状態は、液体水素下と比べて反対に厳しい状態を示し

た。これが摺動面の温度状態の違いによるサーマルクラックの盛り上がり量の差に関係していることを明らかにした。

すなわち、液体水素温度下では、回転側の摺動材料の熱伝導率は液体窒素温度の時の約1/10まで低下⁽²⁾し、摺動発熱の発散が悪くなるため、摺動面温度は極めて高くなる。このため、サーマルクラックの表面層付近は盛り上がり、摩耗によって密封面間に適度な密封すきまが形成されて開方力が増加する。しかし、液体窒素下では、摺動材料の熱伝導率は常温時の値とほぼ同じであり、⁽²⁾ 摺動発熱の発散が良くなるため、サーマルクラックの盛り上がりが小さい。このため、開方力の増加をもたらす密封すきまが小さく、摺動負荷が大きくなり、密封面の摩耗状態は厳しくなる。

以上の結果から、密封面間に適度な密封すきま(0.5~0.8 μm)を形成した場合、密封面の摩耗を軽減できることを示した。すなわち、あらかじめ運転前に静止側の密封面を損耗させて適度な密封すきまを形成させることにより、液体水素中での急速起動・停止を含む厳しい運転条件下においても、密封面はほとんど摩耗しないことを実験的に確かめた。このことから、密封面のなじみ過程において形成される密封すきまが、接触式メカニカルシールの摩擦・摩耗特性を大きく支配することを指摘した。

第3章 供試体

3.1 供試体の構造と主要設計諸元

供試メカニカルシールの主要設計値を表3.1に示す。各供試メカニカルシールの構造を図3.1、図3.2、図3.3に示す。外観の一例を図3.4に示す。

軸径25mmを対象にした、 $\phi 25$ メカニカルシールは、現在わが国で開発中の液酸・液水ロケットエンジン(LE-5)⁽¹⁾の液体水素ターボポンプの仕様に合わせて試作したものである。このシールは、高速回転下で安定した密封機能を得るため、シールノーズ形式、ダンパ形式、主要設計値は最適な構造と値を採用している⁽²⁾。各供試シールは、溶接ペロー形式である。本形式は、高速回転するメイティングリングの密封面に対する静止側のシールリングの追随性能にすぐれ、高い密封性能を有する。さらに液

体水素の静止側の確実な二次シールが期待できる。また静止側のシールリング系の振動に対する安定化対策に、ペローズ防振用のダンパ⁽²⁾とシールノーズダンパ⁽²⁾を装着している。シールノーズダンパは、図3.3のようにリテーナ外周部をテフロンシートで5等配に囲み、金属製キャップで固定する方法である。このダンパは、急激な回転の上昇、降下時に静止側のシールリングにフラッターリングの防止機構を与え、密封性能を一段と高める。シールリングは硬質カーボンである。メイティングリングは、極低温下での熱ひずみの影響を少なくするため、試験機の主軸と同材質のステンレス鋼(SUS 440C、SUS 420J2、焼入れ硬さHRC=50)を硬質クロムメッキ(厚さ0.1~0.2mm、硬さHV=950kgf/mm²)で被覆したものである。

主要な設計値と構造は、以下に述べることを考慮した。

(1) シールノーズ部の構造

シールノーズは、運転時の密封圧力による圧力変形と極低温下でのカーボンリング材とそれを囲むリテーナ材及びペローズ材の熱収縮量の差による熱変形により、密封面に面ひずみを生じる。わずかな面ひずみでも液体水素の粘度と密度が著しく小さいため、多量の漏れを発生させる。面ひずみを小さくすることと、ひずみ方向を適切にすることが密封性能の安定化の上で最も重要である。

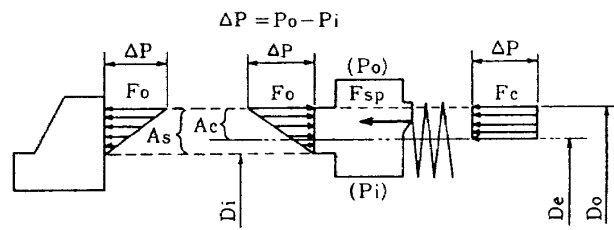
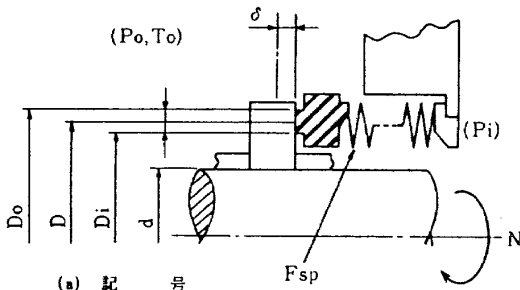
シールノーズの構造を図3.5に示す。図中のタイプⅠのシールノーズの構造は、通常構造であるタイプⅡのものに比べて、面ひずみとひずみ方向が改善されている。タイプⅠの構造は、カーボンリングをコの字型のリテーナで囲み、さらにリテーナとペローズの接合はエンドフィッティングを介して行っている。この構造により、極低温下における熱ひずみが少なくなり、またシールノーズの剛性が高くなるため圧力ひずみも減少する。さらに、加圧時に密封面の外周側(高圧側)を閉じる方向に歪むため、漏れを少なくできる。同じく図中のタイプⅡの構造では、面ひずみはタイプⅠに比べて多くなり、加圧時のひずみ方向は逆になる。このため密封面の高圧側が開いて、運転時に漏れが発生しやすくなる。シールノーズ部の構造と面ひずみの関係は次項で詳し

表 3.1 供試メカニカルシールの主要設計諸元

メカニカルシール名称		φ40 メカニカルシール	φ30 メカニカルシール	φ25 メカニカルシール	設計式
シールノーズ形式		タイプⅠ	タイプⅡ	タイプⅠ	
ダンパ形式		ベローズダンパ	ダンパなし	ベローズダンパ シールノーズダンパ	
密封流体		液体水素	液体水素	液体水素	
Po	シール上流圧力 (ata)	15	15	15	(1)
Pi	シール下流圧力 (ata)	1	1	1	
To	シール流体温度 (K)	25	25	25	
N	回転数 (rpm)	35,000	50,000	50,000	
d	軸径 (mm)	40	30	25	
Do	密封面外径 (mm)	60.8	47.9	45.2	
Di	密封面内径 (mm)	56.3	43.9	41.2	
D	密封面平均径 (mm)	58.5	45.9	43.2	
b	密封面幅 (mm)	2.25	2.0	2.0	
As	密封面面積 (cm ²)	4.12	2.88	2.71	
B	流体バランス比	0.46 ^a ~ 0.71 ^b	0.48 ^a ~ 0.76 ^b	0.60 ^a ~ 0.71 ^b	(3)
Fsp	初期荷重 (kgf)	3.5	3.2	3.0	(6)
Fct	密封力 (kgf)	15.7 ^b	13.7 ^b	11.0 ^b	
Psp	初期面圧 (kgf/cm ²)	0.85	1.1	1.1	(7)
[P]	理論面圧 (kgf/cm ²)	3.8 ^b	4.8 ^b	4.1 ^b	(8)
V	平均シール速度 (m/s)	107	120	113	(9)
[PV]	PV値 (kgf/cm ² ・m/s)	410 ^b	580 ^b	460 ^b	(10)
δ	シールたわみ量 (mm)	1.6	1.3	1.5	
ベローズ山数		16	10.5	17	

a ; ΔP = Po - Pi = 0 kgf/cm²

b ; ΔP = 14 kgf/cm²



$$As = \frac{\pi}{4}(D\delta - D_i^2) \quad (1)$$

$$Ac = \frac{\pi}{4}(D\delta - D_e^2) \quad (2)$$

$$B = \frac{Ac}{As} \quad (3)$$

$$Fc = Ac\Delta P = BA_s\Delta P \quad (4)$$

$$Fo = 0.5As\Delta P \quad (5)$$

$$Fct = Fsp + Fc - Fo = Fsp + As\Delta P(B - 0.5) \quad (6)$$

$$Psp = \frac{Fsp}{As} \quad (7)$$

$$[P] = \frac{Fct}{As} \quad (8)$$

$$V = \frac{\pi DN}{60} \quad (9)$$

$$[PV] = \frac{Fct}{As} \cdot \frac{\pi DN}{60} \quad (10)$$

De : ベローズ有効径
Ac : 流体負荷面積
Fc : 流体荷重
Fo : すきま圧力による力

(c) 主要設計諸式

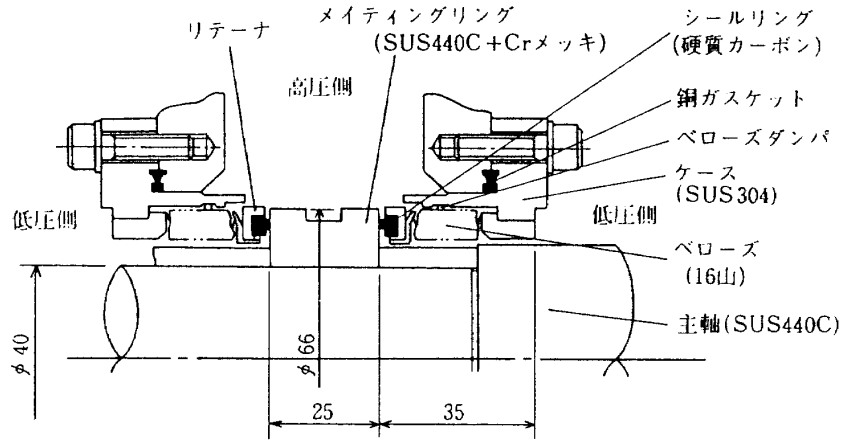


図 3.1 φ40 メカニカルシールの構造

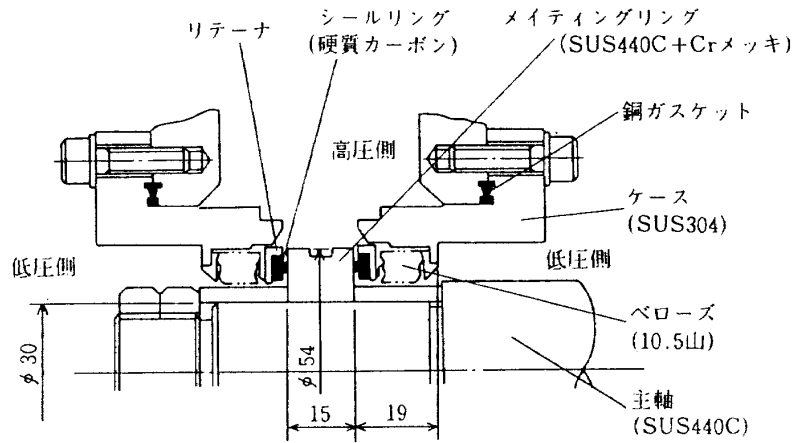


図 3.2 φ30 メカニカルシールの構造

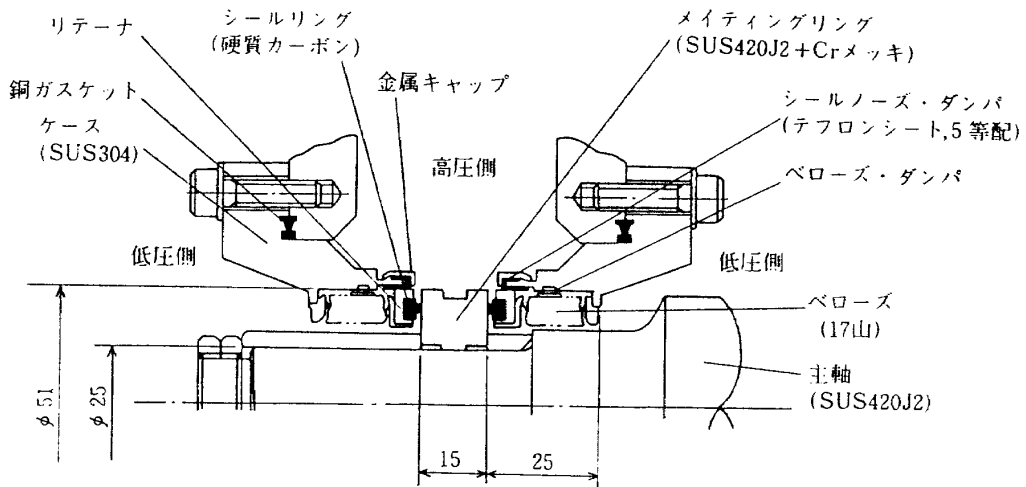
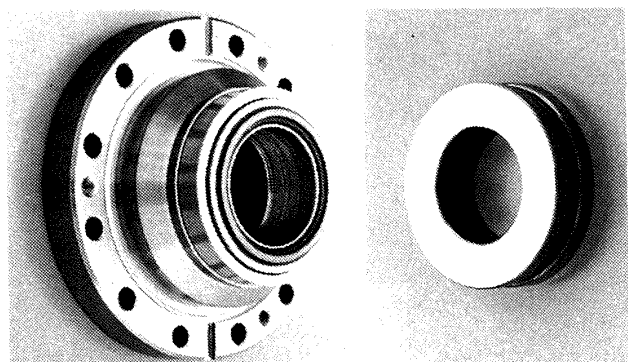
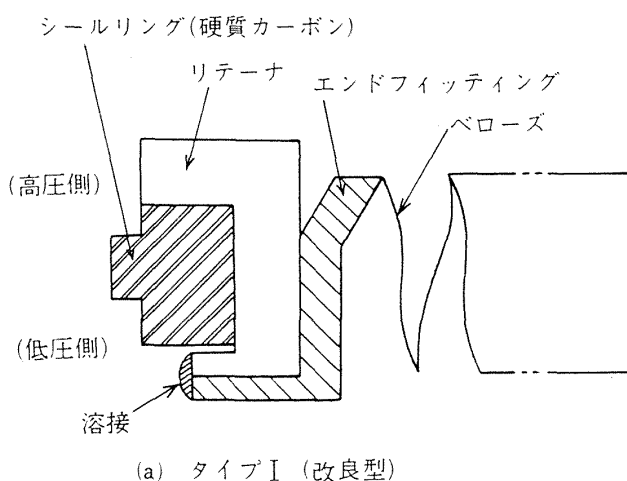


図 3.3 φ25 メカニカルシールの構造

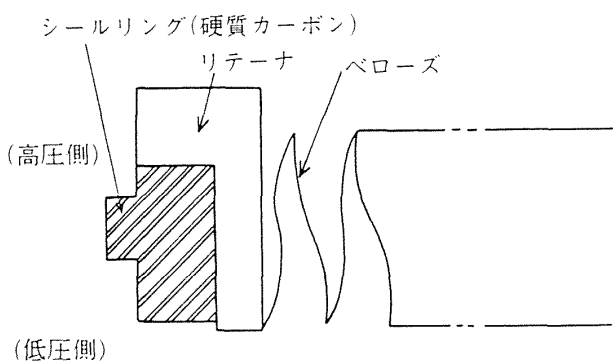


(a) メカニカルシール (b) メインテナンスリング

図 3.4 φ25メカニカルシールとメインテナンスリングの外観



(a) タイプ I (改良型)



(b) タイプ II (従来型)

図 3.5 シールノーズの構造

く述べる。

(2) ベローズの山数とたわみ量

高速回転時のシールノーズの追随性能を高めるため、ベローズの山数を多くし、初期荷重（ベローズのスプリング力）を設定する際のベロー 1 山あたりのたわみ量を少なくした。またベローズのたわみ量

は大きくした。たわみ量を大きくすることは、極低温下での熱収縮やメカニカルシールの組付け時の誤差により、設定たわみ量が変化した場合も、初期荷重の変動を少なくすることができる。

(3) 初期荷重と流体バランス比^(注)

メイティングリングとシールノーズの接触面に作用する、初期荷重と流体バランス比から定まる流体負荷荷重は、メカニカルシールの密封性能に大きく影響する。一般にこれらの値を大きく設定した場合は、密封性能は向上するが、起動トルク、運転時の摺動トルク、摺動面の摩耗が増加する。小さくした場合は、摺動面の負荷は軽減できるが、密封面を押える力が減少する。その結果不安定な漏れを生じやすくなる。安定した密封性能を与える初期荷重は、実験的に求め、初期面圧を 1.1kgf/cm^2 に設定した⁽²⁾。流体バランス比は、ベローズの圧力変形にもなうベローズ有効径の減少によって増加する。密封圧力 $14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ での流体バランス比を 0.71 に設定した⁽²⁾。

3.2 シールノーズ部の面ひずみ

シールノーズ部の構造の相違による面ひずみ傾向の違いを以下で述べる。

(1) 密封圧力下での面ひずみ

密封圧力によるシールノーズの変形を図 3.6 に示す。シールノーズの変形は、密封圧力によって生じるシールノーズ部の図芯まわりの曲げモーメントによって発生する。軸方向の密封面のすきま圧力と流体負荷圧力による力は、バランス型メカニカルシールでは、図芯近くに作用する。このため、軸方向の力による曲げモーメントが小さく、変形に与える影響は小さい。しかし、半径方向の圧力の影響は大きく、特にベローズの外側の圧力⁽¹⁾による力 F_p によって曲げモーメント M_p を生じ、このためシールノーズが大きく変形する。タイプ I のシールノーズの構造は、 F_p がエンドフィッティングで支持されるため、 M_p によるシールノーズの変形が小さくな

(注) 流体バランス比、 B ：密封面の面積 (A_s) に対するベローズ有効径から定まる流体負荷面積 (A_c) の比、 $B = A_c/A_s$ 。密封面を密封する力に寄与する密封流体圧力による力の割合を表している。

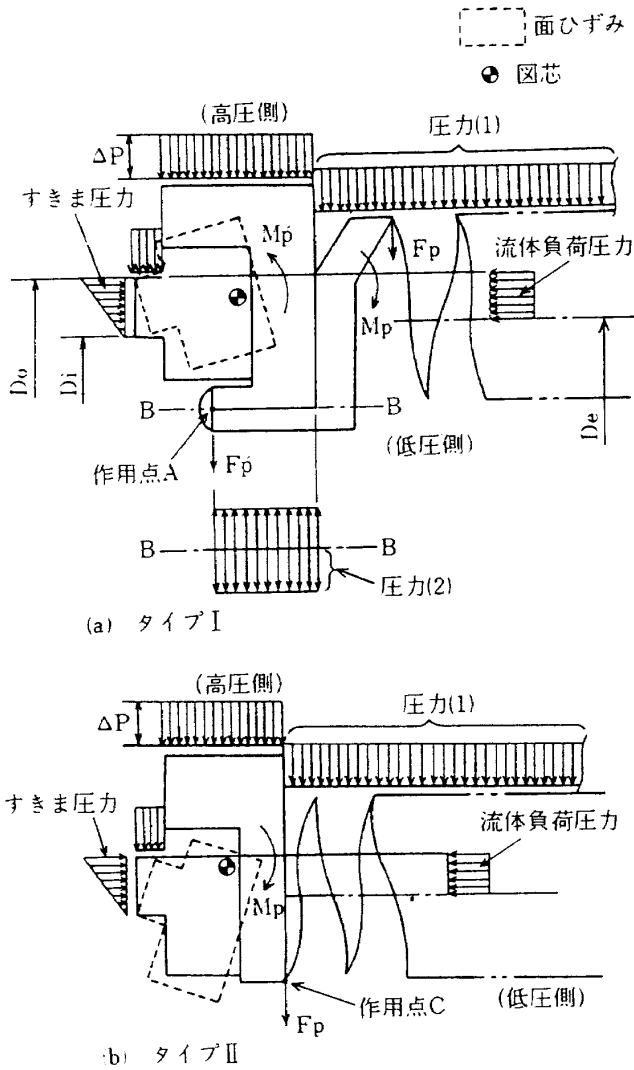


図 3.6 密封圧力によるシールノーズの変形

る。一方、エンドフィッティングとリテーナの間では、圧力(2)による力 F_p' が作用点Aに働く。 F_p' による曲げモーメント M_p' によって密封面の外周側が閉じ、密封性能は向上する。またエンドフィッティングによってシールノーズ部の剛性が高くなることから、タイプIIに比べて面ひずみは少なくなる。タイプIIの構造では、 F_p がリテーナとベローズの接合部の作用点Cに働くため、 M_p が密封面の外周側を開き、漏れが発生しやすくなる。

(2) 極低温下での面ひずみ

極低温下では、シールノーズを構成する材料の熱収縮によって、図3.7に示すように、シールノーズが変形する。カーボンリングとリテーナ間の熱収縮の差により生じる力 F_t は、曲げモーメント M_t を与える。 M_t は、リテーナ材の熱収縮係数をカーボン材と同等にすることで小さくなる。しかし、ペロ

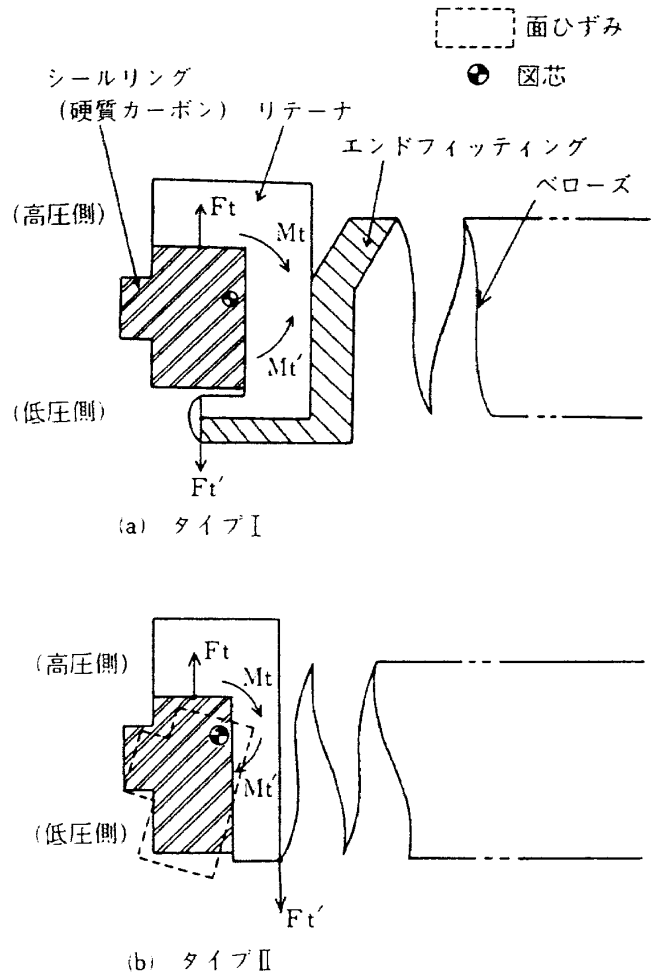


図 3.7 熱収縮によるシールノーズの変形

ーズ材の熱収縮は、リテーナ材よりも相当に大きくベローズ材とリテーナ材の熱収縮の差により生じる力 F_t' が曲げモーメント M_t' を生じる。

タイプIのシールノーズの構造では、エンドフィッティングはベローズと同じ材料であり、 F_t' がエンドフィッティングとリテーナの間で生じる。 M_t' は M_t とは逆の方向に作用して、お互に曲げモーメントは打消し合う。このため、熱ひずみによる面ひずみは軽減される。タイプIIの場合は、 M_t と M_t' が同じ方向に作用して、密封面の外周側を開く方向に働く。このため、タイプIに比べて面ひずみが大きく、密封性能も劣化する。

以上に述べた如く、密封面の面ひずみ方向によって密封性能が変化する。密封面の変形が外周側を閉じる方向に生じるタイプIのシールノーズでは、密封性能が増加する。摺動面の負荷は、面ひずみによって漏れ流体の流れ方向の静圧が減少するため、一時的に厳しくなるが、摩耗によって密封面間が平行

状態になれば、すきま圧力が増加する方向に作用して、負荷は減少する。このため、流体バランス比や初期荷重の設定は、タイプⅡに比べて比較的小さくすることができる。

タイプⅡのシールノーズでは、高圧側である密封面の外周側が開く。その結果、漏れ流体の流れ方向の静圧が増加し、密封面間が押し広げられ、密封性能は劣化する。安定した密封性能を得るため、流体バランス比や初期荷重を高め、密封面を押し付ける力を増加させる。その反面、摺動面の負荷状態は厳しくなる。さらに、摩擦によって密封面が互いに平行状態になると、すきま圧力による力が減少して、摺動面の負荷が一層厳しくなる。

第4章 実験装置と実験方法

4.1 メカニカルシール試験機

メカニカルシールの実験に用いた試験機の構造を、図4.1に、その外観を図4.2に示す。本試験機はガス軸受と空気タービンを用いた主軸系と、真空断熱構造の極低温試験室から成る。特に主軸の支持軸受にガス軸受を使用したことで、油等の潤滑剤による汚染を完全に排除でき、また容易に高速回転が得られる。

試験機は主軸端に取付けられた空気タービン(出力100,000rpmで15.5ps)で駆動する。主軸は2個の軸径70mmの静圧ラジアル軸受で支持され、対向するランナー径110mmの静圧スラストガス軸受で軸方向の位置を定める。極低温試験室とガス軸受の間には、ヘリウムガスでパージするラビリンスシールを設けている。

加圧試験室の密封は、対向する2個の供試メカニカルシールと1個のメイティングリングで行われる。漏れは軸端側の供試メカニカルシール(F側)からの漏れガス流量を測定する。低温漏れガスは熱交換器で常温ガスにして、フロート式流量計(測定範囲0.4~80Nℓ/minGH₂)と、連続測定・記録できるサーマルマス流量計(測定範囲0~300Nℓ/minGH₂)で測定した。タービン側の供試シール(R側)の漏れは逃気した。

メカニカルシールの起動トルクは、タービン側の主軸端にトルク測定用のトルクアームを取付け、起動に要する力をバネばかりで測定して求めた。液体水素の温度は、線径0.2mmのA_u+0.07%F_e対クロメル熱電対で測定した。

本試験機は、第5章での起動トルクと静的密封限界の実験、第6章での摩擦損失動力と動的密封限界

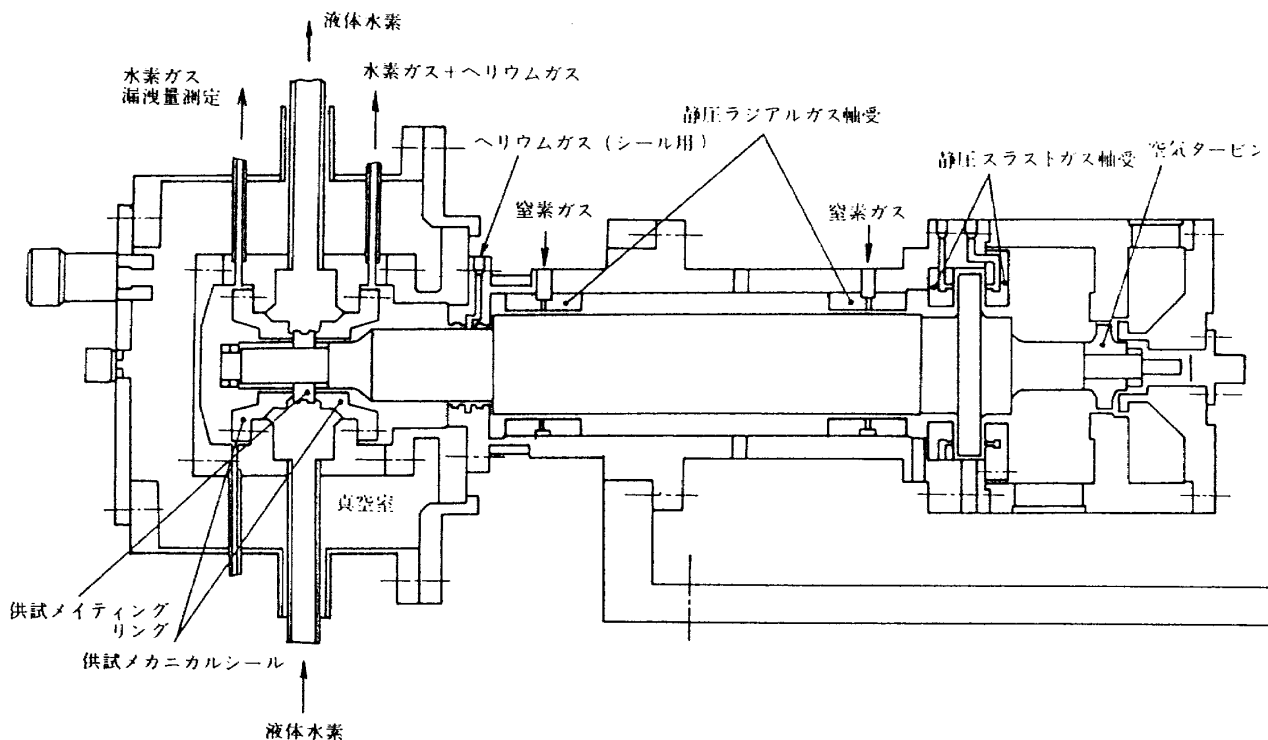


図4.1 メカニカルシール試験機の構造

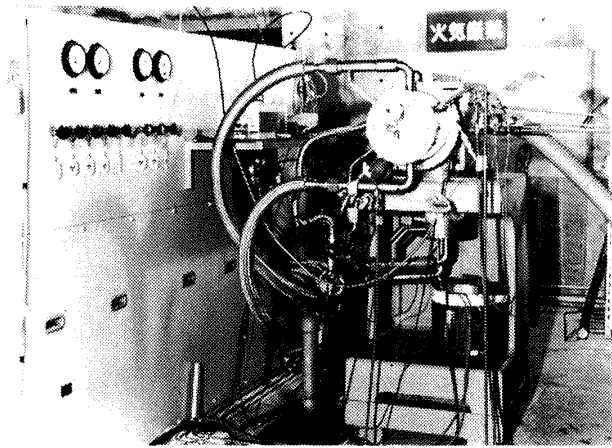
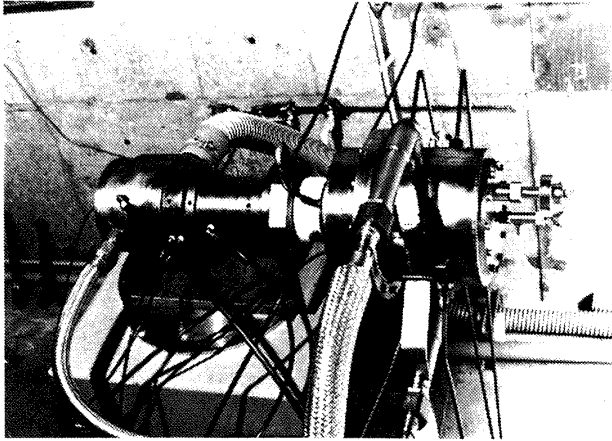


図4.2 メカニカルシール試験機の外観

の実験に主に用い、メカニカルシールの定常運転下での密封特性を調べた。

4.2 急速起動メカニカルシール試験機

急速起動、停止を含む厳しい運転条件下での密封特性を調べるために用いた試験機の構造を、図4.3に示す。その外観を図4.4に、実験直後の試験機の外観を図4.5に示す。

本試験機は、数秒間で定常回転に達する急速加速、あるいはその逆の急速減速の厳しい運転に対して、安定した駆動ができる。主軸系は加圧試験室内で2個の液体水素冷却・自己潤滑玉軸受で支持される。この主軸系は、すべり軸受で支持される駆動用ガスタービンによってピンロッド接手を介して駆動される。このため駆動系の振動が供試側の主軸系に与える影響は少ない。また極低温下において主軸系が収縮しても、接手を介しているため駆動系には影響しない。

供試メカニカルシールは軸端に取付ける。一方、タービン側の軸端側の密封はフローティングリングシール⁽²³⁾で行う。フローティングリングシールからの漏れは、1対のセグメントシールの中間をヘリウムガスでパージさせたヘリウムガス・パージシール⁽²⁴⁾

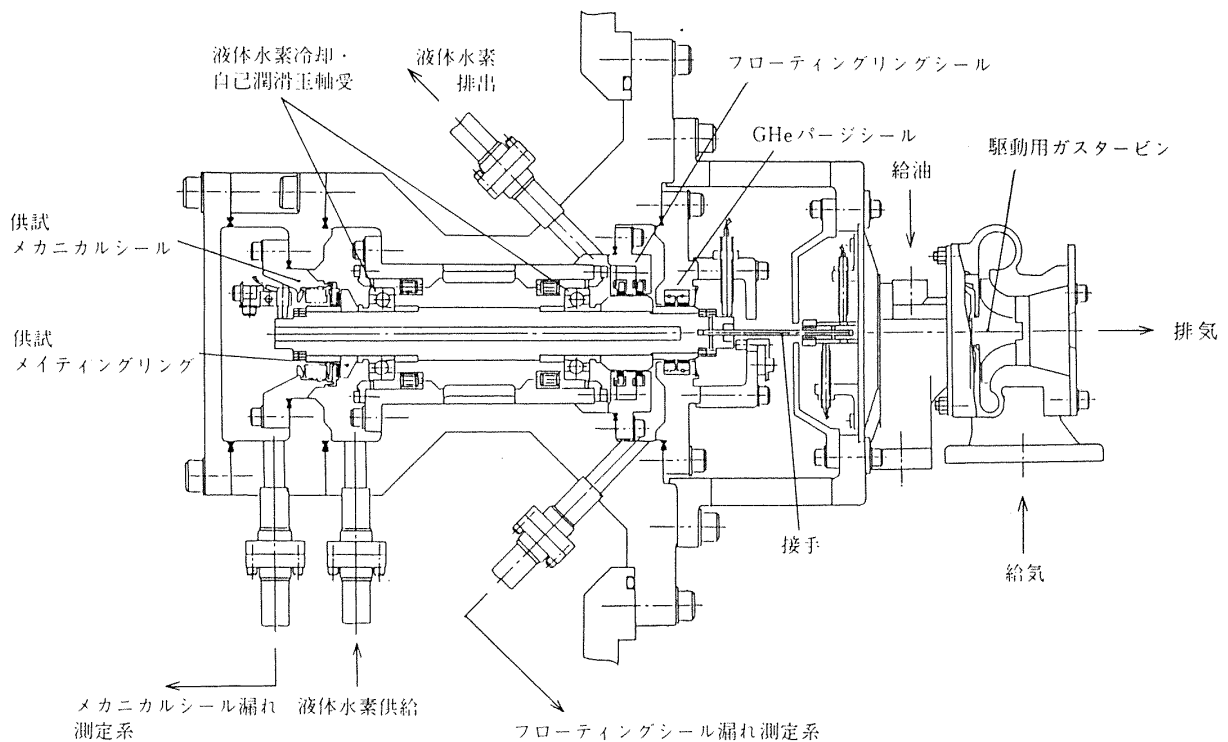
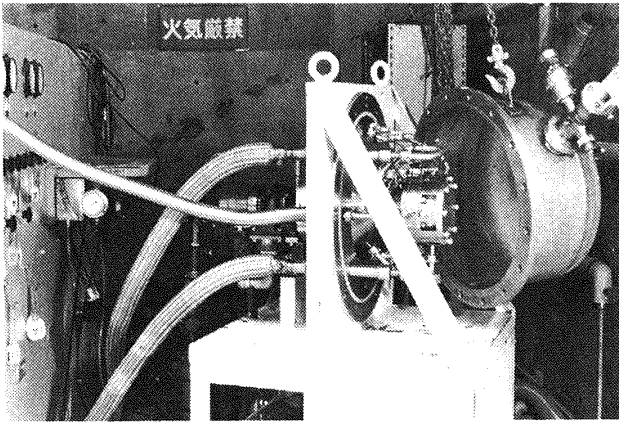


図4.3 急速起動メカニカルシール試験機の構造



(a) 急速起動メカニカルシール試験機

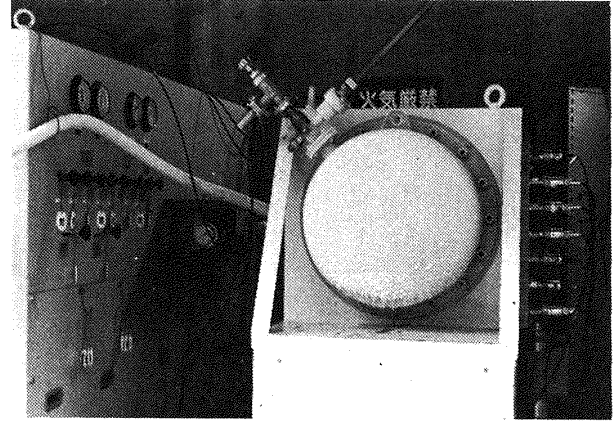
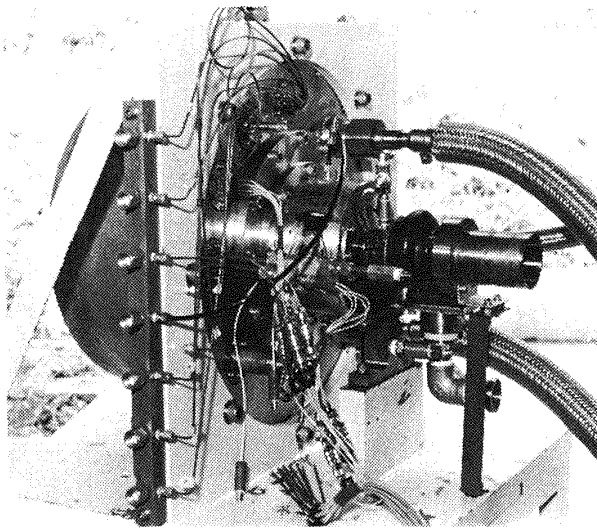
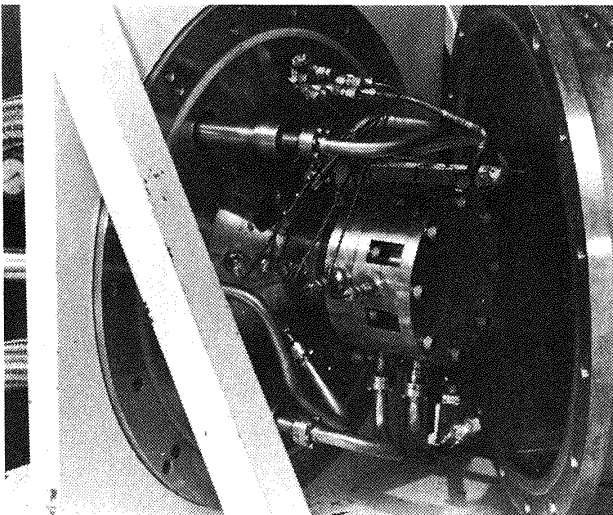


図 4.5 実験直後の急速起動メカニカルシール試験機の外観



(b) 試験機駆動タービン側



(c) 試験機本体

図 4.4 急速起動メカニカルシール試験機の外観

で防ぐ。主軸系を支持する軸受は、軸受 25mm のアンギュラ玉軸受で、テフロン系の自己潤滑保持器によって潤滑される。駆動用ガスタービン（出力

$100,000\text{rpm}$ で 14ps)と主軸系の接続は、 4mm φのドリルロッドで行われ、接手部はヘリウムガスでパージされる。試験機本体の極低温部の外側は、ヘリウムガスでパージして液体空気の発生を防ぎ、防護容器で密閉する。

本試験機は、第7章で述べる、極めて厳しい運転下でのメカニカルシールの密封面の摩耗特性を調べるのに用いた。

4.3 液体水素供給設備

液体水素の供給設備の系統図を図4.6、その外観を図4.7に示す。試験設備の制御盤の外観を図4.8に示す。充填量 500l の可搬式液体水素容器で水素ガスにより加圧された液体水素は、真空断熱配管を通り、試験機に供給される。液体水素の供給流量はタービン式流量計で測定する。供給量の制御は試験機下流側の流量調節弁で行う。試験機から排出した液体水素は、水を満たした蒸発器でガス化し、逃気塔より大気に放出される。試験機および可搬式液体

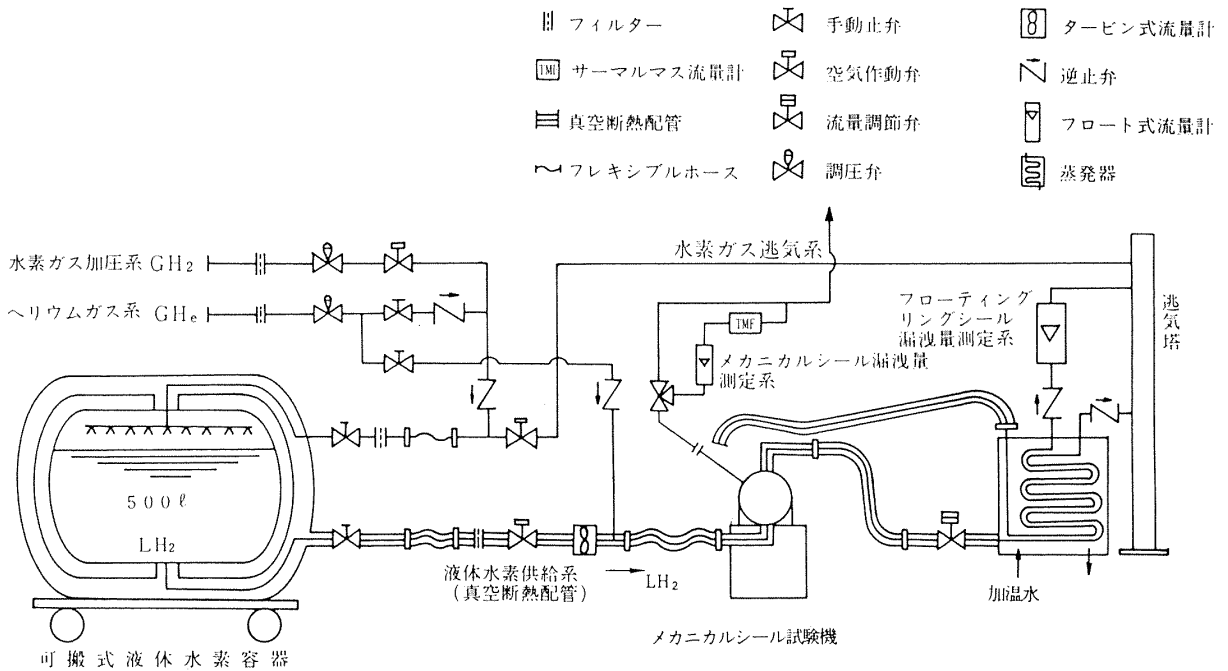


図 4.6 液体水素供給設備の系統図

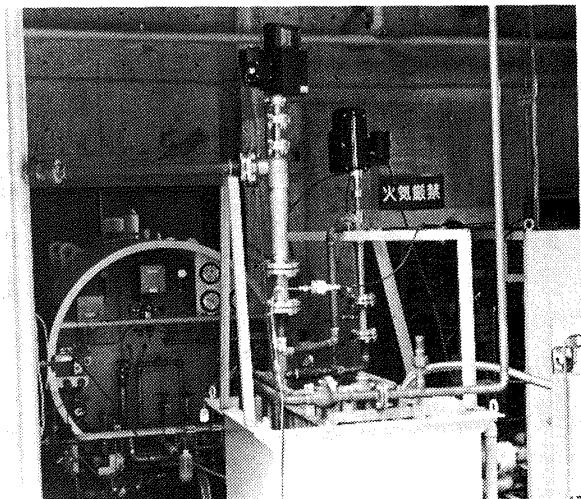


図 4.7 液体水素供給設備の外観

水素容器と液体水素供給装置の接続は、バイオネットカップリング付の真空断熱フレキシブルホースで行う。

4.4 供試体の清浄と検査

(1) 密封面の清浄方法

メカニカルシールの密封面の清浄は、有機溶剤（フロン）をひたしたガーゼで密封面を傷つけないように軽く拭き取る。その後密封面に乾燥窒素ガスを吹きつけ残存する固形粒子などを除去する。シーリングの硬質カーボン材は多孔質で吸湿性に富む

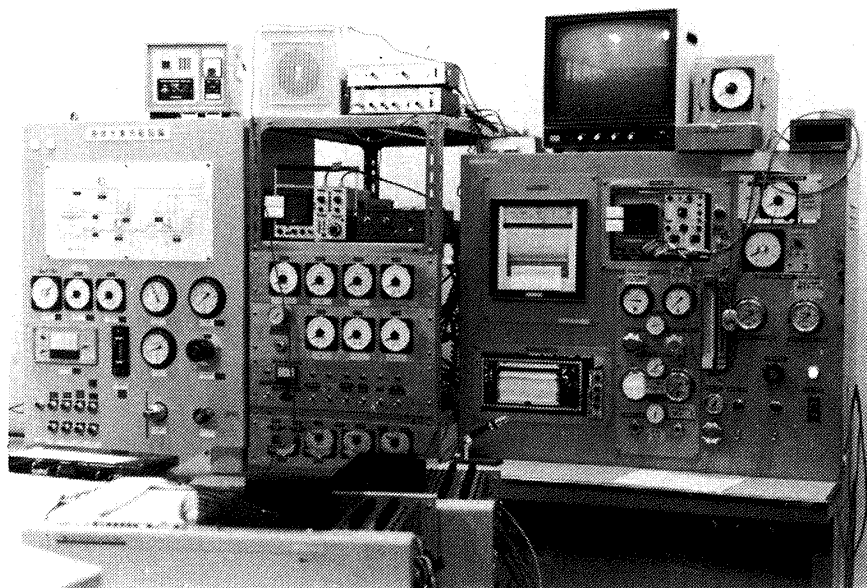


図 4.8 試験設備の制御盤の外観

材料であり、そのため清浄時の溶剤や水分がカーボン中に残存し、極低温下で氷結することがある。試験前には供試体を真空デシケータ内で24時間以上保存し、溶剤や水分などを除去した。

(2) 密封面の検査

(a) 平坦度の測定

試験前に供試メカニカルシールのカーボンリングとメイティングリングの密封面の平坦度を、オプティカルフラット(平坦度 $0.2\mu\text{m}$ 以下)を用いて検査した。密封面の平坦度は、カーボンリング側で干渉縞数1~2本以内(約 $0.3\sim 0.6\mu\text{m}$ 以内)、メイティングリング側で1本以内(約 $0.3\mu\text{m}$ 以内)であることを確認した。

(b) 摩耗量の測定

カーボンリングの摩耗量の測定は、シールノーズの高さをダイヤルデプスゲージを用いて測定し、運転前後の値の差をカーボン摩耗量とした。カーボンリングとメイティングリングの摺動面の摩耗形状は、表面あらさ測定機を用いて測定した。

4.5 供試体の組付け方法

(1) 初期荷重の設定

初期荷重の設定は、ベローズたわみ量と荷重の関係を実測して、設定たわみ量を求めた。しかし、極低温下では試験機の主軸とメカニカルシールを組付ける試験室の熱収縮量が異なるため、常温下で設定したベローズたわみ量に変化する。液体水素温度下での熱収縮量は液体窒素温度での値とほぼ等しい。⁽²⁾ベローズたわみ量の変化を液体窒素下で実測して、常温下での設定たわみ量にこの変化量を考慮して組付けた。初期荷重を変化させる場合には、メカニカルシールのフランジと組付け側のフランジの間に薄板をはさむか、または、メイティングリングの幅を大きくした。

(2) メイティングリングの面振れ量の測定

高速回転側のメイティングリングの面振れは、ダイヤルゲージを用い、主軸を回転させて測定した。密封面径での面振れ量は、軸径 40mm のメイティングリングで $3\sim 7\mu\text{m}$ 、内径面を改良した⁽²⁾軸径 25mm のもので $2\sim 3\mu\text{m}$ であった。

4.6 実験方法

(1) 静的漏れ量と起動トルクの測定

密封圧力は $0\sim 15\text{kgf/cm}^2\text{G}$ の範囲に設定し、供試メカニカルシールの静止時の漏れ量と起動トルクを測定した。起動トルクは対向する供試メカニカルシールの2個分の値を測定し、平均値を求めた。起動トルクの測定は、主軸系がガス軸受で支持されるので、支持軸受の影響はほとんどない。液体水素下でのこれらの測定は、液体水素を少量供給して試験室下でのガス化を防ぎながら行った。

(2) 定常回転試験

供試メカニカルシールの運転は、回転数、密封圧力、液体水素供給量を段階的に上昇させ、定常回転数に至った後運転条件を保持した。定常運転条件は、回転数 $50,000\sim 52,500\text{rpm}$ 、密封圧力 $8\sim 18\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 、液体水素供給量 $0.3\sim 0.5\text{l/s}$ である。定常運転下での漏れ量を測定した。

長時間の運転の場合は、液体水素タンクの再充填を繰返して、同じ運転条件下で試験を行った。

(3) 急速起動回転試験

急速起動回転試験における運転方法は、回転数 $10,000\sim 20,000\text{rpm}$ の状態での密封圧力を $14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ に保持し、その後約5秒間で急速加速回転させて定常回転数 $50,000\text{rpm}$ に至る。定常運転条件は、回転数 $50,000\text{rpm}$ 、シール圧力 $14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 、液体水素供給量 0.3l/s である。定常運転を約6分間保持した後、回転数約 $10,000\text{rpm}$ まで急速減速させ、再度急速加速させて回転数 $50,000\text{rpm}$ まで上昇させる。この急速加速、急速減速は約6分間の定常運転ごとに行われた。

第5章 起動トルクと静的密封特性

5.1 まえがき

接触式メカニカルシールは、2つの互に精密加工された静止側と回転側の密封端面の接触によって形成される、極めて狭いすき間で密封流体の漏れを防ぐ装置である。このため、密封すきまを形成する密封面の性状には、表面あらさと平坦度に対する高い精度が要求される。⁽⁸⁾しかし、摺動する密封面は、密封流体の圧力と温度の影響を受けて、主に密封面の半径方向に面ひずみが発生する。さらに摺動時の

摩擦発熱による熱変形が加えられ、この結果、相対する密封面の接触は平行平面状態ではなくなる。

密封面間の接触状態の変化は、密封すきまを流れる漏れ流体の流れ方向の静圧分布を変える。このため、密封面間を押し広げる力である開方力は増減する。この開方力が密封面を押し付け合い力である密封力より大きくなった場合には、密封面間は離反して、過大な漏れを誘発する。また密封面間の接触状態は、摺動時の損耗によって刻々と変化するため、メカニカルシールの密封性能は運転にともなって大きく変動する。

極低温液体水素用高速メカニカルシールの密封面は、極低温下における摺動材料の熱収縮によって大きな面ひずみを生じる。また潤滑性がない液体水素を密封する密封面は、高速摺動下では厳しい潤滑不良状態になり、摩耗によって密封面間の接触状態は大きく変化する。これらの密封面の形状変化は、粘度と密度の著しく小さい液体水素の過大な漏れを発生しやすく、密封性能を極めて不安定にする。このように、密封性能の安定化を究明する上では、摺動下における密封面の形状変化を把握する必要がある。

本章では、メカニカルシールの起動トルクと密封面の摩耗形状を測定することにより、加圧液体水素下での密封面間の接触状態の把握が可能であることを示し、さらに非回転下での静的密封性能の安定化条件について論じる。

起動トルクを測定して解析することは、密封面上に作用する密封力と開方力のバランスを調べることと同等と考えられ、密封面の形状変化を明らかにする上で有力な手がかりとなる。しかし、起動トルクと密封特性の関係を論じた研究は、¹⁰⁾ 鷲田がメカニカルシールの密封性能の良否に対して、起動トルクの起動摩擦係数¹⁰⁾の変化を評価の基準に用いている程度である。

本章の実験に用いた供試体は、軸径25mmの接触式メカニカルシールである。このシールのシールノーズ構造は、加圧極低温下でのシールノーズの変形を小さくする。さらに静止側の密封面の振動を抑えるシールノーズダンパを装着している。

供試体の定常運転条件は、回転数は50,000～52,500 rpm、摺動速度は113～119 m/s、密封

圧力は8～18.5 kgf/cm²G、液体水素供給量は0.3～0.5 l/sの範囲に設定した。

回転試験は、第4章、4.1で示した試験機を用いた。主軸系は静圧ガス軸受で支持されているため、支持軸受の摩擦力は起動トルクにまったく影響を及ぼさない。起動トルクは摺動前後で測定し、同時に静的漏れ量も測定した。

摺動後の密封面の面ひずみは、表面あらさ測定器を用いて摩耗形状を測定して求めた。供試メカニカルシールの摺動前の密封面の平坦度は、静止側、回転側とも干渉縞数1本(約0.3 μm)程度であった。

面ひずみを生じて傾斜した密封面に作用する開方力と密封すきまを流れる漏れの解析に関して、John Zuk²⁵⁾が無限幅の一次元流れから求めた簡単な式を提示している。摩擦摩耗現象を含む密封面間の起動トルクと静的漏れ特性は複雑であり、解析を容易にするため、John Zukの式²⁵⁾を用いた。起動トルクと静的密封性能の解析方法の詳細は、付録1に示した。

5.2 実験結果と考察

5.2.1 密封面の面ひずみ

(1) 摩耗形状から求めた面ひずみ

図5.1に、静止側のシールリング(硬質カーボン)の摩耗形状から求めた面ひずみと摺動密封圧力の関係を示す。面ひずみを生じている静止側の密封面が摺動下で摩耗して、回転側の密封面に対して平行状態になれば、摩耗形状の傾きは摺動下における密封面の面ひずみを表することになる。また圧力変形による面ひずみは、密封圧力と比例関係にあるため、⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾ 図のように直線で示される。さらに直線上で求められる非加圧下の面ひずみは、極低温下での熱変形による熱ひずみに相当する。

摩耗形状と摺動時の面ひずみの関係は、図5.2に示すように、面ひずみが密封面の外径方向に生じた場合は、外径側の摩耗により摩耗形状は密封面の内径側が高くなる。逆に、内径方向に歪む場合は、内径側の摩耗により外径側が高くなる摩耗形状を示す。図5.3は各摺動密封圧力下での静止側密封面の摩耗形状の1例である。摩耗形状と面ひずみに対応するためには、摺動下で相対する密封面が平行状態にな

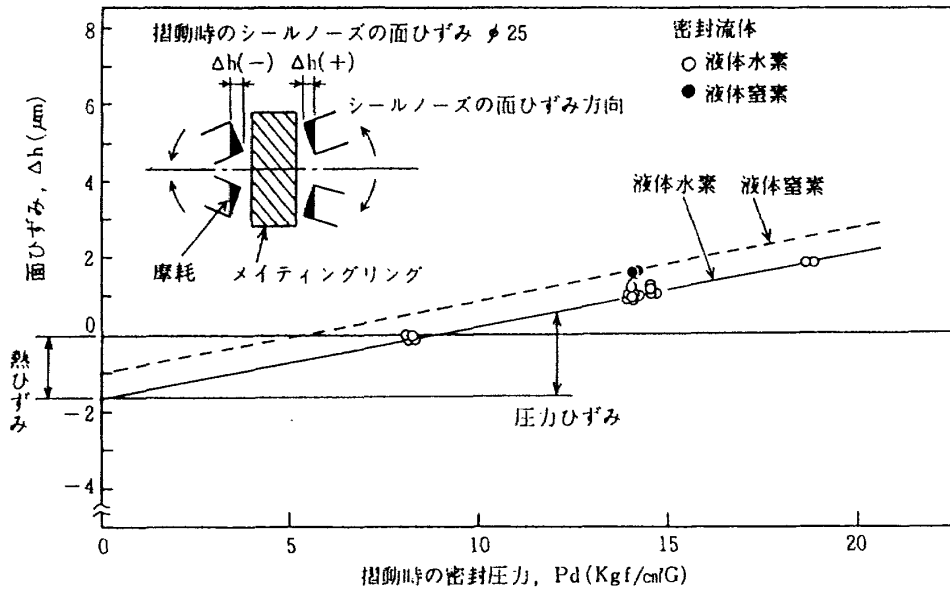


図 5.1 摺動時の密封圧力と面ひずみの関係

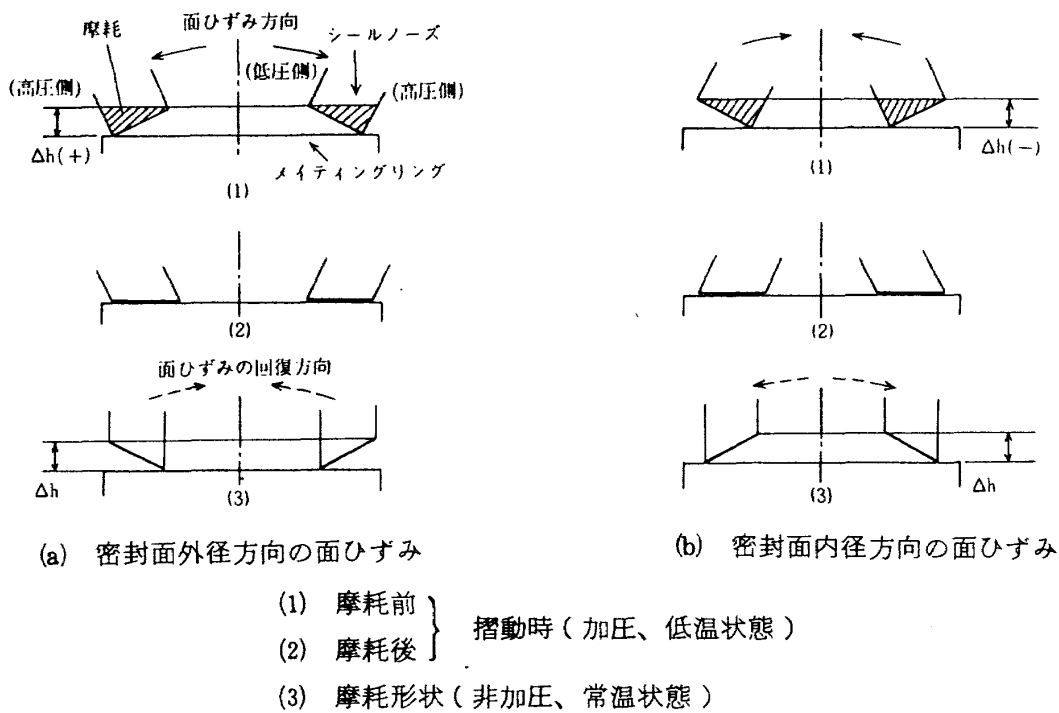


図 5.2 摩耗形状と摺動時の面ひずみの関係

り、さらに摺動発熱による熱ひずみが生じていないことが必要である。摺動発熱による熱ひずみを動的熱ひずみとすれば、後で述べるように摺動停止にもなり摺動発熱の消失によって、動的熱ひずみが回復するため、摩耗形状は摺動下での面ひずみとは一致しなくなる。本実験では、カーボン密封面の温度と高速摺動下での摩擦損失動力の測定により、動的熱ひずみが摺動下で解消されたことを確めた。

図 5.1 で示した面ひずみの傾向について考察する、密封流体の温度による熱ひずみを静的熱ひずみとすれば、液体水素に比べて温度の高い液体窒素中では静的熱ひずみが減少している。このことから、本供試メカニカルシールのシールノーズの静的熱ひずみは、温度が下がると密封面の外径側が開く方向に変形する。一方、圧力ひずみは静的熱ひずみとは逆の方向に生じる。その結果摺動密封圧力の増加にとも

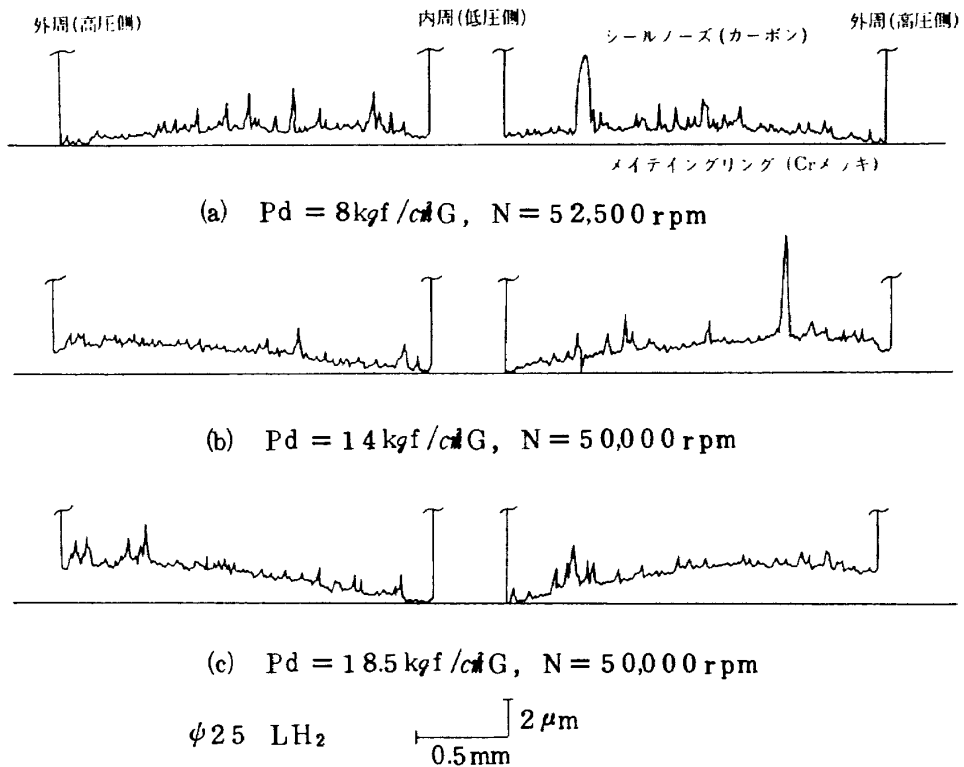


図 5.3 各摺動時の密封圧力におけるシールノーズの摩耗形状

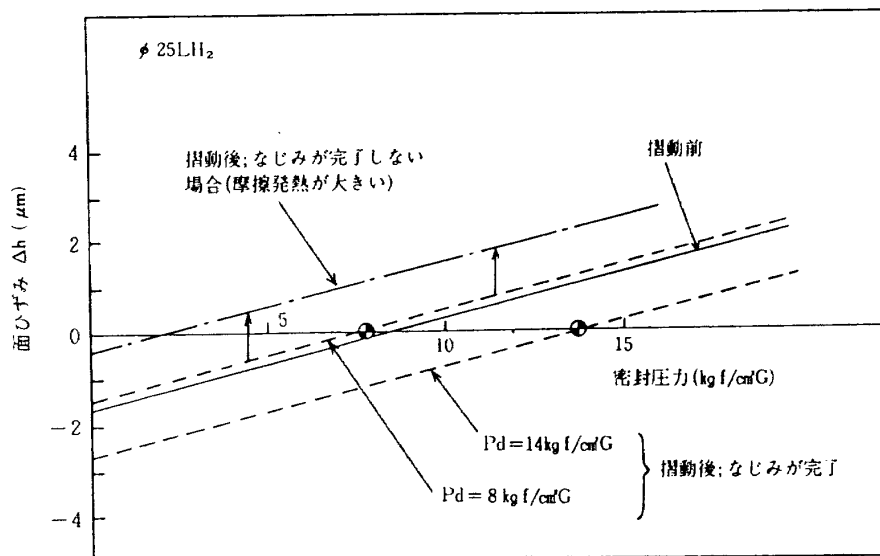


図 5.4 密封面の摩耗による面ひずみの変化

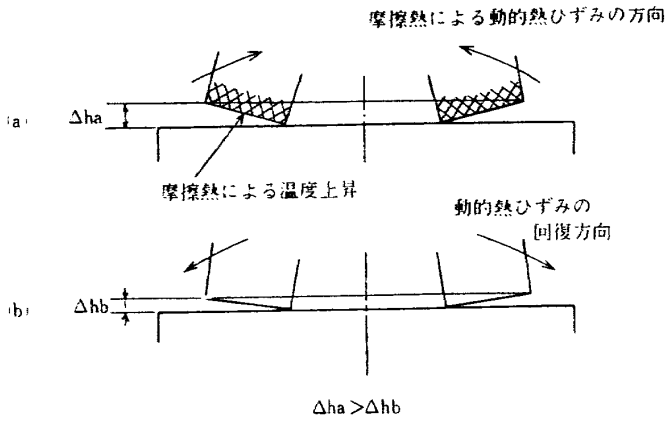
なって面ひずみが減少し、相対する密封面が平行状態になった後、逆に密封面の外周側が閉じる方向に変形が進む。ここで、相対する密封面が平行状態になる時の密封圧力を P_p で表す。この図から、本供試メカニカルシールの摺動前の P_p は約 $8.8 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ である。

(2) 摺動にともなう面ひずみの推移

摺動前の面ひずみは、図 5.1 で示した如く、密封

面間が平行状態になる密封圧力 P_p の前後では、異なった方向に生じる。摺動時の密封圧力が P_p より高い場合には、密封面の外径側が接触し、低い圧力下では逆に内径側が接触して摺動する。摺動下では静止側の密封面が摩耗して、相対する密封面は平行状態になる。この摩耗過程は、いわゆる摺動面のなじみ過程である。

密封面のなじみの完了にともなう面ひずみと密封



(a) 摺動部の温度が上昇した場合
(b) 摺動部の温度が低下した場合

図 5.5 面ひずみに及ぼす摩擦熱の影響

圧力の関係は、図 5.4 に示すようになり、摺動前とは異なった状態になる。すなわち、 P_p より高い密封圧下で摺動した場合は、密封圧力の降下にもない、密封面の外径側が開く方向に変形が大きく回復する（図中の摺動密封圧力 $P_d=14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ の場合）。このため、密封面間の接触が不安定になり、密封性能は劣化する。一方、 P_p より低い摺動密封圧力下では、摺動前に比べて降圧時の面ひずみの回復が少なくなり、密封性能は向上する（ $P_d=8\text{kgf/cm}^2\text{G}$ の場合）。しかし、 P_p より高い密封圧力下での面ひずみは、摺動前に比べて大きくなる。

比較的低い密封圧力下で摺動する場合は、密封面の負荷が小さくなるため、損耗によるなじみ過程の進行は遅くなる。なじみが完了しない場合は、図 5.5 に示す摺動発熱による動的熱ひずみがかかる。摺動発熱によって摺動面が加熱されて膨張するため、動的熱ひずみは、密封面の外径側を開く方向に作用し、運転の停止にともなう摺動発熱の消失によって閉じる方向に回復する。この結果、図 5.4 で示したように、面ひずみはなじみが完了した場合に比べて密封面の外径側を閉じる方向に増加する。

5.2.2 起動トルクに及ぼす面ひずみの影響

(1) 起動トルク

起動トルクと密封圧力の関係の実験結果の一例を、図 5.6 に示す。摺動密封圧力が $14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ の場合は、摺動面のなじみにより起動トルクは大幅に減少して、

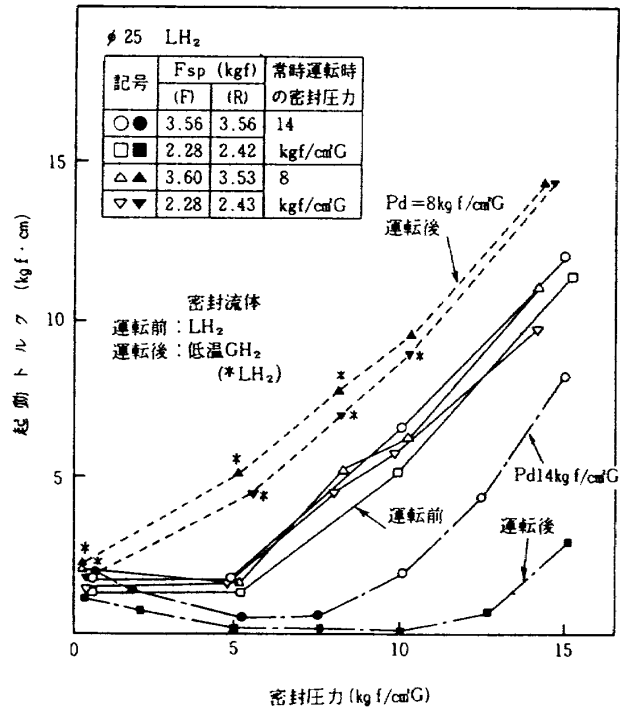


図 5.6 定常運転時の密封圧力にともなう起動トルクの変化

最小値を取る傾向を示す。起動トルクが最小になる領域で、静的密封特性は極めて不安定になる。摺動密封圧力が $8\text{kgf/cm}^2\text{G}$ の場合は、逆に起動トルクは摺動前に比べて高くなっている。これら起動トルクと静的密封圧力の関係は、図 5.1 の面ひずみの傾向と良く対応している。

(2) 起動トルクの解析

静止側の密封面が圧力と温度のひずみにより傾斜すると、図 5.7 に示す密封すきまの静圧分布が変動する。密封力 F_{cl} は、ベローズのスプリング力である初期荷重 F_{sp} と、流体バランス比 B と非回転時の密封圧力差 ΔP_s から定まる流体圧力の力 F_c の和になり、次式で与えられる。

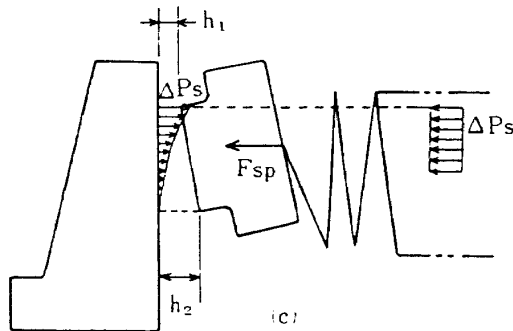
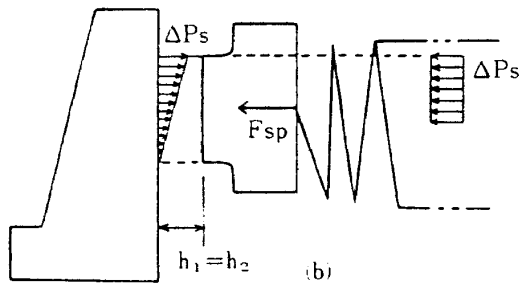
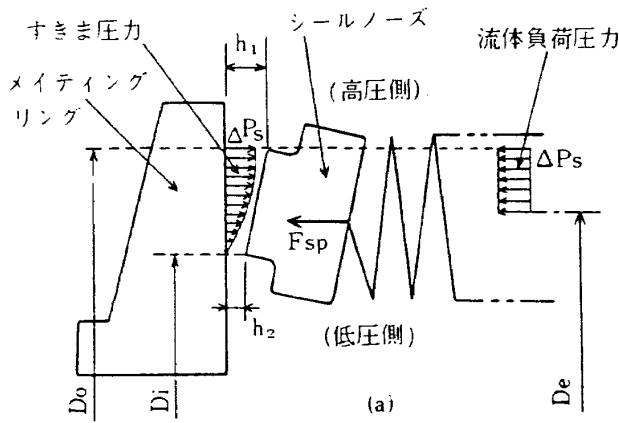
$$F_{cl} = F_c + F_{sp} = A_s B \Delta P_s + F_{sp} \quad (5.1)$$

ここで A_s は密封面の面積である。

一方、密封面間を押し広げる力である開方力 F_o は、密封流体が非圧縮性の場合、密封面の傾きにより次式で表される⁽²⁾。

$$F_o = A_s \Delta P_s \cdot \frac{1}{1 + \beta} \quad (5.2)$$

ここで $\beta = h_2/h_1$ であり、 h_1 は密封面の外径側の密封すきま、 h_2 は内径側の密封すきまである。密封すきま比 β はシールノーズの面ひずみ傾向を表



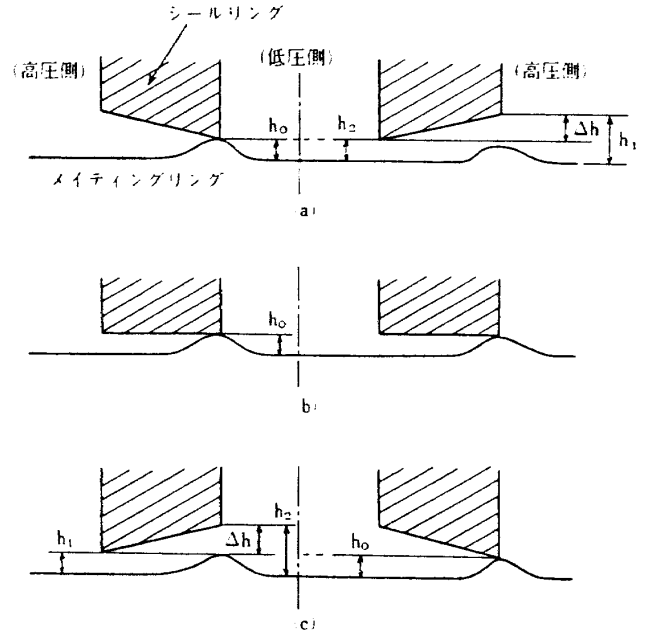
- (a) $0 < \beta = h_2/h_1 < 1$
- (b) $\beta = h_2/h_1 = 1$
- (c) $\beta = h_2/h_1 > 1$

図 5.7 シールノーズに作用する圧力と力の関係

している。すなわち、

- (1) $\beta = 1$ の場合は、相対する密封面は平行状態になり、 $F_o = A_s \Delta P_s / 2$ となる。
- (2) $\beta < 1$ の場合は、密封面の外径側（高压側）が開いた状態を示し、 $F_o > A_s \Delta P_s / 2$ となり、 F_o は密封面間が平行状態の時よりも増加する。
- (3) $\beta > 1$ の場合は、密封面の内径側（低压側）が開き、 F_o は、密封面間が平行状態の時よりも減少する。

密封面に作用する負荷〔F〕は、



- (a) $0 < \beta < 1$; $\beta = h_2/h_1 = \frac{h_o}{h_o + \Delta h}$
- (b) $\beta = 1$; $h_1 = h_2 = h_o$
- (c) $\beta > 1$; $\beta = h_2/h_1 = \frac{h_o + \Delta h}{h_o}$

図 5.8 密封面の接触モデル

$$[F] = F_{sp} + A_s B \Delta P_s - A_s \Delta P_s \times \frac{1}{1 + \beta} \tag{5.3}$$

であり、起動トルクTは次式で表わされる。

$$T = \mu_s \left\{ F_{sp} + A_s \Delta P_s \left(B - \frac{1}{1 + \beta} \right) \right\} r_m \tag{5.4}$$

ここで、 r_m は密封面の平均半径であり、 μ_s は密封面間の静止摩擦係数である。本実験では、摩擦はカーボン材と硬質クロムメッキの組み合わせになる。静止摩擦係数は、液体水素中で非加圧状態の起動トルクから算出した。摺動前は $\mu_s = 0.24$ 、摺動後は $\mu_s = 0.27$ であった。

次に密封すきま比 β を与えるすきま量 h_1 、 h_2 について考察する。起動トルクが生じる場合は、密封面は互いに接触しなければならない。ここで、実際の密封面は、うねりや摩耗のため純粋平面ではなく、図 5.8 のように最小すきま h_o を形成して接触しているものと考えられる。さらに、面ひずみ量 Δh を導入すれば、 β は次式で与えられる。

- (1) $0 < \beta < 1$; $\beta = h_2 / h_1 = \frac{h_0}{h_0 + \Delta h}$
- (2) $\beta = 1$: $h_1 = h_2 = h_0$ (5.5)
- (3) $\beta > 1$; $\beta = h_2 / h_1 = \frac{h_0 + \Delta h}{h_0}$

式(5.5)の Δh は、図5.1に示した面ひずみと密封圧力の関係から次式で与えられる。

$$\Delta h = |C_1 (\Delta P_s - P_p)| \quad (5.6)$$

ここで、 C_1 は定数である。

(3) 起動トルクから求めた面ひずみ

図5.9は、式(5.4)を用いて起動トルクの実験値から求めた β と密封圧力の関係である。また、以下に述べる方法により、式(5.5)、(5.6)から算出した β の計算値も示す。図の β の実験値と密封圧力の関係から、摺動前に密封面間が平行状態になる時($\beta = 1$)の密封圧力は、図5.1で示した、摩擦形状から求めた圧力 $P_p = 8.8 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ の値とかなり良く一致している。さらに、摺動後の β の値の推移は、密封面のなじみにより摺動密封圧力下で密封

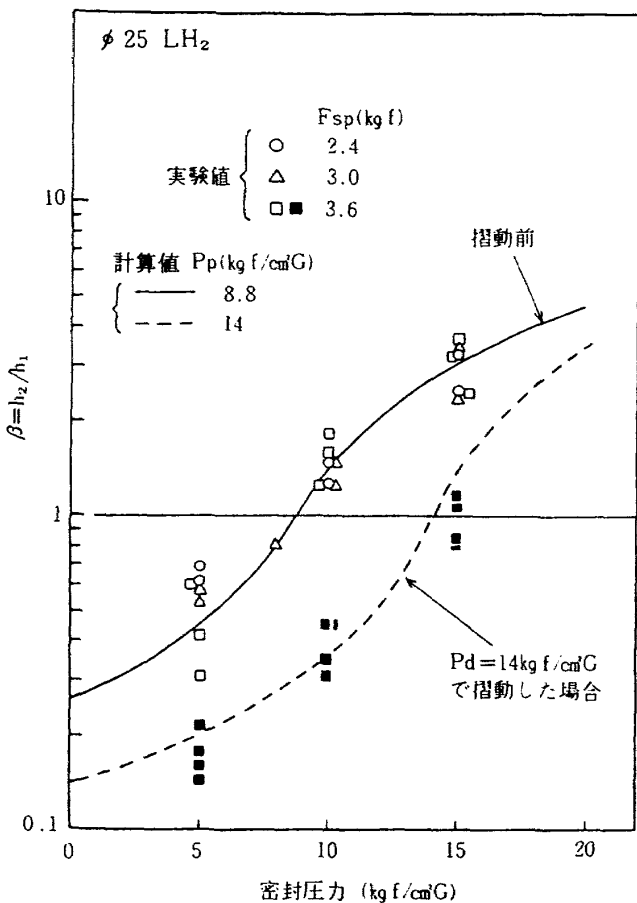
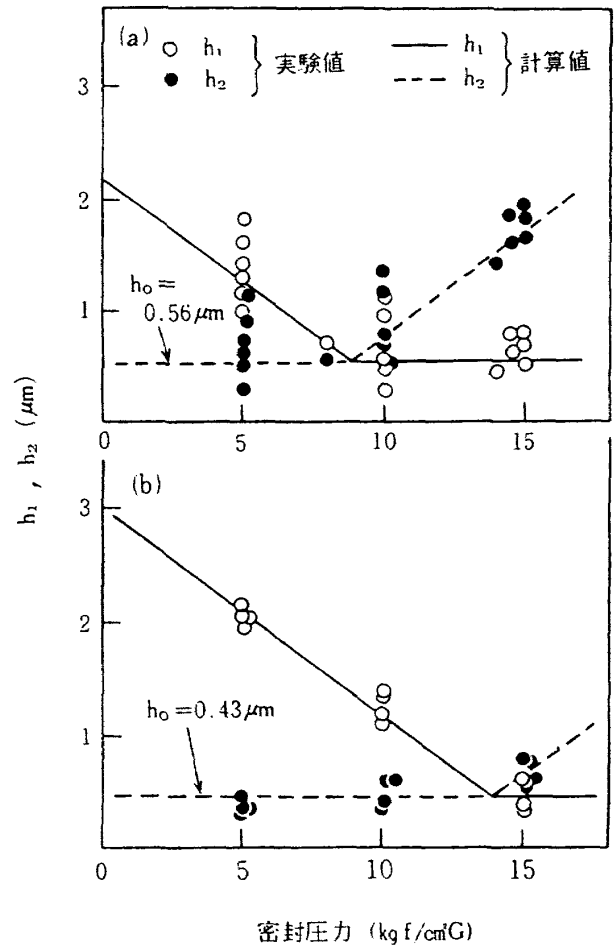


図5.9 起動トルクから求めた β と密封圧力の関係

面間が平行状態になることを示している。図5.9で示したすきま比 β の実験値から、すきま h_1 、 h_2 を式(5.5)、(5.6)を用いて算出すると、図5.10に示すようになる。最少すきま h_0 は、摺動前には約 $0.56 \mu\text{m}$ 、摺動後では約 $0.43 \mu\text{m}$ であり、図5.8で示した、密封面の接触モデルの妥当性が認められる。また、 h_1 、 h_2 と密封圧力の関係の実験値は、式(5.5)、(5.6)から与えられる計算値と良く一致している。

以上の結果から、摺動前後の密封すきま h_1 、 h_2 と密封圧力の関係は、図5.11に示すように、摺動前の密封面間が平行状態になる時の密封圧力 P_p を、摺動後は摺動密封圧力 P_d まで移動させることにより、簡単に求めることができる。こうして求めた h_1 と h_2 の関係から計算した β の計算値は、図5.9で示した



(a) 摺動前

(b) $P_d = 14 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ で摺動した場合

図5.10 起動トルクから求めた h_1 、 h_2 と密封圧力の関係

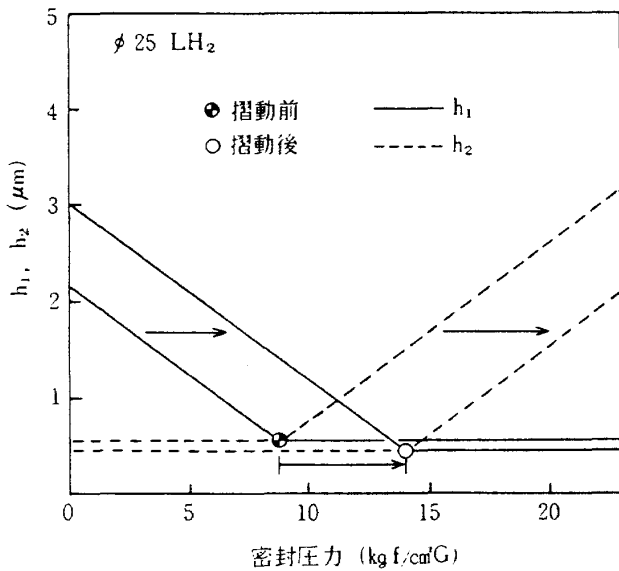


図 5.1 1 摺動前後の h_1 , h_2 と密封圧力の関係

ように、起動トルクから求められた β の実験値と良く一致する。

5.2.3 起動トルク特性

図 5.1 2 に、摺動密封圧力が $14 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$ の時の摺動前後の起動トルクと密封圧力の実験値と計算値を、初期荷重を変化させて示す。起動トルクの計算値は式 (5.4)、(5.5)、(5.6) から計算した。摺動密封圧力が $14 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$ の場合は、密封圧力が摺動前の P_p より高いため、摺動後の起動トルクは図 5.4 で示した面ひずみの解消と回復によって摺動前に比べて大幅に減少し、密封圧力が約 $7 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$ の時に最小値を示すようになる。また初期荷重の設定が低い場合 ($F_{sp} = 2.4 \text{ kgf}$ の場合) には、起動トルクの最小値を与える密封圧力付近で、起動トルクは零になる。この場合、相対する密封面間が離反する。この傾向は、図 5.6 で示した実験結果と一致する。

摺動密封圧力が $8 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$ の時の起動トルクの変化を、図 5.1 3 で示す。この場合、摺動密封圧力は摺動前の P_p よりもわずかに低く、このため摺動後の面ひずみの回復は小さい。摺動後の起動トルクは、摺動前よりもわずかに増加する程度である。しかし、摺動密封圧力が低い場合には、5.2.1 で述べた如く、密封面間のなじみ過程の進行が遅れて、動的熱ひずみが付加される場合がある。動的熱ひずみが付加されると、密封面の外径側を閉じる方向に面ひずみが

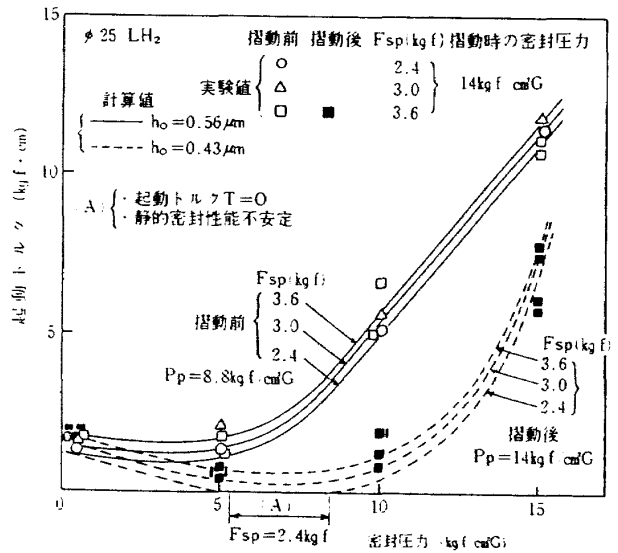


図 5.1 2 起動トルクの実験値と理論値の比較 (摺動時の密封圧力 $14 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$)

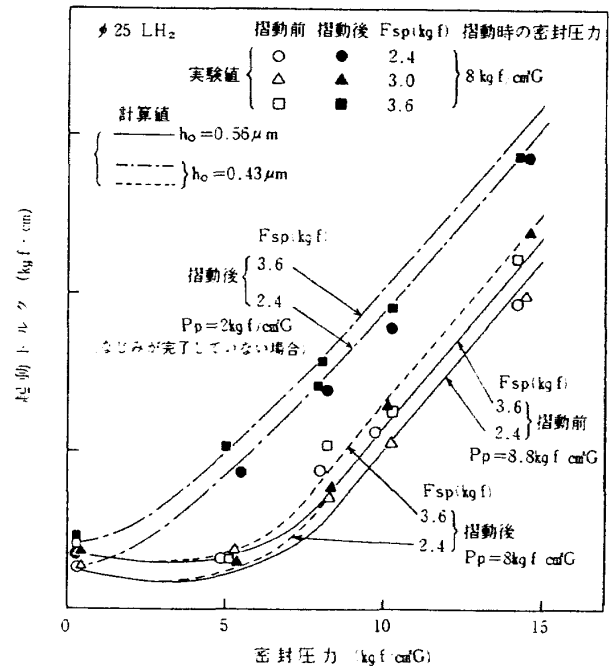


図 5.1 3 起動トルクの実験値と理論値の比較 (摺動時の密封圧力 $8 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$)

回復し、密封面間の開方力は減少する。このため、図に示すように、摺動面のなじみが完了していない起動トルクは、なじみが完了した時の値よりも大幅に増加している。

このように、起動トルク特性を調べることによって、密封面のなじみの進行状態を知ることができる。

5.2.4 静的漏れ特性

(1) 静的漏れ量の変化

静的漏れ量と密封圧力の関係の実験結果の一例を、図 5.1 4 に示す。摺動前の静的漏れ量は、密封圧力の上昇とともに増加する。しかし、摺動後は摺動時の密封圧力よりも低い圧力範囲で漏れは最大になる傾向を示す。低い初期荷重下ではこの傾向は顕著になる。同時に起動トルクは零になる。

(2) 静的漏れ量の解析と計算結果

John Zukが提示している特性すきま (Characteristic Film Thickness) h_{char} を用いて解析を行う。

静的漏れ量 Q_l と h_{char} は次式で示される。

$$Q_l = \frac{\pi h_{char}^3 \tau_m \Delta P s}{6 \nu_f b} \quad (5.7)$$

$$h_{char} = \left(\frac{2 h_1^2 h_2^2}{h_1 + h_2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.8)$$

ここで、 ν_f は密封流体の動粘度、 b は密封面の幅である。式 (5.8) の h_1 、 h_2 は式 (5.5)、(5.6) で与えられる。

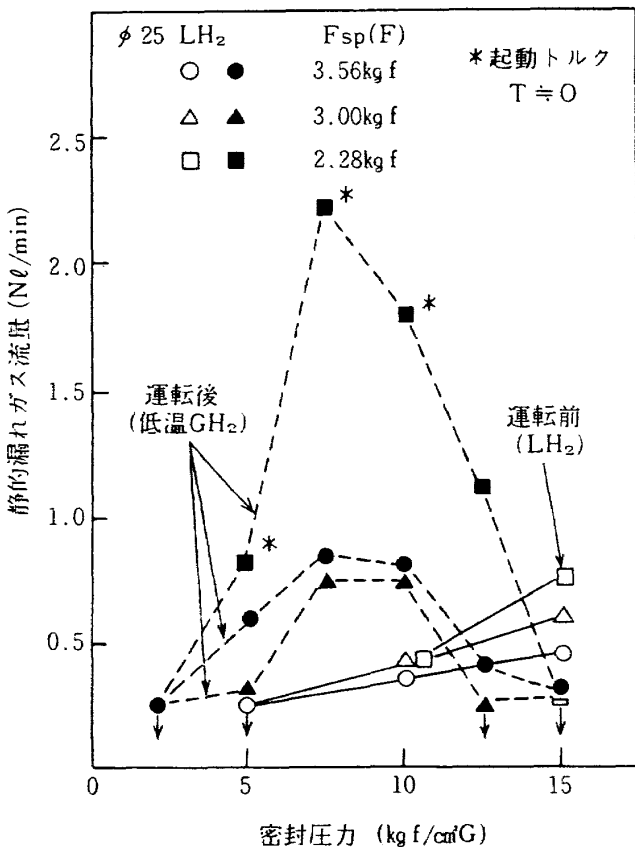


図 5.1 4 密封圧力と静的漏れ量の関係 (摺動時の密封圧力 14kgf/cm²G)

静的漏れ特性は、初期荷重の設定が高く、密封面間が最小すきま h_0 を保って接触している場合は安定になる。安定な静的密封性能下での漏れ量と密封圧力の関係の計算結果を、図 5.1 5 で示す。図では、摺動前と 14kgf/cm²G の密封圧力下で摺動した後の静的漏れ量を比較している。最小すきま h_0 が $0.5 \mu m$ の場合、初期荷重が 2kgf 以上の時に密封面間の接触が保たれる。摺動前の静的漏れは、密封面の面ひずみのため、密封圧力の上昇とともに増加する。摺動後は、密封圧力が摺動密封圧力と等しい時は、相対する密封面が平行状態になるため、漏れ量は摺動前に比べて少なくなる。しかし、密封圧力が摺動密封圧力より低くなると、面ひずみの回復とともに起動トルクが最小となる圧力付近で静的漏れは最大になる。

初期荷重の設定が低い場合は、摺動後に密封面間は離反し、図 5.1 6 に示す如く静的漏れ量は急増する。この図の計算結果は、 $h_0 = 0.4 \mu m$ の場合であり、密封面間の接触を保つことができる初期荷重は 2.8kgf になり、図 5.1 5 で示した $h_0 = 0.5 \mu m$ の時よりも

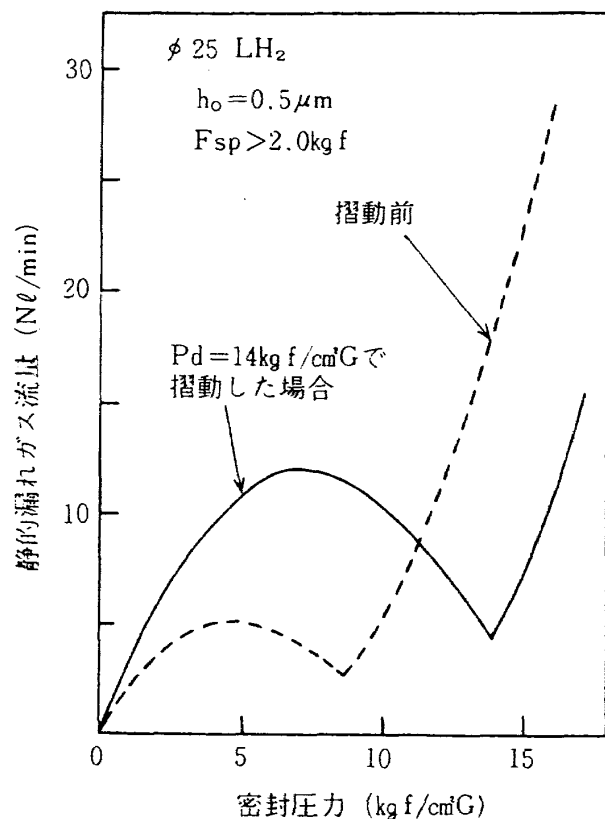


図 5.1 5 密封面の摩耗による静的漏れ特性の変化 (密封面が接触している場合)

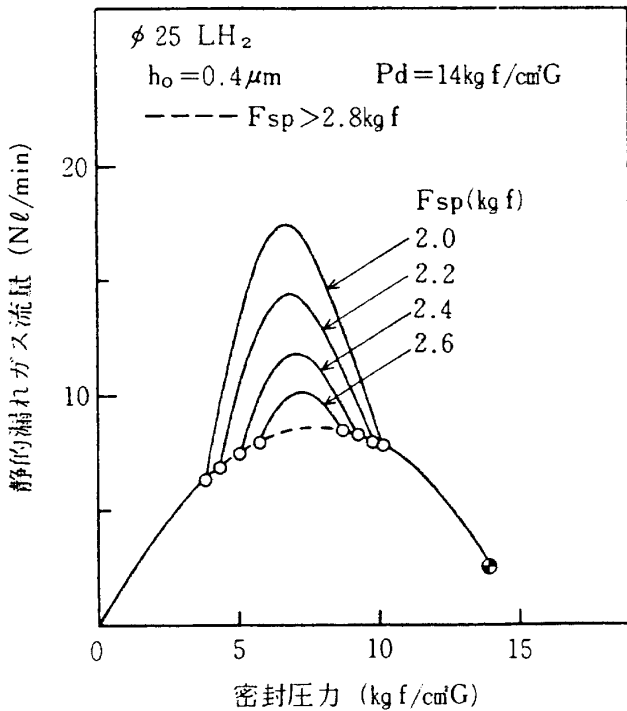


図 5.1 6 密封面が非接触状態での静的漏れ特性の変化

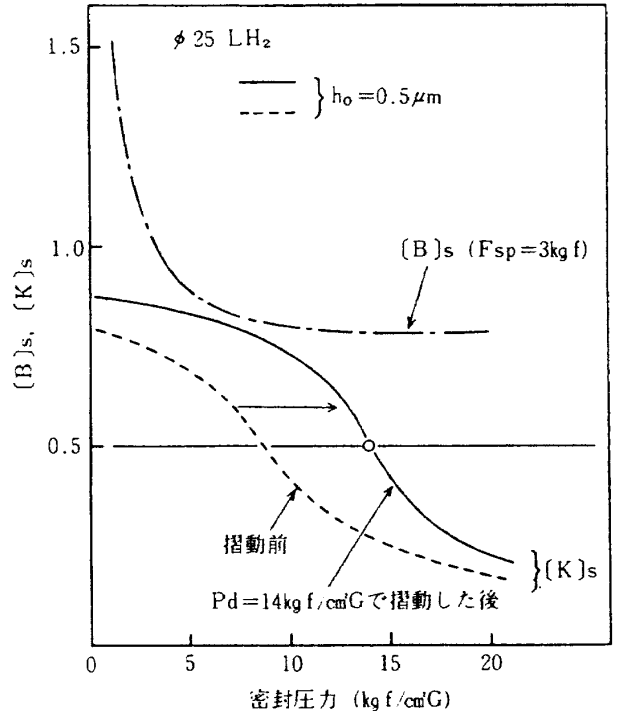


図 5.1 7 密封圧力に対する〔B〕sと摺動前後の〔K〕sの関係

大きな初期荷重が必要となる。このように、 h_0 が減少すれば、密封面間の接触を保つに必要な初期荷重は増加する。これらの静的密封特性の不安定現象に及ぼす初期荷重の影響は、図 5.1 4 で示した実験結果の傾向と良く対応している。

5.2.5 静的密封性能の安定限界

静的密封性能の安定化は、密封面間に適切な接触状態が保たれることである。このことから、密封面に作用する負荷を解析することによって、密封性能の安定限界を知ることができる。密封力 F_{ct} と開放力 F_o を無次元で表示すると、次式で示される。

$$[B]_s \equiv \frac{F_{ct}}{A_s \Delta P_s} = B + \frac{F_{sp}}{A_s \Delta P_s} \quad (5.9)$$

$$[K]_s \equiv \frac{F_o}{A_s \Delta P_s} = \frac{1}{1 + \beta} \quad (5.10)$$

ここで、 $[B]_s$ は静的密封バランス比、 $[K]_s$ は静的開放出比である。

図 5.1 7 に、密封圧力と $[B]_s$ ならびに摺動前の $[K]_s$ の関係を示す。密封面が接触状態を保つためには、 $[B]_s > [K]_s$ であるが、摺動時の密封圧力が $14 \text{ kg f/cm}^2\text{G}$ の場合、摺動後に $[K]_s$ は $[B]_s$ に近接して密封面の負荷が減少し、密封性能は不安定に

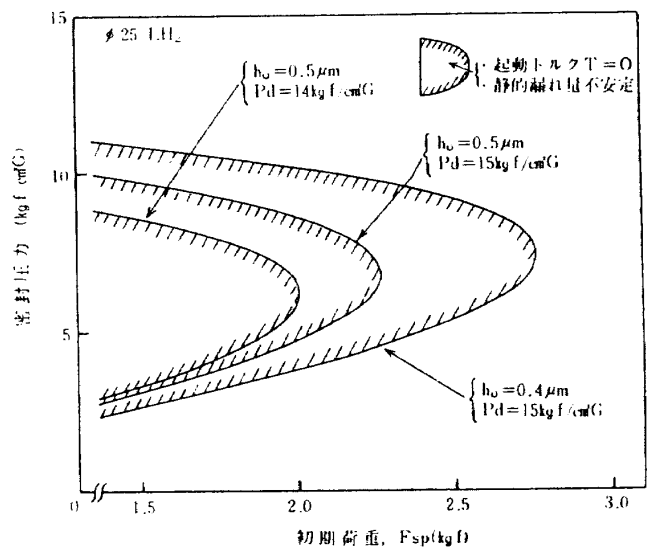


図 5.1 8 起動トルク，静的漏れ特性が安定となる初期荷重と密封圧力の範囲

なる。 $[B]_s < [K]_s$ の状態になる密封圧力下では、密封面間が離反して起動トルクの消失と静的漏れの増大を生じる。この時の $[B]_s < [K]_s$ を限界静的密封バランス比とする。

P_p よりも高い密封圧力下で摺動した場合には、 $[K]_s$ の増加ともなって静的密封性能は急激に劣化する。静的密封性能が安定となる初期荷重と密封圧力の範囲を、図 5.1 8 に、最少すきま h_0 と摺動

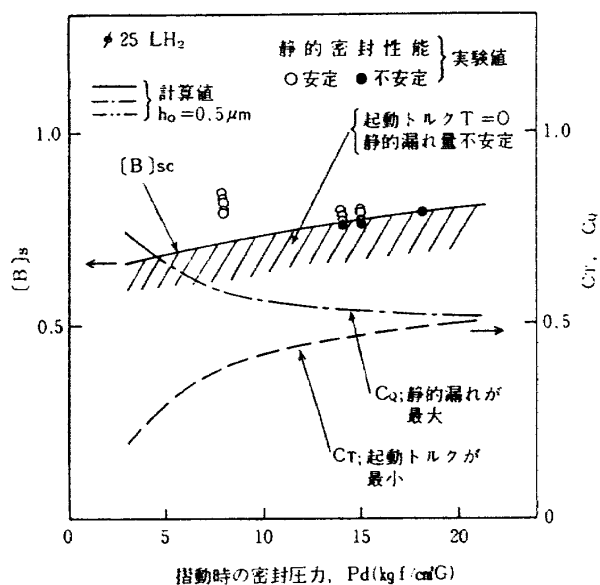


図 5.19 起動トルク，静的漏れ特性が安定になる $[B]_{sc}$ と振動時の密封圧力の関係

密封圧力 P_d を変化させて示した。図のように振動下での密封圧力 P_d と、密封面間で形成される最小すきま h_0 のわずかな変化によって密封性能を安定にする初期荷重の範囲が大きく変化する。最小すきまの減少と振動密封圧力の増加は、密封性能を不安定にすることが推察できる。振動時の密封圧力 P_d に対して安定な静的密封性能を与える限界静的密封バランス比 $[B]_{sc}$ の計算値（計算方法は付録 I）を実験値とともに図 5.19 に示す。また図中で与えた C_T と C_Q は、密封圧力が $C_T P_d$ の時に起動トルクが最小になり、 $C_Q P_d$ の時に静的漏れが最大となることを表す定数である。

実験から定めた安定な静的密封性能の範囲と、解析から求めた $[B]_{sc}$ は良く一致している。また、比較的高い密封圧力下で振動した場合は、起動トルクと静的漏れは、振動密封圧力の約半分の密封圧力下で不安定になる。このように、静的密封性能の安定化は、初期荷重と流体バランス比から定まる密封バランス比を、限界静的密封バランス比 $[B]_{sc}$ より大きく設定することで得ることができる。

5.3 第 5 章の結論

液体水素を密封して、高速振動する接触式メカニカルシールの起動トルク特性と静的密封特性を明らかにした。主な結果は次のとおりである。

(1) メカニカルシールの起動トルクを測定し、密

封面の摩耗形状から求めた面ひずみと対応させて解析することにより、起動トルク特性と静的密封特性の関係を明らかにした。

- (2) 密封圧力下での相対する密封面の接触状態は、最小すきま h_0 と面ひずみ Δh で定めることができる。本供試メカニカルシールでは、 h_0 は振動前は $0.56 \mu\text{m}$ 、振動後は $0.43 \mu\text{m}$ であった。
- (3) 本供試メカニカルシールでは、振動前の P_p より高い密封圧力下で運転した場合、起動トルクが急激に減少し、静的密封性能は劣化する。 P_p より低い密封圧力下では、逆に起動トルクが増加し、静的密封性能は向上する。
- (4) 起動トルク特性を調べることで、密封面のなじみ過程を推察することができた。特に比較的低い密封圧力下では、密封面なじみの進行が遅くなるため、動的熱ひずみが付加されて、起動トルクはなじみが完了した時に比べて大きく増加する場合がある。
- (5) 静的密封性能を安定にする限界静的密封バランス比 $[B]_{sc}$ を解析した。実験から求めた安定な静的密封性能を与える $[B]_{sc}$ の範囲と、計算結果は良く一致した。

第 6 章 摩擦損失動力と動的密封特性

6.1 まえがき

高速振動下での接触式メカニカルシールの密封面は、加圧密封流体による負荷ならびにペローズのスプリング力を受けて振動するため、大きな振動摩擦が生じる。その結果、密封面間が振動発熱のために乾燥摩擦状態になりやすくなり、振動密封面は著しく損耗する。密封面の接触面下で形成される、極めて狭いすきまが摩耗のために広がり、密封性能は劣化する。密封面の損耗を軽減させるために密封力を減少させた場合、密封すきまで発生する密封面を押し広げる力である開方力が大きい時には、密封面間が離反して運転時に大きな漏れを誘起する。

運転下における安定した密封性能は、メカニカルシールの構造から定まる密封力を開方力より適度に大きく設定して、適切な密封すきまを保持することで達成される。しかし、密封面の開方力は、密封面の開方力は、密封流体の圧力と温度による面ひずみ

の形成と、摺動下での損耗によって大きく変化する。さらに密封面間で発生する密封流体の沸とう現象にもなり密封すきま圧力の上昇によって、開方力が増加する⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。密封面間の開方力の解明は、運転時の密封性能の安定化と密封面の損耗過程を明らかにする上で極めて重要になる。

液体水素を密封する高速摺動面は、低粘度と潤滑性がほとんど期待できない液体水素中では、厳しい摺動状態になる。摺動面の冷却は液体水素によって行われるが、厳しい摺動発熱下での液体水素の沸とうによる熱伝達特性の劣化により、摺動条件は一層過酷になる。密封面の損耗を軽減させ、かつ安定した密封性能を与える密封力の適切な設定は、メカニカルシールの寿命と安定な作動状態を支配する。

本章では、高速摺動下におけるメカニカルシールの摩擦損失動力を測定して摺動負荷を求めることにより、密封面の開方力を明らかにし、摺動下での密封性能（動的密封性能）の安定限界について述べる。

摩擦損失動力を測定し、第5章で明らかにした面びずみの傾向と対応させることによって、摺動面のなじみ過程にもなり摩擦損失動力の推移を明らかにした。また摩擦損失動力の測定結果から摺動下における密封面の開方力を求め、動的密封性能の安定限界を与える密封力を検討した。さらに、開方力を支配する密封すきまを流れる漏れ流体の相変化をもなり簡単な流れのモデルを提示し、その解析結果と実験結果を比較して動的密封特性を考察した。液体水素を高速摺動下で密封するメカニカルシールの動的密封特性を研究した報告は現在まで行われていない。

本章の実験に使用した供試体は、軸径25mmと40mmの接触式メカニカルシールである。回転試験は、第4章、4.1で示した試験機を用いた。

摩擦損失動力の測定は、主軸を駆動させる空気タービンのタービン入口圧力と摩擦損失動力の関係を別に実験して求め、その較正值とメカニカルシールの運転時のタービン入口圧力の変化を比較して求めた。タービン出力から算出した摩擦損失動力は、密封面を冷却した液体水素の温度上昇量から求めた摩擦損失動力と比較検討した。摩擦損失動力の算出方法の詳細は、付録Ⅲに示した。

回転密封面側から測定した摩擦損失動力 L_t には、密封面の摺動摩擦によるシール摩擦損失動力 L_{sl} と、液体水素と接する回転側のメイティングリングの側面で発生する粘度摩擦損失動力 L_v が含まれる。粘度摩擦損失動力の計算⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾は、液体水素と接するメイティングリングの側面を、回転円板と回転円筒に分けて行った。算出した粘性摩擦損失動力は、密封面間が離反して非接触状態になった時の摩擦損失動力の測定値と一致し、計算に用いた計算式⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾の妥当性を確認した。計算方法の詳細は、付録Ⅲに示した。

極めて狭い密封すきまを流れる液体水素は、高速摺動下における粘性発熱のため容易にガス化する。このため漏れ液体水素は、Hughes⁽¹⁹⁾⁽¹⁶⁾らやLebeck⁽¹⁷⁾が提示した気液二相状態にはとどまらず、ほとんど気相化するものと考えられる。漏れ流体が気液二相および気相状態になるとした流れの解析において、気相流れに流出指数⁽¹⁸⁾を導入した新しい流れのモデルを提示した。このモデルの解析は、粘性流体の流れの式とエネルギー式を組合せて行った。解析方法の詳細は、付録Ⅳに示した。

6.2 実験結果と考察

6.2.1 摩擦損失動力

(1) 摩擦損失動力の測定方法

図6.1は、密封面を冷却した液体水素の温度上昇量ならびにタービン出力から算出した摩擦損失動力の運転時間にもなり変化を比較したものである。定常運転条件は、回転数50,000rpm、摺動時の密封圧力は14kgf/cm²Gである。図に示すように温度上昇量から算出した摩擦損失動力は、運転開始初期においては外部からの熱浸入量が相当に多く、また定常運転下でもかなりの熱浸入があるため、タービン出力から求めた値に比べて大きくなる。定常熱浸入量を測定し、温度上昇から求めた値から熱浸入分を除いた値は、タービン出力から求めた値とかなり良く一致している。以下で述べる摩擦損失動力は、タービン出力から算出した値である。

(2) 摩擦損失動力の推移

図6.2は、摺動時の密封圧力14kgf/cm²G下での各初期荷重における摩擦損失動力の運転時間にもなり

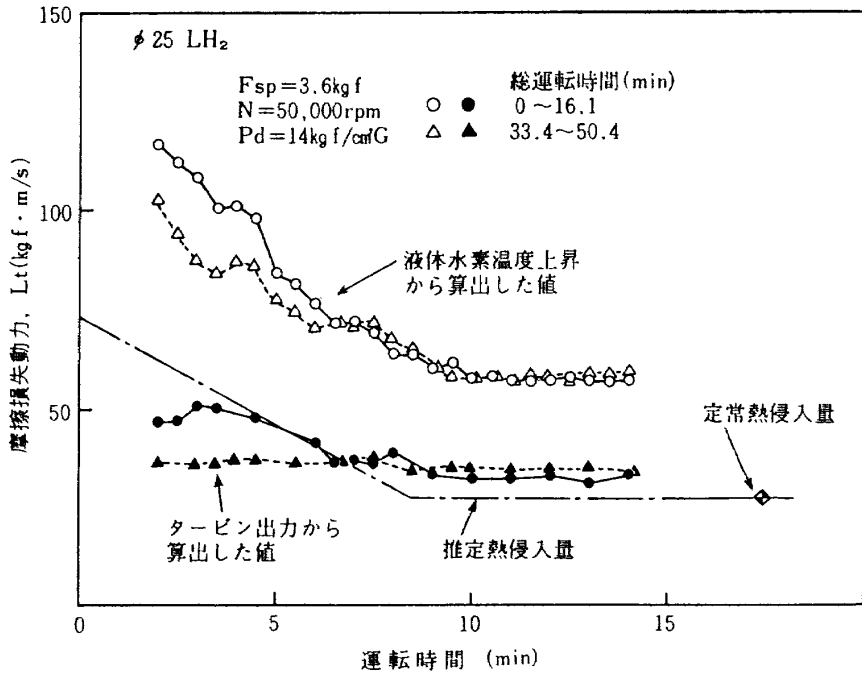


図 6.1 摩擦損失動力の算出方法の比較

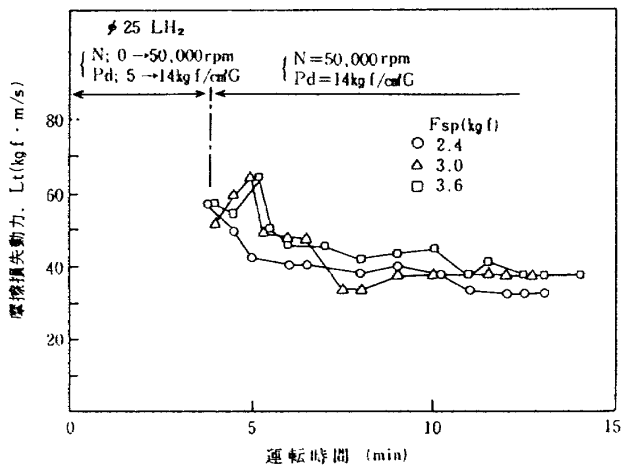


図 6.2 各初期荷重における摩擦損失動力の推移 (Pd = 14kgf/cm²G)

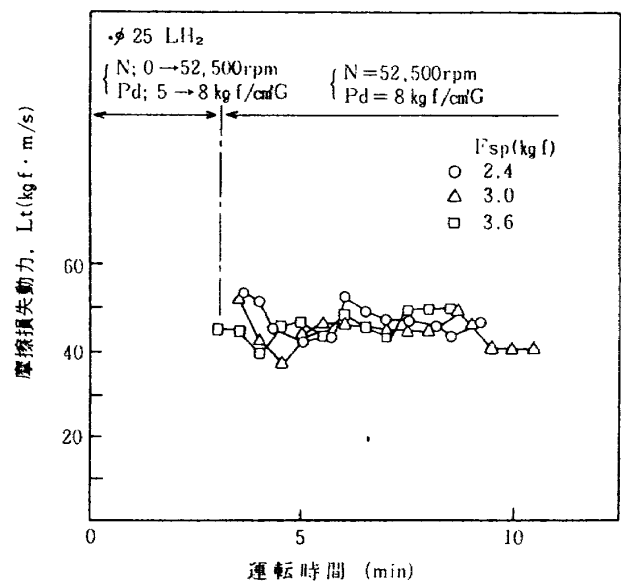


図 6.3 各初期荷重における摩擦損失動力の推移 (Pd = 8kgf/cm²G)

り推移を示す。運転時間初期では、回転数 50,000 rpm の定常運転下で最大約 65kgf・m/s の摩擦損失動力を示す。その後摩擦損失動力は急激に減少して、運転時間 11 分後には、約 32~38kgf・m/s の値を示した。長時間運転下でも、図 6.1 で示した如く、摩擦損失動力は定常状態を保つ。また初期荷重の増加により、摩擦損失動力がわずかに大きくなる程度であり、摩擦損失動力に及ぼす初期荷重の影響は小さい。

運転時間にもなると急激な摩擦損失動力の減少は、第 5 章で明らかにした、摺動下での密封面の損耗に

ともなり面ひずみの解消によるものと考えられる。すなわち、本供試メカニカルシールでは、摺動初期には高压側である密封面の外周側が回転摺動面と接触するため、密封面の開方力は、密封面が平行状態の場合よりも小さくなる。その結果、摩擦損失動力は運転初期では高く、密封面が損耗して平行状態になるに従って減少するものと考えられる。

図 6.3 は、摺動時の密封圧力が 8kgf/cm²G の場合の摩擦損失動力の推移を示す。この場合は、高い密封

圧力下で認められた急激な減少傾向は観察されない。

以上示した摩擦損失動力の運転時間にもなり推移は、第5章で明らかにした、起動トルク特性と対応しており、密封面の損耗にもなりなじみ過程が摺動摩擦を大きく支配していることを示している。

(3) なじみ過程にもなりシール摩擦損失動力の推移

図6.4は、摺動面のなじみの進行状態を考慮した、回転数と摩擦損失動力の関係である。摺動時の密封圧力は $14\text{kgf/cm}^2\text{G}$ である。なじみの進行状態は、図6.2に示した摩擦損失動力の推移から、運転初期において摩擦損失動力が最大となる時をなじみ初期とした。また摩擦損失動力が減少して定常になった時をなじみ終期とした。

ここまで述べてきた摩擦損失動力は、図6.4の図中で示した、液体水素中で回転するメイティングリングの粘性摩擦損失動力が含まれる。粘性液体中で回転する円板と円筒の粘性摩擦の式⁽²⁷⁾から算出した粘性摩擦損失動力 L_v は、図中で示した過大な漏れを発生し、密封面間が非接触状態になったと推察される時の摩擦損失動力の測定値と良く一致している。

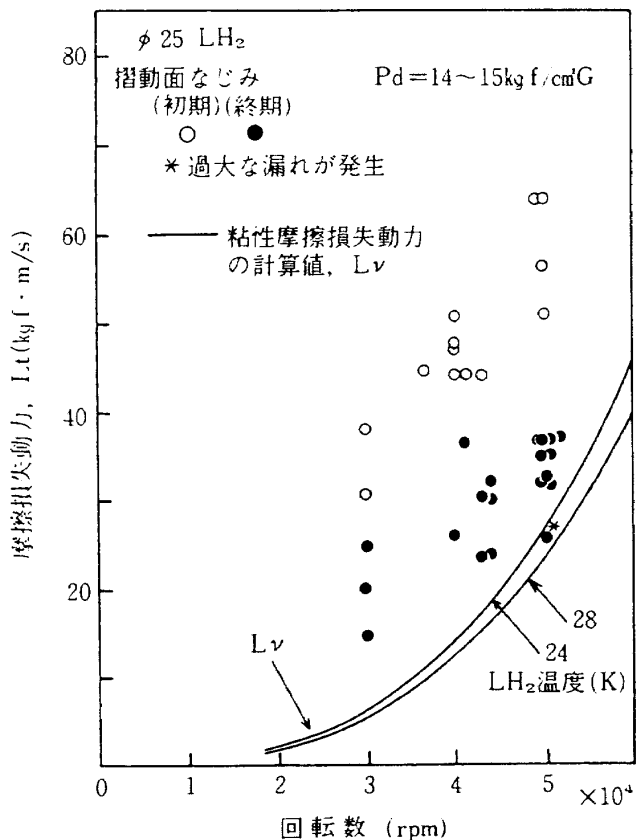


図 6.4 摩擦損失動力と回転数の関係

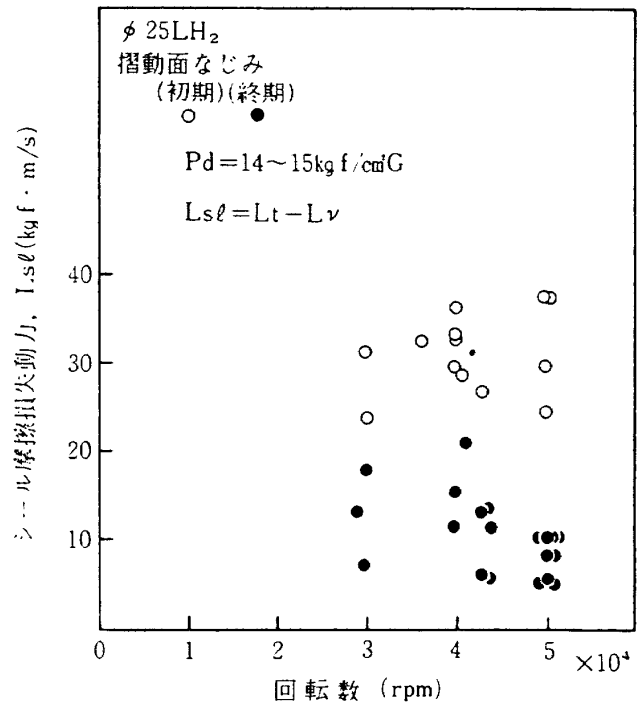


図 6.5 シール摩擦損失動力と回転数の関係

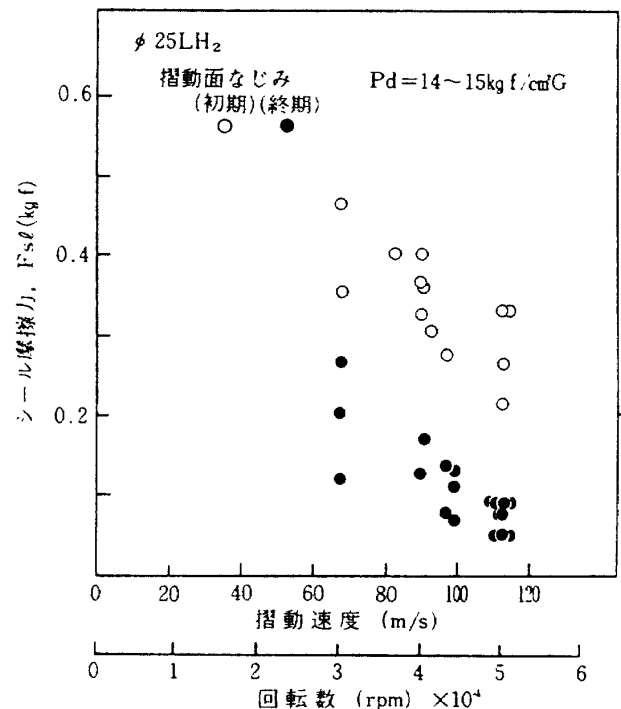


図 6.6 シール摩擦力と摺動速度の関係

以上の結果から、密封摺動面で生じるシール摩擦損失動力は、摩擦損失動力から粘性摩擦損失動力を除いた値である。シール摩擦損失動力は、図6.5で示す如く、摺動面のなじみの進行にもなって大幅に減少する。回転数 50000 rpm では、シール摩擦損失動力は、最大 $38 \text{ kg f} \cdot \text{m/s}$ から最小 $6 \text{ kg f} \cdot \text{m/s}$

まで減少している。このように高速摺動下でのシール摩擦損失動力は、なじみ終期において極めて小さくなり、回転側のメイティングリングの粘性摩擦損失動力の方がかなり大きくなる。

図 6.6 は、図 6.5 に示したシール摩擦損失動力を摺動速度で割った値であるシール摩擦力と摺動速度の関係である。なじみ初期および終期ともシール摩擦力は摺動速度の増加にともなって減少する。摺動速度 113 m/s (回転数 50,000 rpm)、摺動時の密封圧力 14~15 kgf/cm²G におけるなじみ初期にはシール摩擦力は最大約 0.34 kgf であり、なじみ終期にはシール摩擦力は約 50 gr 程度まで減少している。摺動速度の増加にともなりシール摩擦力の減少は、後で詳しく考察するように、密封すきまで発生する開方力が増加して、密封面の負荷が減少したためであると考える。

6.2.2 動的密封性能の安定限界

(1) 安定限界

図 6.7 は、軸径 25mm と 40mm のメカニカルシールにおいて、動的密封性能を安定にする密封力の無次元量である動的密封バランス比〔B〕_d と、摺動時の密封圧力 P_d の関係である。〔B〕_d は次式で与えられる。

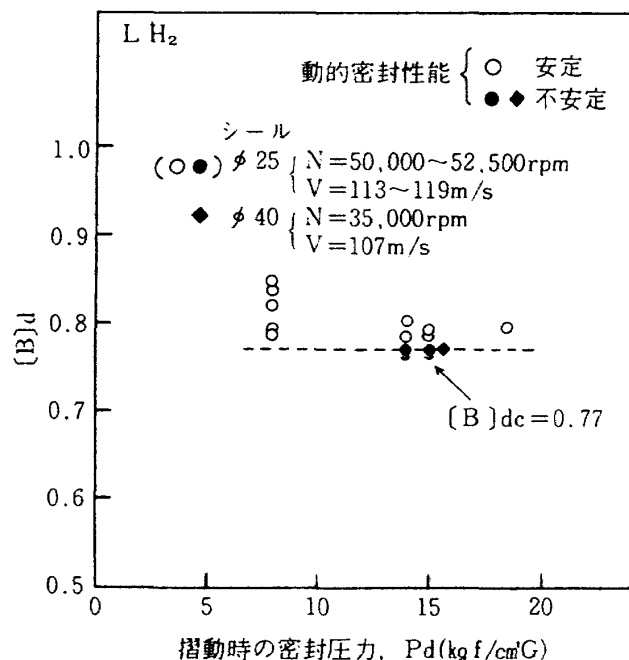


図 6.7 密封性能が安定となる動的密封バランス比〔B〕_d

$$〔B〕_d = B + \frac{F_{sp}}{A_s \Delta P_d} \quad (6.1)$$

ここで、B は流体バランス比、F_{sp} は初期荷重、A_s は密封面の面積、ΔP_d は摺動時の密封圧力差である。

実験は、初期荷重を変化させて〔B〕_d を減少させ、定常運転下での漏れが不安定になる時の〔B〕_d を、限界動的密封バランス比〔B〕_{dc} とした。実験結果から得られた〔B〕_{dc} は、摺動密封圧力 14~15 kgf/cm²G、摺動速度 107~113 m/s の運転下では、供試シールに関係なく、0.77 の値であった。このことは、密封面で発生する開方力が相当に大きいことを示唆している。以下、開方力をシール摩擦損失動力から算出し、動的密封性能を安定にする限界動的密封バランス比〔B〕_{dc} と比較して、動的密封性能の安定限界について考察する。

(2) μ_k の算出方法

シール摩擦損失動力から開方力を求めるためには、高速摺動する密封面間の動摩擦係数 μ_k を求める必要がある。メカニカルシールが発生する、摩擦損失動力 L_t は次式で与えられる。

$$L_t = \mu_k \{ F_{sp} + A_s \Delta P_d (B - [K]_d) \} \times V + L_v \quad (6.2)$$

ここで、V は密封面の平均摺動速度であり、〔K〕_d は次式で与えられる摺動時の開方力 F_o の無次元量である動的開方力比である。

$$〔K〕_d = \frac{F_o}{A_s \Delta P_d} \quad (6.3)$$

ここで、同じ摺動速度と密封圧力下において、初期荷重を変化させて F_{sp}' とした時の摩擦損失動力を L_t' とする。式 (6.2) から μ_k を一定と考えることができることから、μ_k は次式で与えられる。

$$\mu_k = \frac{L_t - L_t'}{F_{sp} - F_{sp}'} \quad (6.4)$$

μ_k が定まれば、式 (6.2) から動的開方力比〔K〕_d を算出することができる。

(3) 摩擦損失動力から求めた μ_k と〔K〕_d

表 6.1 は、式 (6.4) から算出した、摺動密封圧力 14 kgf/cm²G、摺動速度 113 m/s 下での μ_k の値を示す。Wisander⁽⁶⁾ によって求められた液体水素中での動摩擦係数の測定結果は、荷重 1 kgf、

表 6.1 摩擦損失動力から求めた動摩擦係数

密封圧力 Pd (kgf/cm ² G)	回 転 数 N (rpm)	摺 動 速 度 V (m/s)	初 期 荷 重 F _{sp} (kgf)	摩 擦 損 失 動 力 , Lt (kgf・m/s)	動 摩 擦 係 数 , μ _k
14	50,000	113	2.35	32	0.037
			3.56	37	

摺動速度 51 m/s, 304 ステンレス鋼と P5N カーボンの組合せでは、μ_k = 0.04を測定している。摩擦材料の組合せと摺動速度の違いはあるが、本実験で求めた μ_k = 0.037は十分妥当な値である。また、本実験では、摩擦材料の組合せは硬質カーボンと硬質クロムメッキであり、摺動下で硬質クロムメッキ摺動面にカーボン転移膜が形成されるため、高い摺動速度域では μ_k はほぼ一定であると考えられる。Wisanderら⁽⁶⁾の実験でも、高い摺動速度域では μ_k が一定であることを示している。

以上の考察から、摺動速度が 50~120 m/s の範囲では、μ_k = 0.037で一定であると考えられることから、種々の運転条件下で求めた摩擦損失動力から算出した〔K〕dは、摺動速度に対して図 6.8 に示す傾向になる。〔K〕dの実験値は、摺動

のなじみ初期でも終期でも、摺動速度の増加にもなると同じ傾向で増加している。また、摺動時の密封圧力の影響はあまり認められない。この図から、摺動速度が 110 m/s 付近では、なじみ終期の〔K〕dの実験値は、動的密封性能の安定限界を示す〔B〕dc = 0.77の値に近接する。この結果、静止側の密封面を回転する密封面に押し付ける力が減少し、高速摺動域下では密封性能が不安定になる。

なお、図 6.8 で示した理論値は、次節で考察した、密封すきまを流れる漏れ液体が沸とうしてガス化すると仮定して得られた計算結果である。なじみ終期の〔K〕dの実験値と理論値が良く一致していることから、摺動速度の増加にもなり〔K〕dの増加は、密封面間を流れる液体水素のガス化にもなり密封すきま圧力の増加によるものと考えられる。

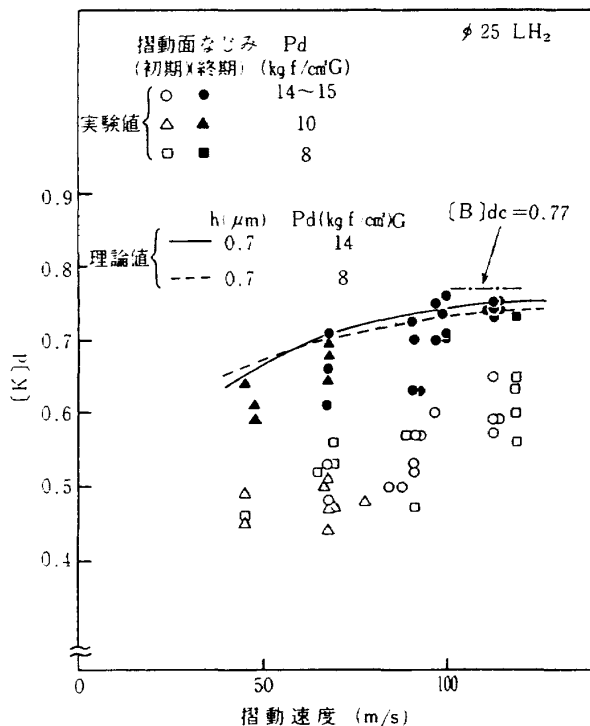


図 6.8 摩擦損失動力から求めた〔K〕d

6.2.3 動的開方力比の考察

(1) 密封すきまを流れる漏れ流体の相変化

実験結果から考察した、摺動密封面に作用する開方力比〔K〕dは、摺動面の面ひずみが損耗により解消され、密封面間が平行状態になると大きな値を示す。

一般に、密封面間が完全に平行平面状態であり、漏れ流体が非圧縮性流体であれば、〔K〕d = 0.5である。しかし、液体水素は非常にガス化しやすい液体である。このことから、Orcutt⁽¹³⁾やHughes⁽¹³⁾⁽¹⁶⁾らが提示した、密封すきまを流れる漏れ流体が摺動発熱によって沸とうし、気液二相状態になり、下流側の気相部の流動抵抗の増加から流れ方向の静圧が上昇することが考えられる。

図 6.9 は、気液二相漏れ流体における密封面に作用する圧力分布と密封面上に作用する力を示す。漏

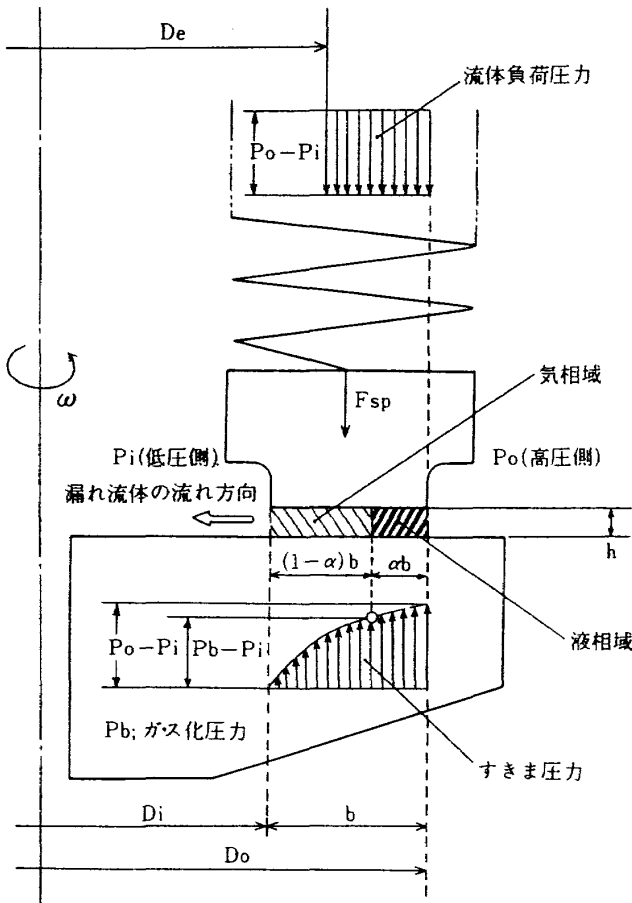


図 6.9 密封面に作用する圧力と力

れ流体が気液二相である場合、密封面の幅 b に対して、 αb を液相漏れ領域、 $(1-\alpha)b$ を気相漏れ領域とする。密封面の開方力は、密封すきまの静圧分布で定まる。漏れ流体の相変化にともない密封すきまの静圧分布は大きく変化する。図 6.10 は、密封すきまの漏れ流体の相が、摺動速度の増加により、液相、気液二相、気相へと変化した場合の密封すきまの静圧分布を模式的に示したものである。

本実験では、摺動速度は最大 113 m/s とかなり高く、また液体水素がガス化しやすいことから、漏れ流体の相は、摺動速度の増加にともなって気液二相からほとんど気相にまで変化することが考えられる。漏れ流体の流れは、気相部の流動抵抗によって支配される。Hughes⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾らやLebeck⁽¹⁷⁾が示した気液二相の流れのモデルでは、気相部の流れを等温流れと仮定して解析を行っている。しかし、極めて狭い密封すきまを流れる気体は、摺動による粘性摩擦によって加温されるため、この仮定は必ずしも実際の気体の流れを表現していない。

図 6.10 で示した気液二相の漏れ流体のモデルでは、粘性摩擦によって加温される気体の状態変化に

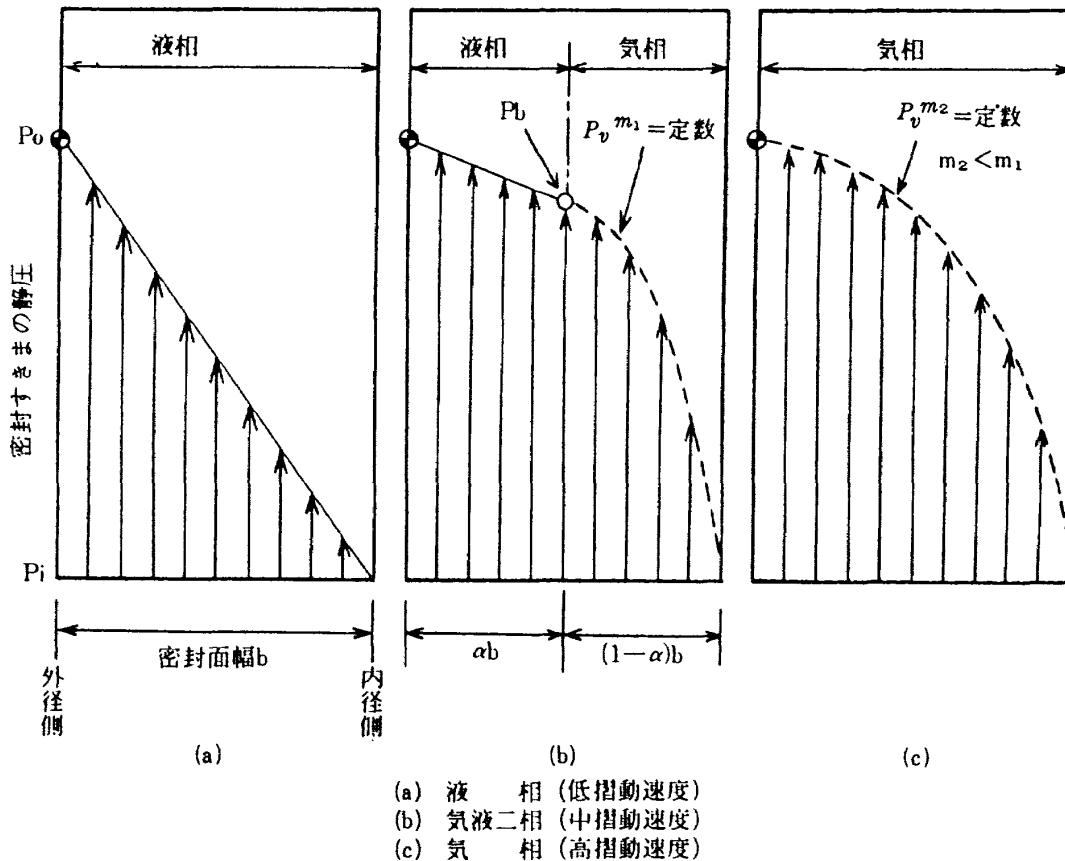


図 6.10 漏れ流体の相変化とすきま圧力の関係

摩擦をとともなり非可逆断熱変化を仮定し、次式の膨張曲線⁽¹⁸⁾を用いた。

$$P v^m = \text{定数} \quad (6.5)$$

ここで、 P は圧力、 v は比容積、 m は流出指数⁽¹⁸⁾である。 $m = 1$ の時は等温変化と、 $m = \kappa$ (断熱指数)の時は断熱変化と同等になる。流出する気体は、摺動速度にとともなり気体自身の粘性摩擦によって加熱され、この結果、流出指数は例えば等温変化の場合よりも減少する。式(6.5)で示した気体の膨張過程を気体の流れの式に導入することにより、解析はより実際の流れの現象をとらえることができるものとする。

漏れ流体の気相域の静圧は、流出指数が減少するにともなって上昇し、開方力が増加する。まれ漏れ流体の流量は、流出指数の減少にとともなり気相流れの流動抵抗の増加により減少する。

(2) 解析結果

図 6.1 1 に、回転数の増加によって漏れ流体の相が、液相、気液二相、気相へと変化した場合の、漏れガス流量と動的開方比 $[K]d$ の計算結果と実験値を示す。摺動時の密封圧力は $14 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ であり、密封すきまが $0.7 \mu\text{m}$ と $0.8 \mu\text{m}$ の場合の計算結果である。この密封すきま h の大きさは、図に示した回転数が零の時の漏れ量から推定した値である。計算の過程において以下のことを考慮した。

例えば、密封すきま $h = 0.7 \mu\text{m}$ における計算結果では、回転数の上昇にとともなって、約 $19,000 \text{ rpm}$ で流れの下流側でガス化が開始され、漏れ流体が気液二相になり、漏れ量が減少し始める。また $[K]d$ は 0.5 から増加し始める。約 $30,000 \text{ rpm}$ 以上では、ガス化圧力 P_b が液体水素の臨界圧力 $P_c = 12.8 \text{ 気圧}$ を越えるため、気液二相流れの計算方法は適応できなくなる。しかし、本実験では摺動密封圧力が 15 気圧 程度とかなり臨界圧力に近いこと、ならびに付録図 IV. 3 に示した液体水素の物性からもみられるように、臨界領域においても相変化を仮定しても不自然ではないものと考え、 $P_b > P_c$ の場合についても計算を試みた。また全てを気相流れとした計算も行った。図で示したように、気液二相と気相の流れの計算結果はわずかに異なるが、この領域では液相の領域は少なく、全てを気相流れと仮定できるものと考えた。

計算結果によると、回転数の増加に従って漏れ流

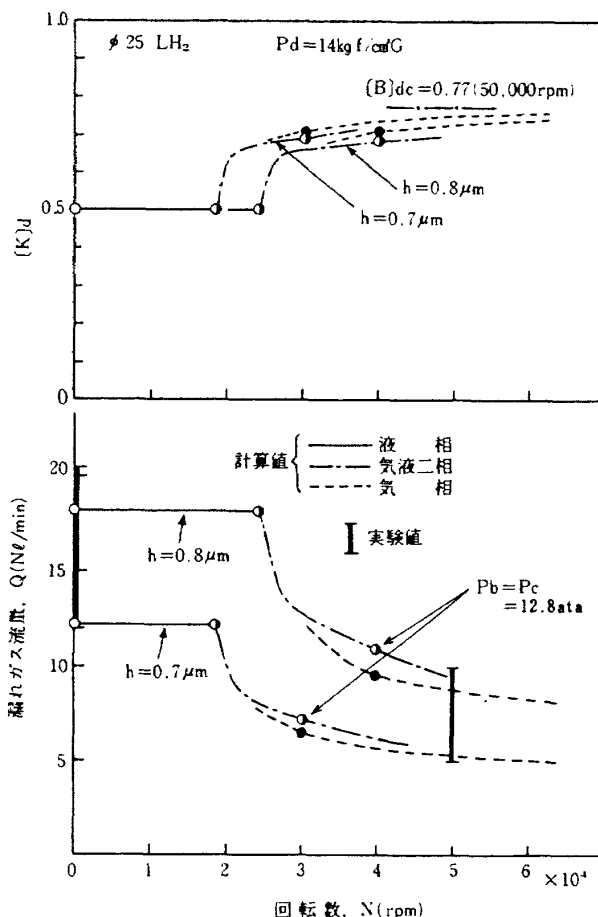


図 6.1 1 回転数と漏れガス流量、 $[K]d$ の関係

体の相は、液相、気液二相、気相へと変化し、これにとともなって漏れ量が減少しほぼ定常状態になる。漏れ量の減少は実験値とかなり良く一致している。また $[K]d$ も漏れ量の減少にとともなって増加し、高速回転域ではほぼ定常状態になり、実験から求めた限界動的密封バランス比 $[B]dc = 0.77$ に近づく。また密封すきま h が減少すると、漏れが気液二相になり始める時の回転数は低下する。

以上の計算結果から、図 6.8 で示した、摺動速度の増加にとともなり $[K]d$ の増加傾向は、漏れ流体の相変化によるものであり、また高速摺動下での密封面のすきまを流れる流体の相は、ほとんどが気相状態であると考えられる。

図 6.1 2 は、回転数 $50,000 \text{ rpm}$ 下での密封すきま h に対する動的開方比 $[K]d$ および漏れ流量の関係の計算結果である。摺動時の密封圧力が $14 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ と $8 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ の場合を比較する。密封すきまの減少にとともなって $[K]d$ はほぼ直線的に増加する。また摺動時の密封圧力の影響は小さい。この密封す

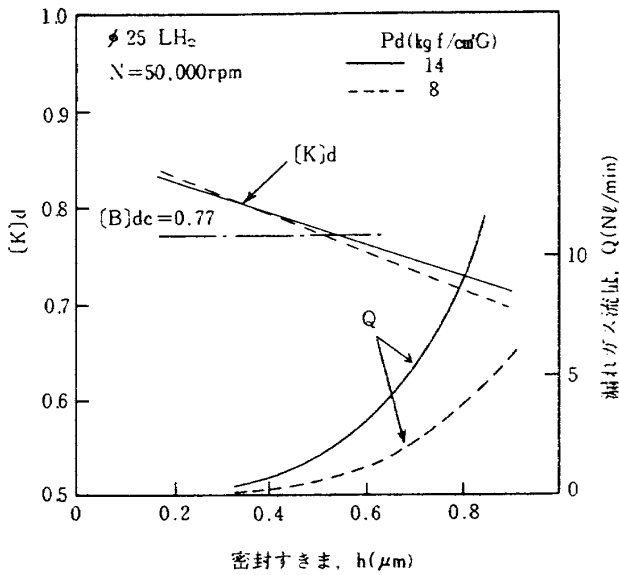


図 6.1 2 密封すきまと $[K]d$, 漏れガス流量の関係

きまと $[K]d$ の関係は、互いに密封面の摺動負荷と動的密封性能を安定にする。すなわち、密封すきまが減少すると開方力が増加し、摺動負荷は減少する。また密封すきまが広がり漏れが多くなると、開方力が減少して摺動負荷が増加し、密封すきまを狭くして漏れを減少させる。

6.2.4 摺動密面のすきま量

相変化をとまなり漏れ流体のモデルの計算結果は、動的開方力比が摺動密封面のすきま量によって変化することを示した。このことは、密封面間のなじみ過程における動的開方力比の変化に対して、密封すきまの変化が大きく影響することを示唆している。以下、摺動密封面間で形成される密封すきまを考察する。

図 6.1 3 は、摺動面の半径方向と摺動方向の摩耗形状である。液体水素中で摺動した後は、図のように静止側のカーボン密封面は凹形状に摩耗している。これは、回転側の硬質クロムメッキ摺動面上で発生したサーマルクラックによる表面層の盛り上がり部が、相手側のカーボン密封面を損耗させたためである。この盛り上がり部は摺動方向に約 0.2mm 間隔で形成されている。摺動面上では、サーマルクラックの群はある程度規則的に発生する。

なじみ過程の終期においては、起動トルク特性の考察で示したように、密封面間の接触は平行状態になる。このことから、摺動下においても、図に示す

状態で密封面間が接触していると考えられる。この接触状態では、凹形状に摩耗した静止側の密封面はサーマルクラックによる盛り上がり部で支持され、その結果密封面間には半径方向と摺動方向に十分な密封すきまが形成される。

ここで、静止側の密封面の半径方向の摩耗形状から求められるすきま面積を、密封面の幅で平均した値を平均すきま h_m とする。図 6.1 4 は、各種運転条件下での摺動距離に対する平均すきまと運転時の漏れ量の変化である。平均すきまは約 0.5~0.8 μm 程度である。平均すきまは摺動距離が長くなるとわずかに増加する程度で運転初期において定まる傾向がみられる。また運転時の漏れ量は、わずかな平均すきまの増加によって大きく増加している。

図 6.1 5 は平均すきまと運転下での漏れ量の関係である。図に示すように、摩耗形状から求めた平均すきまを採用した場合、理論値と実験値は比較的良く一致する。このことから、密封すきまはなじみ過程で形成される密封面間の平均すきまと考えることができる。

図 6.1 6 は、平均すきまと摺動面のなじみ終期における摩擦損失動力の定常値から求めた動的開方力比 $[K]d$ の関係である。この場合も平均すきまを用いた計算値と実験値は良く一致している。

以上に示した実験結果と理論値は、摺動下での密封面間のなじみ過程において、開方力は静止側の密封面の損耗による密封すきまの形成度合に依存していることを示している。

6.3 第 6 章の結論

液体水素下で高速摺動する接触式メカニカルシールの摩擦損失動力と動的密封特性の安定化を調べた。その結果高速摺動下における開方力の増加が、シール摩擦動力を減少し、動的密封性能を不安定化することを示した。主な結果は次のとおりである。

- (1) 静止側の密封面の損耗による面ひずみの解消により、摺動下の密封面に作用する負荷は変化する。面ひずみにより密封面の外径側（高圧側）が接触している場合は、なじみの進行に従ってシール摩擦損失動力は大幅に減少する。
- (2) メカニカルシールが発生する摩擦損失動力は、

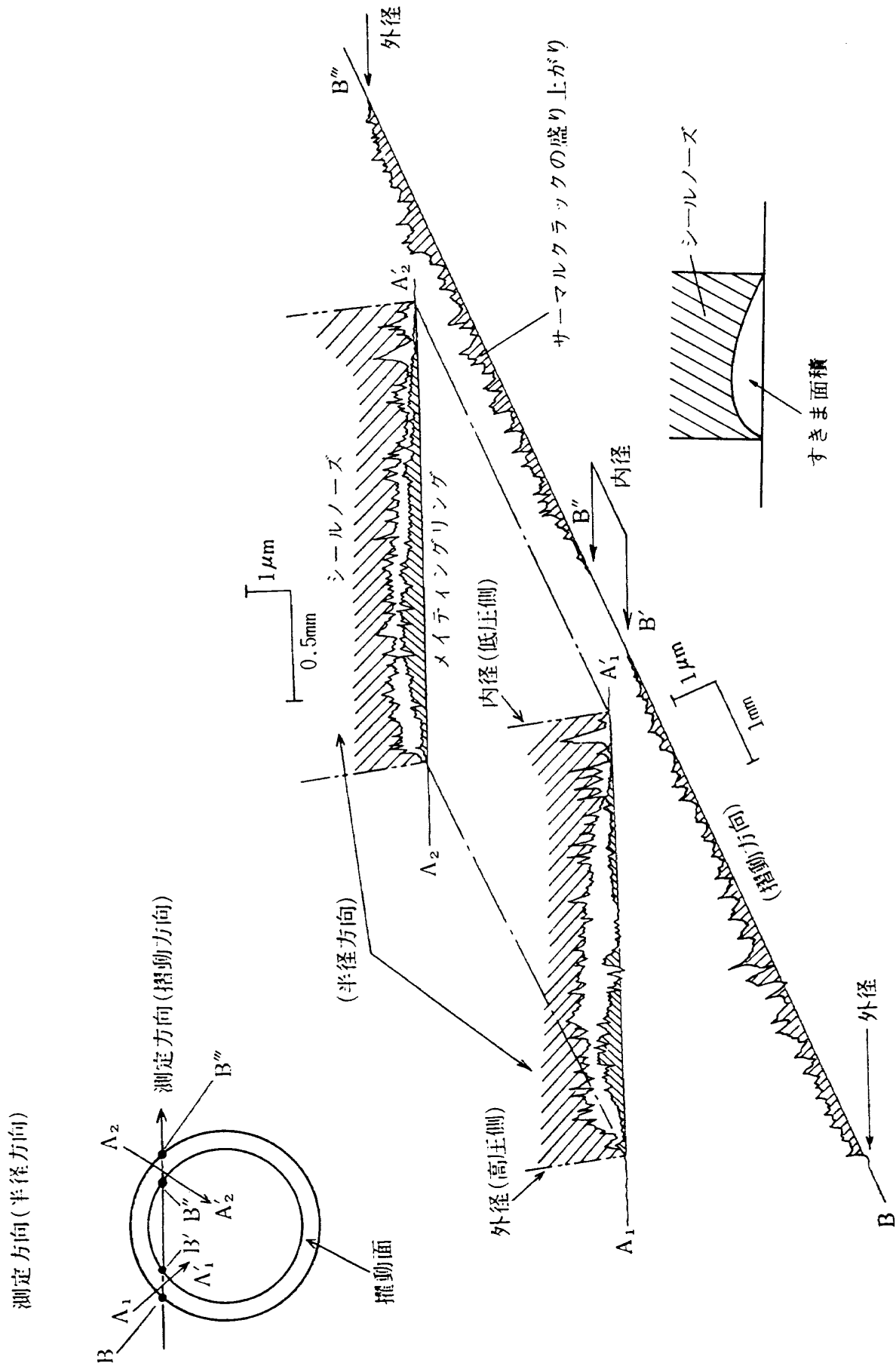


図 6.1.3 撓動面の半径方向と撓動方向の摩擦形状

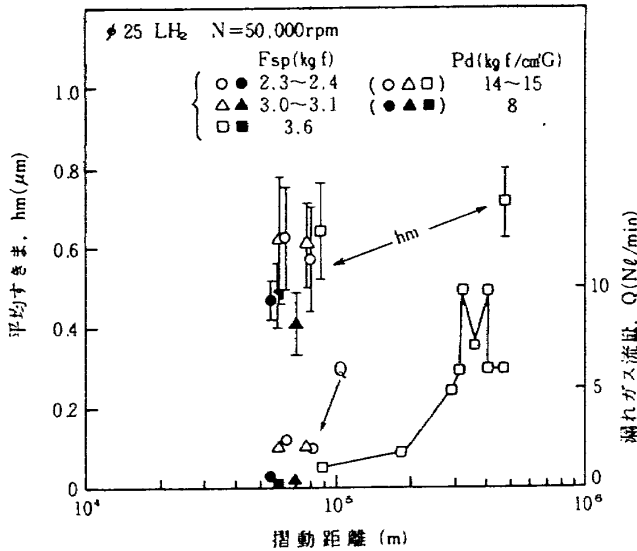


図 6.1.4 撓動距離と平均すきま, 漏れガス流量の関係

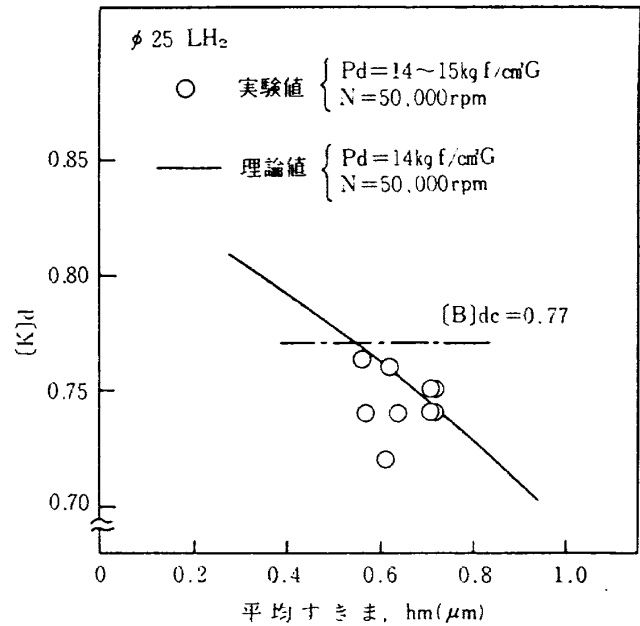


図 6.1.6 平均すきまと摩擦損失動力から求めた [K]d の関係

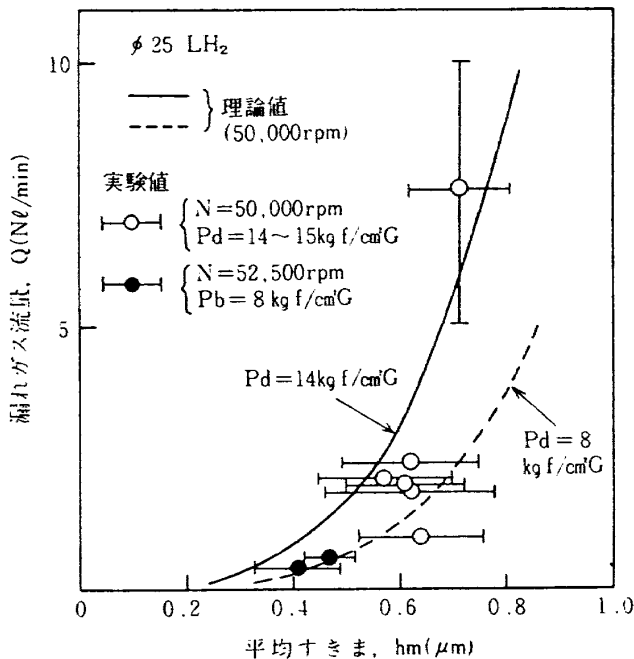


図 6.1.5 平均すきまと漏れガス流量の関係

回転体(メイティングリング)の粘性摩擦損失動力と密封面のシール摩擦損失動力であるが、高速撓動域では、動摩擦係数が小さく、また開方力が大きくなることから、なじみ後のシール摩擦損失動力は極めて小さな値を示す。このため、粘性摩擦損失動力はシール摩擦損失動力に比べて大きくなる。

- (3) シール摩擦損失動力から算出した動的開方力比 $[K]d$ は、撓動速度の増加に伴って増加する。撓動速度が 110 m/s 付近では、 $[K]d$

は $0.72 \sim 0.76$ になり、動的密封性能の安定限界を示す限界動的密封バランス比 $[B]dc = 0.77$ の値に近づく。

- (4) 撓動速度の増加に伴う $[K]d$ の増加は、密封面を流れる漏れ流体が全て気相になると仮定した流れのモデルの解析結果と良く一致した。また、密封面間のすきまに対して、静止側の密封面の摩耗形状から求めた平均すきまを採用した場合、解析結果と実験値は良く一致した。
- (5) 撓動下でのなじみ過程に伴う開方力の増加に対して、静止側の密封面の損耗による密封すきまの形状変化が大きく影響していることが推定された。

第 7 章 撓動密封面のなじみ特性と摩擦

7.1 まえがき

液体水素用接触式メカニカルシールの静的および動的な密封性能は、高速撓動下での密封面の損耗によるなじみ過程下で、面ひずみが解消することによって大きく変動することを、第 5 章、第 6 章で明らかにした。さらに、面ひずみが解消した密封面では、密封すきまで発生する開方力が高速撓動域では相当に大きくなり、密封面の撓動負荷の減少と動的密封性能の不安定化を促進することを示した。この開方力の増加は、静止側の密封面の損耗による密封すき

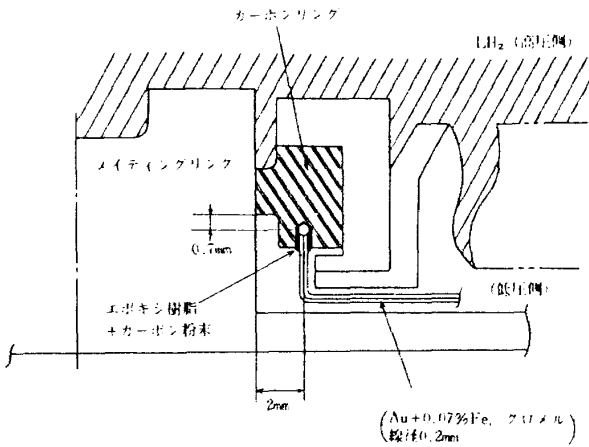


図 7.1 熱電対の埋込み位置

まの形状変化に依存していることを示唆した。このように、液体水素用高速メカニカルシールの密封特性は、運転初期における摺動密封面間の形状変化の影響を大きく受ける。なじみ過程下での摺動面の形状変化を調べ、摺動下における密封性能と摩耗の安定化を解明した。

本章では、高速摺動下における密封面の温度とシール摩擦損失動力を測定して、なじみ過程における摩耗、これともなう熱ひずみの解消、さらに密封

すきまの形状変化による開方力の増加とその後の摩耗の減少など、運転初期における一連の摺動密封面のなじみ過程について論じる。

本章の実験に用いた供試体は、軸径 25mm と 40mm の接触式メカニカルシールである。回転試験は、第 4 章、4.1 で示した試験機と、4.2 で示した、急速起動メカニカルシール試験機を用いた。

シールノーズ部の温度は、図 7.1 に示すように、線径 0.2mm の Au+0.07% Fe 対クロメルをカーボンリングの内径側（低圧側）に埋込み、カーボン粉末を充てんしたエポキシ樹脂で固定して測定した。

実験結果は主に液体水素下でのものであるが、一部液体窒素下での実験結果を含む。

7.2 実験結果と考察

7.2.1 シールノーズ温度となじみ現象

(1) シールノーズ温度とシール摩擦損失動力

図 7.2 は、運転時間にもなうシールノーズ温度と摺動密封面で起きるシール摩擦損失動力の推移の一例である。定常運転条件は、回転数 50,000 rpm 摺動時の密封圧力 14kgf/cm²G、初期荷重 3.18kgf、液

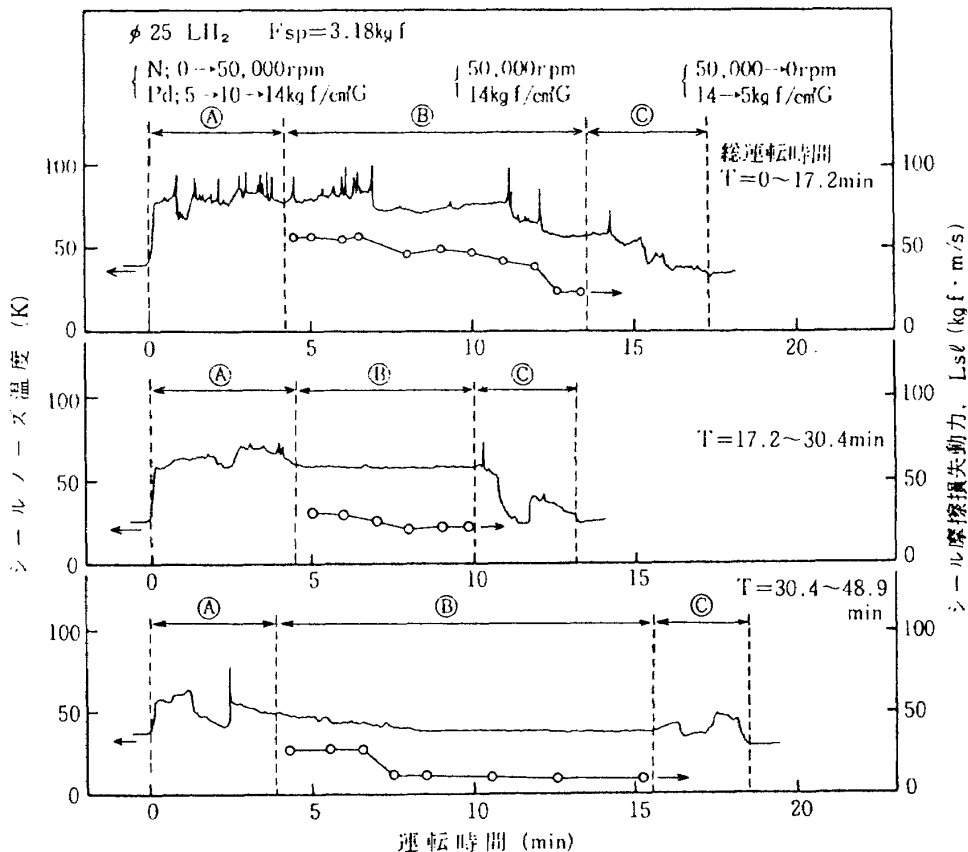


図 7.2 シールノーズ温度とシール摩擦損失動力の推移

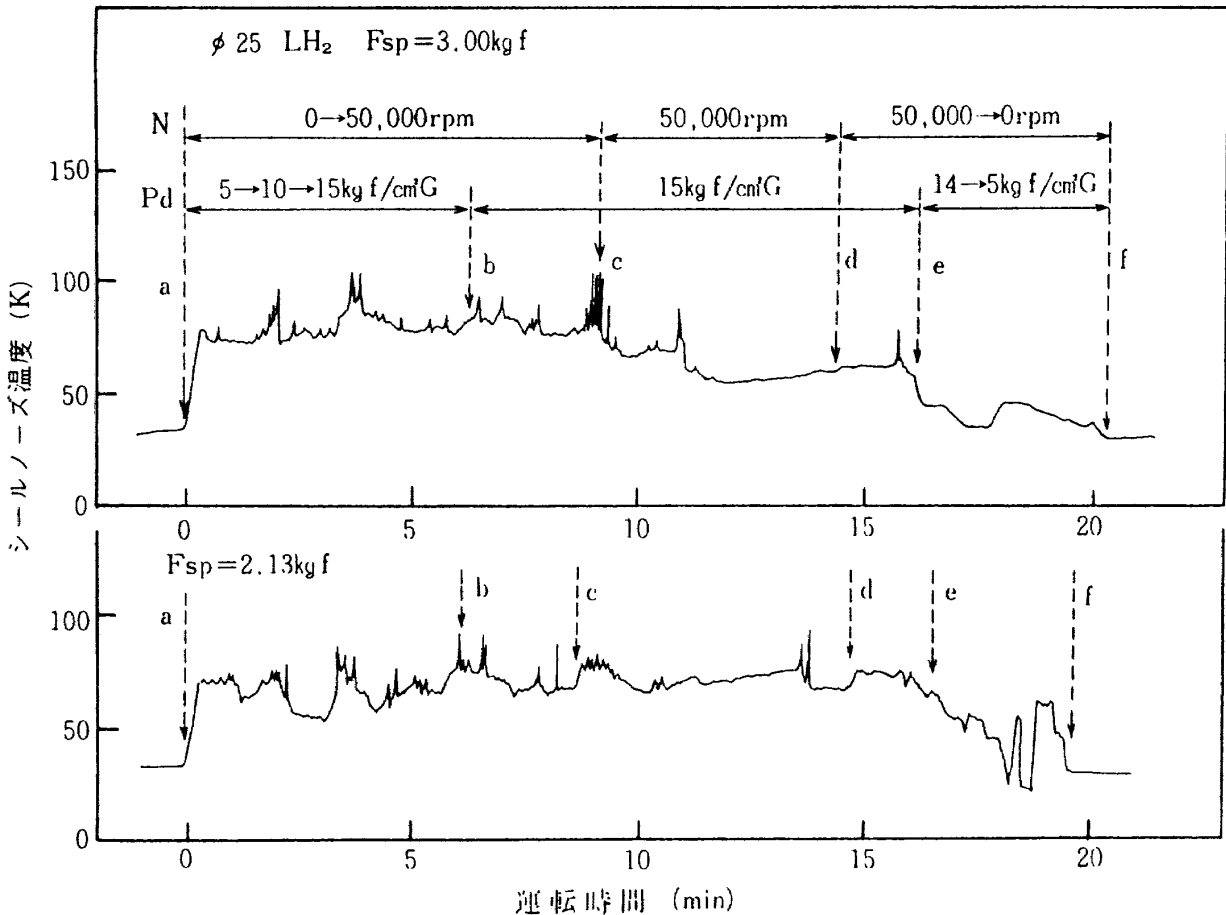


図 7.3 各初期荷重におけるシールノーズ温度の推移

体水素の供給量 0.4 l/s であり、総運転時間 49 分間までの状態を示している。シールノーズ温度は運転初期に最高 100 K に至る瞬時的な温度上昇を繰り返す、その後この瞬時的な温度上昇がなくなるにもなって段階的に降下して、約 40 K の定常値を示す。同時にシール摩擦損失動力も約 $60 \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$ まで減少する。シールノーズ温度の推移は、なじみにもなるシール摩擦損失動力の変化と対応している。

図 7.3 は、初期荷重を変化させた場合のシールノーズ温度の推移である。初期荷重 3 kgf と 2.13 kgf の場合を比較して示す。初期荷重がより小さい場合は、回転数 $50,000 \text{ rpm}$ 、摺動時の密封圧力 $15 \text{ kgf/cm}^2 \text{G}$ の定常運転下（図中の c-d 間）でのシールノーズ温度の降下は少なくなる。また、両初期荷重下において定常運転に至る前の摺動条件が比較的軽い時（図中の a-c 間）にも、シールノーズ温度は瞬時的な上昇を示し、約 80 K の高い値を保っている。このことから、運転初期においては極めて大きな摺動発熱が生じていることが推定できる。

図 7.4 は、シールノーズ温度に対するシール摩擦

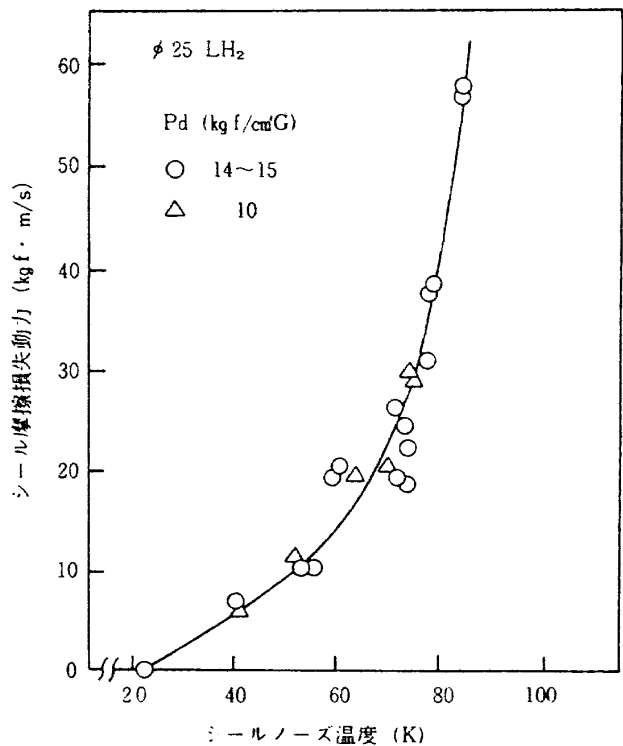


図 7.4 シールノーズ温度とシール摩擦損失動力の関係

損失動力の変化である。摺動時の密封圧力に関係なく、シールノーズ温度が約60Kになるとシール摩擦損失動力が急激に増加している。

シールノーズ温度が高く、シール摩擦損失動力が大きい状態は運転初期で生じ、初期荷重の設定が高いほどシールノーズ温度とシール摩擦損失動力は早く減少するようになる。以上の現象は、運転初期における密封面の摩耗過程が急激なシール摩擦損失動力の減少とシールノーズ温度の降下に影響していることを示唆している。

(2) 密封面の形状変化

各運転時間におけるメイティングリングの摺動面の外観と形状あらしさを、図7.5に示す。外観と形状あらしさは図7.2で示した運転時間に対応している。運転時間が17.2分の段階で硬質クロムメッキ摺動面にサーマルクラックが形成される。その後運転時間が長くなっても、サーマルクラックの外観にはほとんど変化はなく、新しいサーマルクラックの形成やクラックの進展は認められない。またサーマルクラックの形成による硬質クロムメッキの盛り上がり部の半径方向および摺動方向の形状には、運転時間の差による相違はほとんどみられない。このようにメイティングリングの摺動面の形状は運転初期の厳しい摺動下において定まる。

以上に示したサーマルクラックの形成状態とシールノーズ温度およびシール摩擦損失動力の推移を比較すると、シールノーズ温度が60K以上でサーマルクラックの形成が完了し、サーマルクラックの形成にもなってシール摩擦損失動力が急激に減少している。

一方、静止側の密封面の各シールノーズ温度における摩耗形状の一例を、図7.6に示す。シールノーズ温度が28Kとほぼ液体水素温度を示し、なじみ過程が完了した密封面の摩耗形状は、密封流体の圧力と温度の面ひずみにより密封面の内径側が高くなる(図7.6の(1))。シールノーズ温度が高い場合は、摺動発熱による摺動面の熱膨張のため密封面の外径側が開く方向に熱ひずみ加わり、その結果摩耗形状は密封面の外径側が高くなる方向に変化する(図7.6の(2)、(3))。

このような動的熱ひずみとシールノーズ温度の関

係を図7.7に示す。この図から、動的熱ひずみはシールノーズ温度が約60K以上になると顕著に増加し始める。一般に、温度と材料の熱収縮の関係は温度の降下にもなって液体窒素温度(約77K)付近まで直線的に収縮し、その後はほぼ定常状態を示す⁽²⁾。密封面の摩耗形状から求めた動的熱ひずみとシールノーズ温度の関係は、摺動材の熱収縮傾向と対応している。このように、シールノーズ温度が約60K以上になると、摺動密封面には密封流体の圧力と温度による面ひずみの方向とは逆の方向に動的熱ひずみが発生する。動的熱ひずみが発生すると図7.4で示したようにシール摩擦損失動力が急激に増加している。

(3) 摺動密封面のなじみ過程の考察

摺動後の密封面の性状の観察とシールノーズ温度やシール摩擦損失動力の測定結果から、急激なシール摩擦損失動力の減少をとまなり密封面のなじみについて、図7.8に示したモデルを考えた。以下このモデルについて述べる。

運転前の処女密封面は表面あらしさが小さく平坦度が極めて良いことから、運転初期では相対する密封面の接触領域が多く、すきま圧力による開方力が小さい。このため、比較的軽い摺動条件下においても摺動負荷が高くなり、シールノーズ温度は高く、シール摩擦損失動力は大きくなる。また摺動面が容易に乾燥摩擦状態になり密封面が摩耗する。この時、運転初期における面ひずみは摩耗によって解消されるが、動的熱ひずみは残ったままである(図中の(a)、(b)の状態)。

一方、厳しい摺動条件によってクロムメッキ層にサーマルクラックが形成され、クラックの表面層が盛り上がり、静止側のカーボン密封面を損耗する。このため密封面間に開方力が発生できる密封すきまが形成され、負荷が軽減するが、摺動発熱の減少にもなって動的熱ひずみが回復する。動的熱ひずみは開方力を減少させる方向に回復するため、再び密封面が摩耗する(図中の(c)、(d)の状態)。このように、動的熱ひずみが回復と解消過程を繰返しながら消失するため、図7.2に示したように、シールノーズ温度が段階的に降下する現象を示すものと考えられる。また、初期荷重が大きいほど上に述べた密封面のな

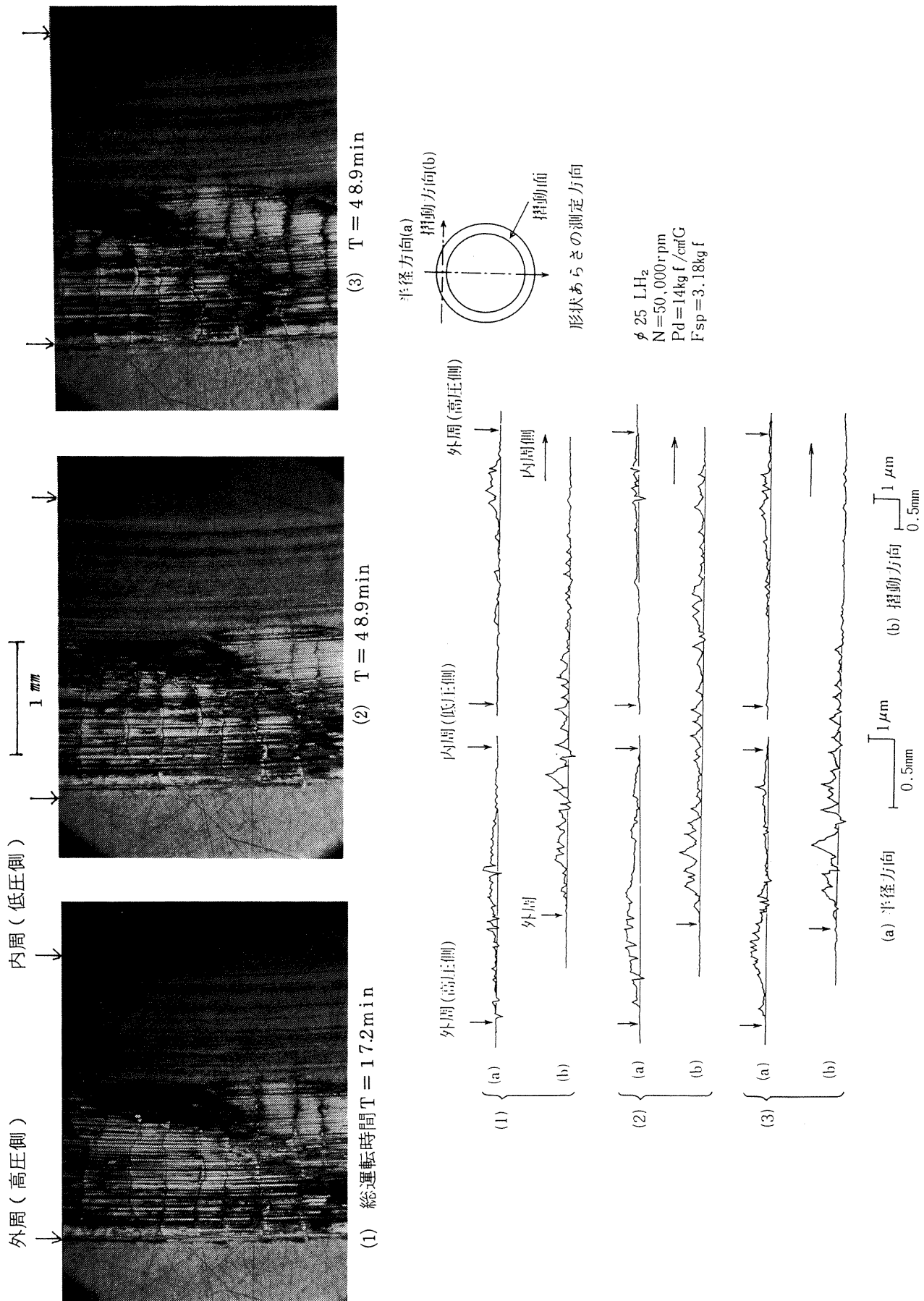
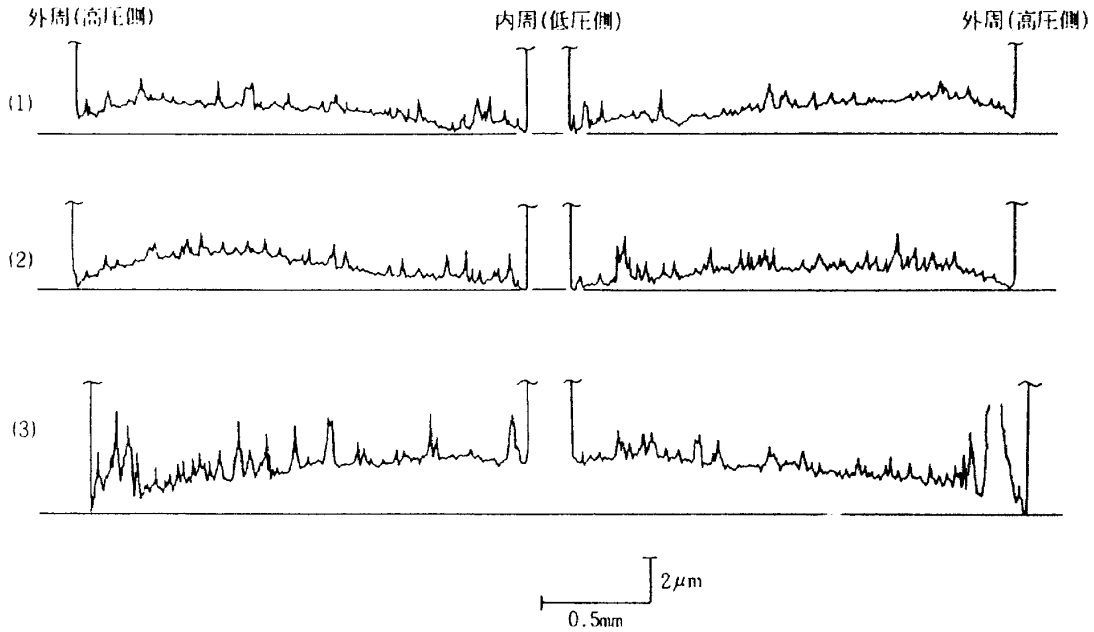


図 7.5 各運転時間におけるメイテイングリング摺動面の外観と形状あらさ



シールノーズ温度
 (1) 28K (L.H₂, Pd=14kg f/cmG, N=50,000rpm)
 (2) 73K (L.H₂, Pd=14kg f/cmG, N=50,000rpm)
 (3) 163K (L.N₂, Pd=14kg f/cmG, N=40,000rpm)

図7.6 各シールノーズ温度でのシールノーズの摩耗形状

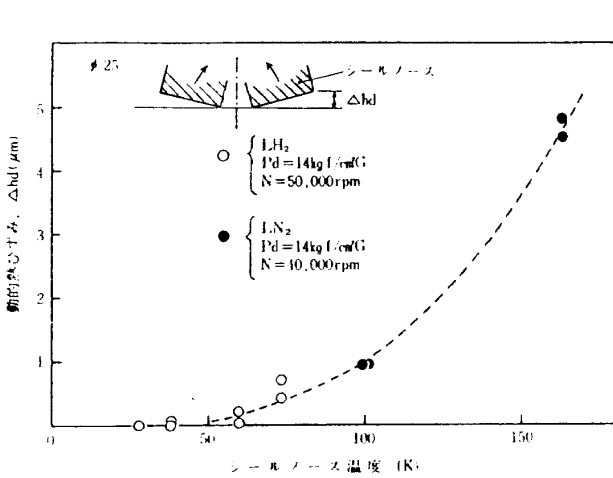


図7.7 シールノーズ温度と動的熱ひずみの関係

じみが早期に完了するものと考えられる。

7.2.2 密封すきまの形状の影響

(1) 密封すきまの形状と摩耗の減少

前節で明らかにしたなじみともなり摺動密封面の性状の変化と開方力の増加による摺動負荷の減少は、相互に密接に関係している。このことは、適度な密封すきまが形成されれば、高速摺動域の大きな開方力を発生させて摺動負荷を軽減し、密封面が摩耗しなくなることを示唆している。

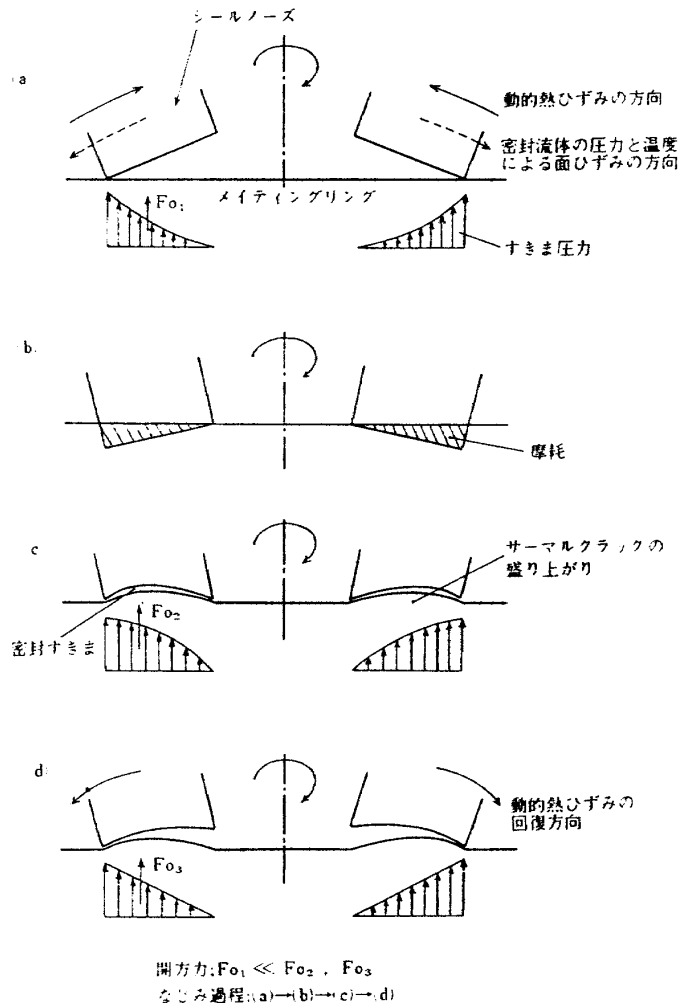


図7.8 密封面のなじみ過程

運転前に適度な密封すきまを形成させた密封面は、適切な初期荷重下では急速加速、減速を含む長時間に渡る運転を行っても摩耗が生じないことが実験で確かめられた。実験は以下に示す手順で行った。

(i) ステップ(1)：初期荷重が 2.93 kgf、定常運転条件（回転数 50,000 rpm、摺動時の密封圧力 14 kgf/cm²G）下で約 47 分間運転して密封面のなじみを完了させた。

(ii) ステップ(2)：ステップ(1)の運転で得られたメカニカルシールを用い、回転側のメイティングリングは未使用のものに交換して、密封面間に適度な密封すきまを形成させた。急速減速、加速回数は 9 回、約 55 分間の定常運転を行った。初期荷重はステップ(1)の時より高く設定し、3.45 kgf とした。

(iii) ステップ(3)：初期荷重を 4.08 kgf に増加し、ステップ(2)の時と同じ運転を行った。急速減速、加速回数は 7 回、定常運転時間は約 45 分間であった。

図 7.9 は、各運転ステップ後の摺動面の摩耗形状である。また摺動面の外観を図 7.10 に示す。以下、各運転ステップごとの実験結果を述べる。

(i) ステップ(1)：なじみ過程の初期に形成されたサーマルクラックの盛り上がりにより、静止側のカーボン密封面は凹形状に損耗し、すきま面積から求めた平均すきま h_m は $0.60 \mu m$ であった。またカーボン摩耗量は $5 \sim 6 \mu m$ であった。

(ii) ステップ(2)：適度な密封すきまを形成した静止側の密封面は、かなり厳しい運転を経ても摩耗量はほとんど零であり、摩耗形状もステップ(1)で得られた摩耗形状とほとんど変わらず、平均すきまは $0.53 \mu m$ であった。また、回転側の摺動面も図 7.11 に示すように、軽微なサーマルクラックの形成が認められるだけで、極めて良好な摺動状態を示した。

(iii) ステップ(3)：初期荷重を増加した結果、再びサーマルクラックが発生した。サーマルクラックによる盛り上がりは摺動面の中央付近に発生し、カーボン密封面の平均すきまは $0.79 \mu m$ に増加した。カーボン摩耗量は $2 \sim 3 \mu m$ であった。

(2) シールノーズ温度の推移

図 7.12 は、急速減速、加速をとまなり運転ステップ(2)と(3)におけるシールノーズ温度の運転時間にとまなり変化の一例である。ステップ(2)では、既に

適度な密封すきまが形成されているため、運転初期から約 35 K と低いシールノーズ温度を保つ。また回転の降下にもなってシールノーズ温度は最大約 55 K まで上昇している。この温度上昇は、摺動速度の減少にもなって開方力が減少し、摺動負荷が増加したことを示している。

初期荷重を増加したステップ(3)の運転では、シールノーズ温度は約 50～65 K の高い値を示し、瞬時的に約 100 K にも達する温度上昇もみられる。約 45 分間の運転において、シールノーズ温度の降下は観察されなかった。なお、運転下での漏れ量はステップ(2)と(3)では差がなく、約 30～40 Nℓ/min の範囲であり、安定した密封性能を示した。

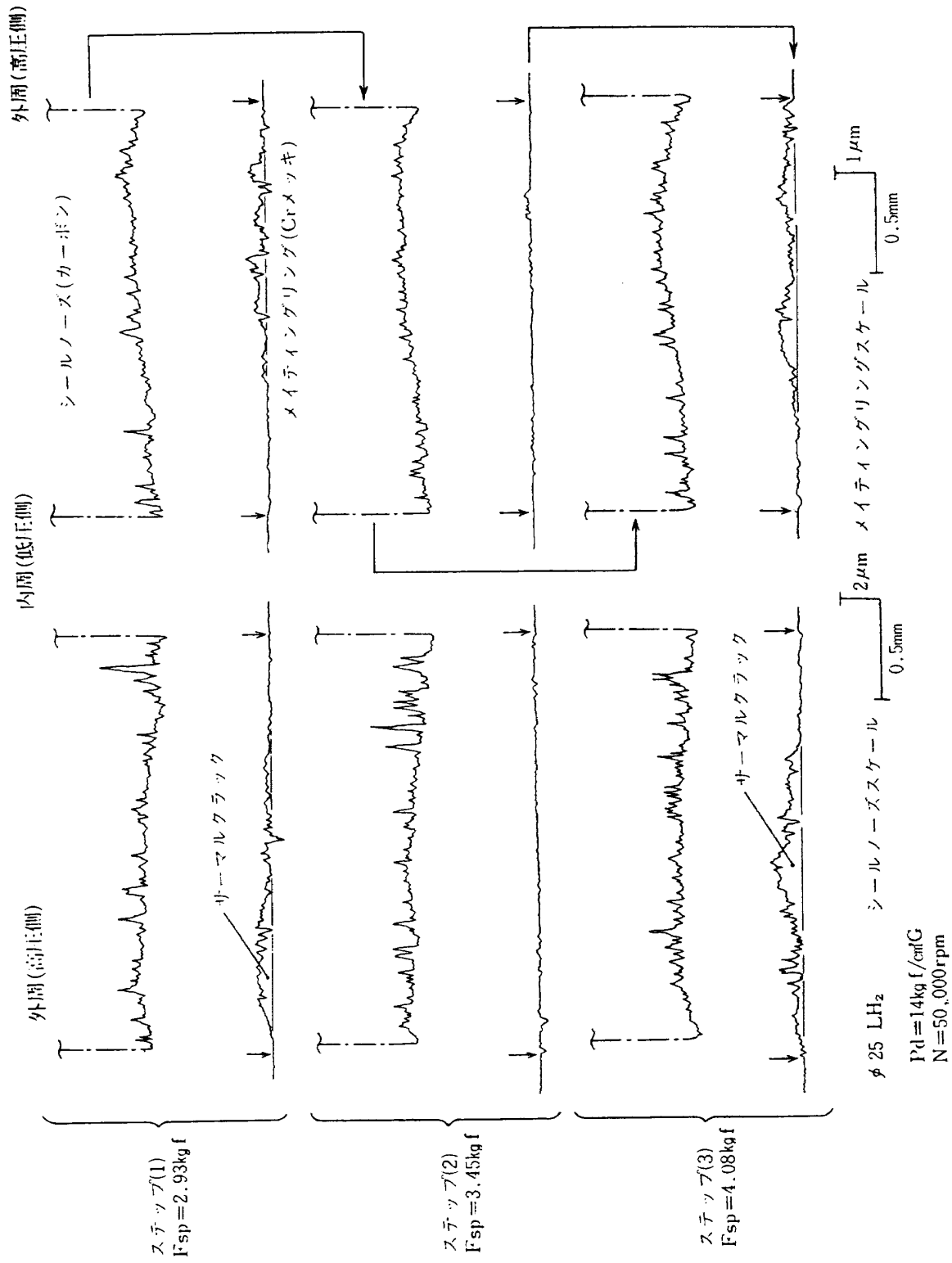


図 7.9 摺動面の磨耗形状の変化

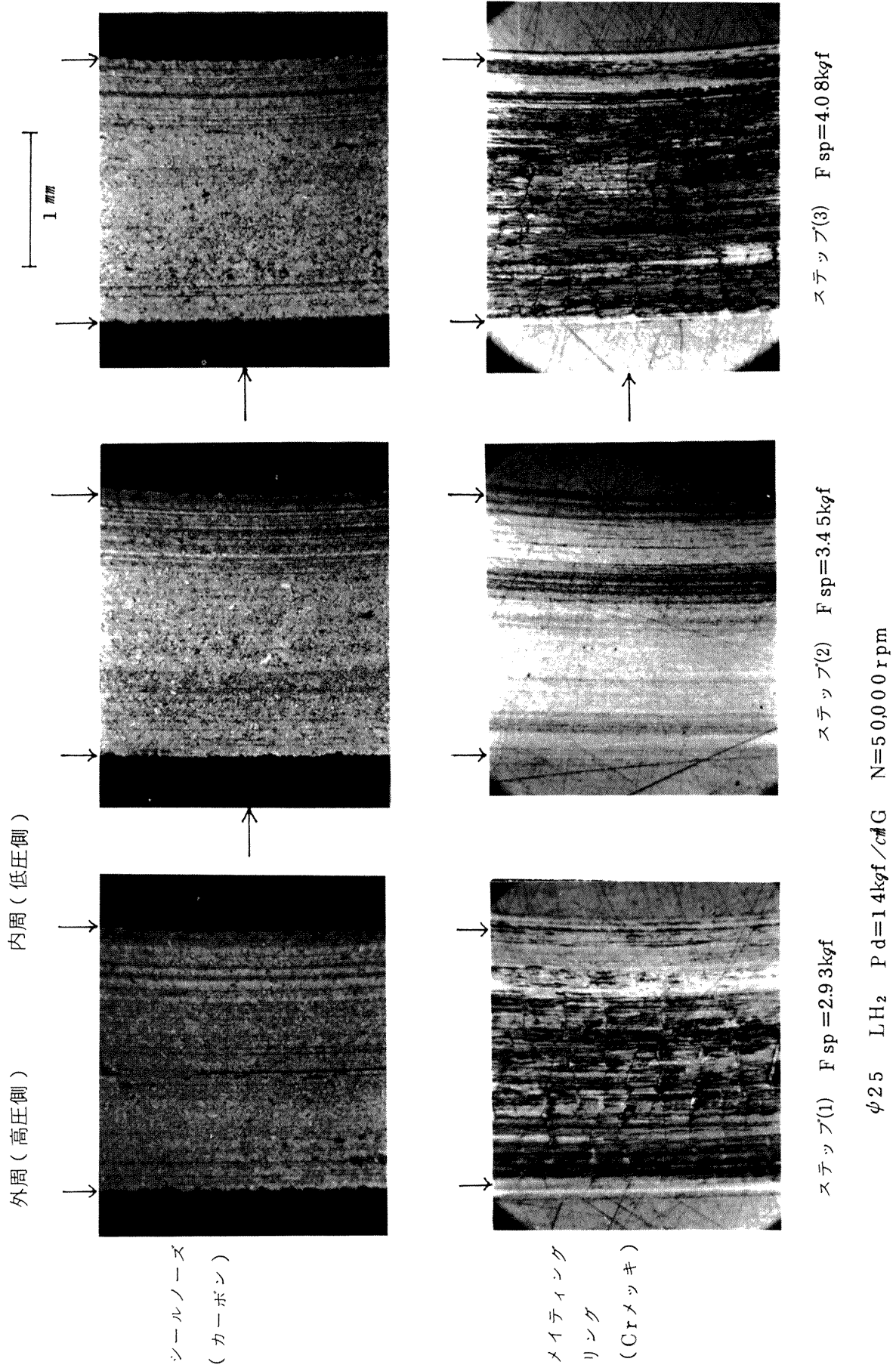


図 7.10 摺動面の外観の変化

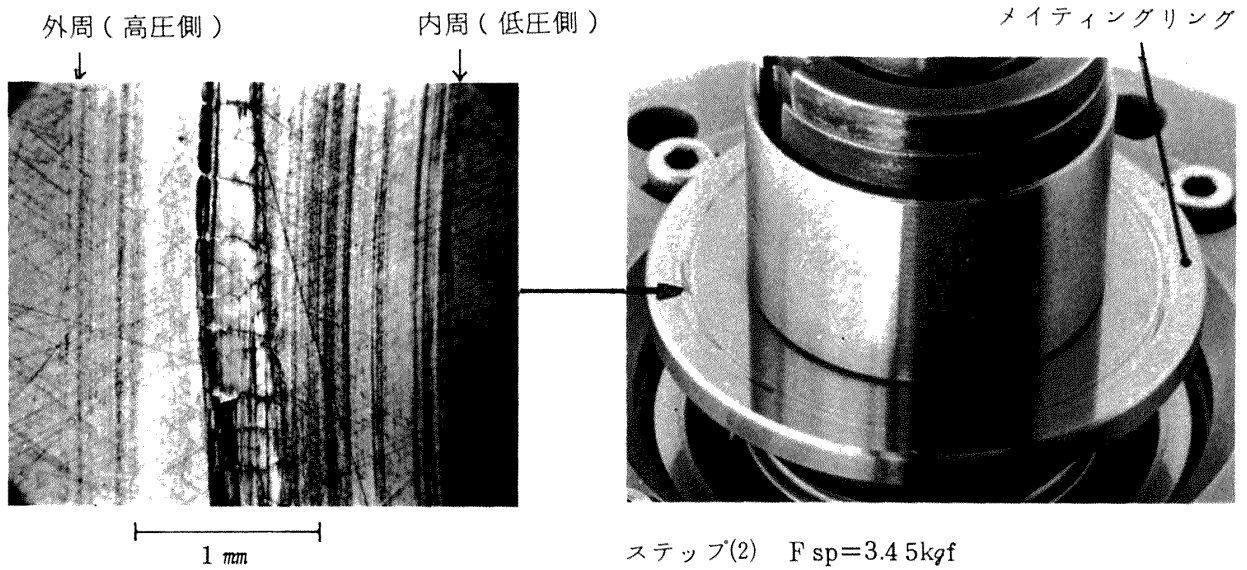


図 7.1 1 運転後のメイティングリングの外観

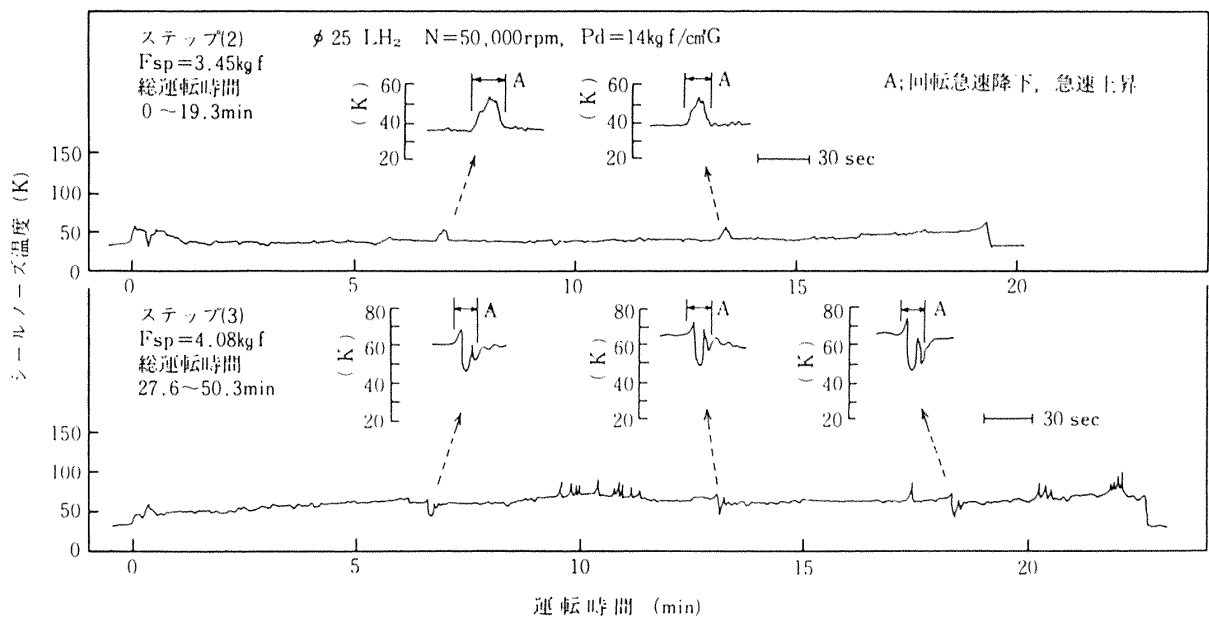


図 7.1 2 シールノーズ温度の推移

7.2.3 摩耗特性の安定化

(1) 密封力の限界

密封面のなじみによって適度な密封すきまが形成されると、開方力が増加して密封面の摺動負荷が減少する。しかし、過大な初期荷重を設定して密封力を高めた場合、摺動面の損耗により密封すきまが広がるため開方力が減少し、摺動負荷は一層大きくなる。

図 7.1 3 は、静止側の密封面の摩耗形状から求めた平均すきまに対して、摺動時に安定な密封性能と摩耗を与える動的密封バランス比 $[B]d$ の範囲を、

実験値と理論値を比較して示す。なお図中に示した動的開方力比 $[K]d$ は、シール摩擦損失動力から求めた値であり、また $[K]d$ の理論値は、漏れ流体の相変化を仮定したモデルの解析結果 (図 6.1 6 を参照) である。

密封面間の平均すきまは、クロムメッキ摺動面のサーマルクラックの盛り上がりで強く影響される。初期荷重が増加すると密封面の摺動負荷が増大して、サーマルクラックの盛り上がりを高める。その結果、図のように $[B]d$ の増加に従って平均すきまは大き

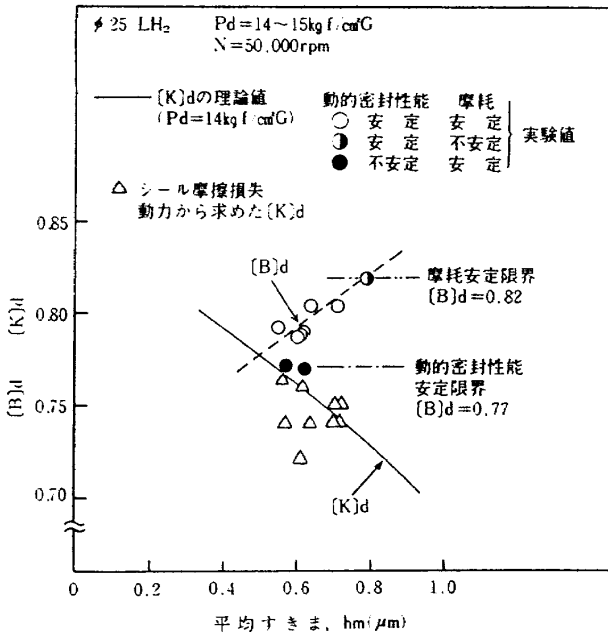


図 7.13 平均すきまに対する動的密封性能および摩耗が安定になる動的密封バランス比〔B〕d

くなる。反面、この平均すきまの増加に伴って〔K〕dは減少する。

密封面に働く摺動負荷の大きさは、〔B〕dと〔K〕dの差で示される。初期荷重の設定を低くして〔B〕dを減少させた場合は、図のように平均すきまは小さくなり、開方力の増加によって〔B〕dと〔K〕dの差がなくなる。この状態下では相対する密封面間の確実な接触が保たれなくなり、運転時の密封性能が劣化する。実験で求めたこの時の〔B〕dの値は0.77であり、図で示した〔B〕dと〔K〕dの関係と良く一致している。このことは、〔K〕dの理論値にかなりの信頼性があることを示している。また初期荷重の設定を高くした場合は、〔B〕dと〔K〕dの差が大きくなり、摺動負荷が増加して摩耗を促進させる。

ここで、密封面の摩耗の安定化について考察する。図7.8で述べた密封面のなじみ過程の考察から、安定したなじみに至るためには密封面の動的熱ひずみが完全に消失することが必要である。この動的熱ひずみは、シールノーズ温度が約60K以上になると発生し、シール摩擦損失動力はこの温度を境にして急増する。また、図7.12で示したステップ(3)のシールノーズ温度の変化からも明らかなように、シールノーズ温度が約60Kになる密封力下では、密

封面の温度状態は長時間にわたり不安定な挙動を示すようになる。この時の〔B〕dは0.82であった。

以上の実験結果から、〔B〕dが0.82以下になるように密封力を設定すれば、動的熱ひずみが摩耗によって消失し、摺動面の摩耗の安定化が得られるものと考えられる。

ここで、図7.13で示した平均すきまに対する〔B〕dと〔K〕dの関係の妥当性について、以下のような説明を加えてみることにする。すなわちシールノーズ温度が60Kになる時の〔B〕dを図7.13に示した関係から求めてみる。

シール摩擦損失動力 L_{sl} は、第6章の式(6.2)から次式で与えられる。

$$L_{sl} = \mu_k \{ F_{sp} + A_s \Delta P_d (B - [K]d) \} \cdot V \quad (7.1)$$

ここで、 $[B]d = B + F_{sp} / A_s \Delta P_d$ であることから、〔B〕dと〔K〕dの差は次の式となる。

$$[B]d - [K]d = \frac{L_{sl}}{\mu_k V \cdot A_s \Delta P_d} \quad (7.2)$$

シールノーズ温度が60Kの時の L_{sl} は、図7.4から約 $15 \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{s}$ である。また回転数50,000 rpmでの動摩擦係数 μ_k は、6.2.2で示したように $\mu_k = 0.037$ である。摺動時の密封圧力差 $\Delta P_d = 14 \text{ kgf} / \text{cm}^2$ 、摺動速度 $V = 113 \text{ m} / \text{s}$ (回転数50,000 rpm)、密封面の面積 $A_s = 2.71 \text{ cm}^2$ であるから、

$$[B]d - [K]d = \frac{15}{0.037 \times 113 \times 2.71 \times 14} = 0.094$$

となる。

図7.13から $[B]d - [K]d = 0.094$ になる時の〔B〕dは約0.83である。この値は上で述べた実験値と良く一致しており、また〔K〕dの理論値が適切であることを示している。

以上の結果から、安定した密封性能と摩耗特性を与える動的密封バランス比の範囲は0.77~0.82であり、この時の最適密封すきまは0.5~0.8 μm である。

(2) 摩耗特性

摺動距離に対する静止側の密封面のカーボン摩耗量をシールノーズ温度の変化と対応させて、図7.14で示す。すでに密封面のなじみによって動的熱ひず

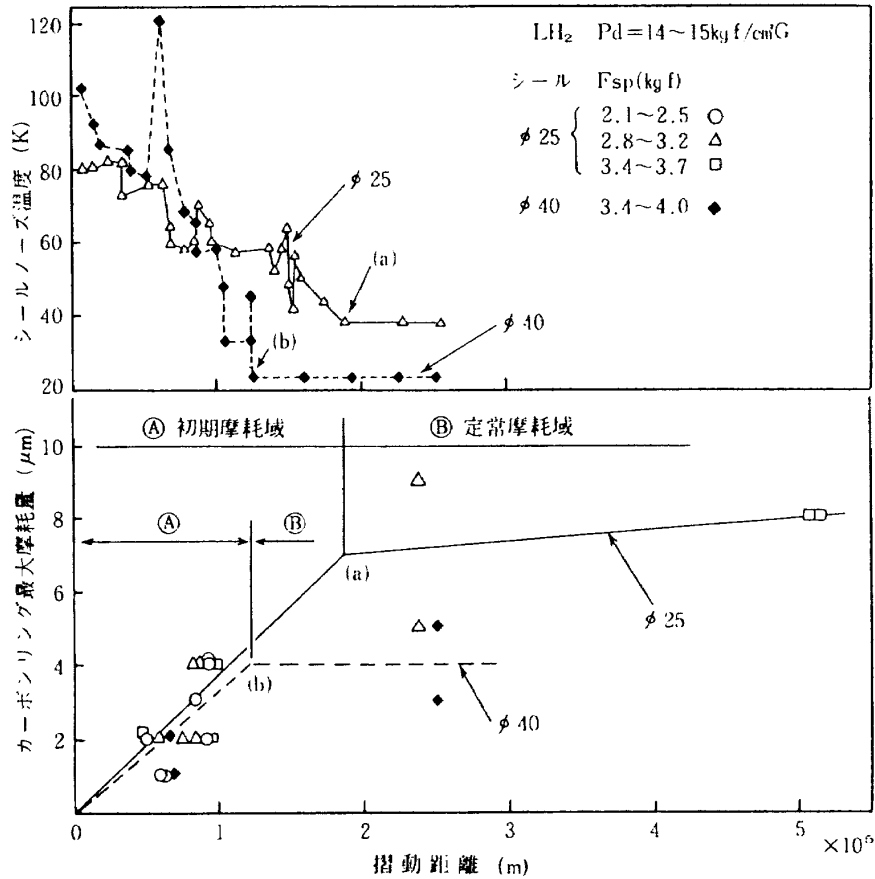


図7.14 摺動距離とカーボンリング最大摩耗量の関係

みが消失すれば摩耗が安定になることを推察したが、この推察のように、シールノーズ温度が約60 K以下になると摩耗特性は摩耗量が少なくなる定常摩耗域に移行することを示している。特に軸径40mmのメカカルシールでは、初期荷重の設定が〔B〕 $d=0.77$ 付近であるため、動的熱ひずみの消失によって開方力が密封力と等しくなり、密封面の負荷がなくなる。その結果シールノーズ温度が約60 Kから急激に降下し、摩耗の進行がこの時点で停止している。

以上の実験結果から、摺動面の摩耗状態は動的熱ひずみが消失するまでの初期摩耗域で定まり、その後は摩耗の少ない定常摩耗域に移行するものと考えられる。なお、図から求めた初期摩耗域でのカーボンの摩耗率は、 $1.2 \times 10^{-8} \text{ mm}^3/\text{mm}$ である。Wisander⁽⁶⁾らのピン・円板型摩耗試験で得られた実験結果から算出した摩耗率は $2.7 \times 10^{-8} \text{ mm}^3/\text{mm}$ の値であり(注)、

(注) Wisanderら⁽⁶⁾の摩耗試験条件：304ステンレス鋼とP5Nカーボンの組み合わせ、荷重1 kgf、摺動速度51 m/s。

本実験で得られた摩耗率とほぼ等しい。

7.3 第7章の結論

液体水素下で高速摺動する密封面のなじみ特性と摩耗特性について、なじみ過程での密封すきまの形成、ならびに動的熱ひずみの消失が摺動面の摩耗を安定にすることを示した。主な結果は次のとおりである。

- (1) 高速摺動下でのシールノーズとシール摩擦損失動力の関係を調べることにより、なじみ過程における密封面の性状変化を明らかにした。
- (2) 回転側の硬質クロムメッキ摺動面上に発生したサーマルクラックは、運転初期において形成される。サーマルクラック表面の盛り上がりにより静止側の密封面が損耗して、より大きな開方力が発生する密封すきまが形成される。その結果、摺動負荷が軽減してクラックの成長は停止する。
- (3) 摺動発熱による静止側の密封面の動的熱ひずみは、シールノーズ温度が60 K以上で発生す

る。これは摺動材の極低温下における熱収縮の傾向と対応する。

- (4) 静止側の密封面をあらかじめ損耗させて適度な密封すきまを形成させた場合、厳しい運転条件下においても高速摺動域での開方力の増加によって摩耗がほとんど発生しなくなる。
- (5) 回転数 50,000 rpm、密封圧力 14~15 kgf/cm²G の運転条件下で安定した密封性能と摩耗特性を与える動的密封バランスは、0.77~0.82 の範囲内である。またこの時の密封面間の最適密封すきまは、0.5~0.8 μm である。
- (6) 静止側のカーボン密封面の摩耗特性は、適切な密封力下では、動的熱ひずみの消失によって摩耗量の少ない定常摩耗域に移行する。その結果、長時間の運転下における密封面の摩耗は、動的熱ひずみが消失するまでの初期摩耗域で定まる。

第 8 章 サーマルクラックの形成と摩耗

8.1 まえがき

高速摺動下で液体水素を密封する接触式メカニカルシールの密封性能と摩耗は、摺動下における密封面の性状の変化に支配されることを示してきた。特にメカニカルシールの運転初期において、液体水素の圧力と温度による面ひずみと摺動発熱による動的熱ひずみが密封面の摩耗によって解消し、相対する密封面が平行平面状態になる。この密封面のなじみ過程において密封面間に適度な密封すきまが形成されて開方力が増加し、適切な密封力下では密封性能と摩耗が安定になる。開方力を増加させる密封すきまは回転側の硬質クロムメッキ摺動面上に形成されるサーマルクラック表面の盛り上がりで静止側のカーボン密封面の摩耗によって形成される。

しかし、摺動面の負荷を軽減させる適度な密封すきまがサーマルクラックによって形成されるにしても、本来、このサーマルクラックはメカニカルシールにとっては極めて有害である。硬質クロムメッキがクラックに沿ってはく離し、メカニカルシールの密封性能の信頼性を低下させる危険性がある。⁽²⁹⁾

本章では、なじみ初期における摺動面の温度状態を調べ、サーマルクラックの形成機構と硬質クロム

メッキの摩耗について述べる。

極めて温度の低い液体水素中においてサーマルクラックが発生したことは、運転初期におけるなじみ過程では摺動面の温度が相当に高くなったことを示唆している。摺動面の温度状態を硬質クロムメッキの硬さの低下から推定し、サーマルクラックの形成機構を調べた。また、液体水素と液体窒素における硬質クロムメッキ摺動面の摩耗状態を比較し、摺動下における硬質クロムメッキの摩耗過程を明らかにした。

本章の実験に使用した供試体は、軸径 25 mm、30 mm、40 mm の接触式メカニカルシールである。メイティングリングは、試験機の主軸と同材質のステンレス鋼 (SUS440C、SUS420J2、焼入れ硬さ H_{RC} = 約 50) を硬質クロムメッキ (厚さ 0.1~0.2 mm) で被覆したものである。クロムメッキのメッキ溶は、硫酸-クロム酸系である。

メッキの硬さは、マイクロビッカース硬さ計で測定し、圧子の荷重は 300 grf にした。クロムメッキの硬さは、 $H_v = 900 \sim 1000 \text{ kgf/mm}^2$ の範囲内であった。

サーマルクラックのクロムメッキ層の厚さ方向の形成状態は、エメリー紙でメッキ層を除々に研磨し、塩酸でエッチング処理を行って調べた。

なお、クロムメッキ摺動面の最大摺動面温度は、付録 V に示した、加熱温度とメッキの硬さの減少の実験結果⁽²⁹⁾⁽³¹⁾を用いて推定した。

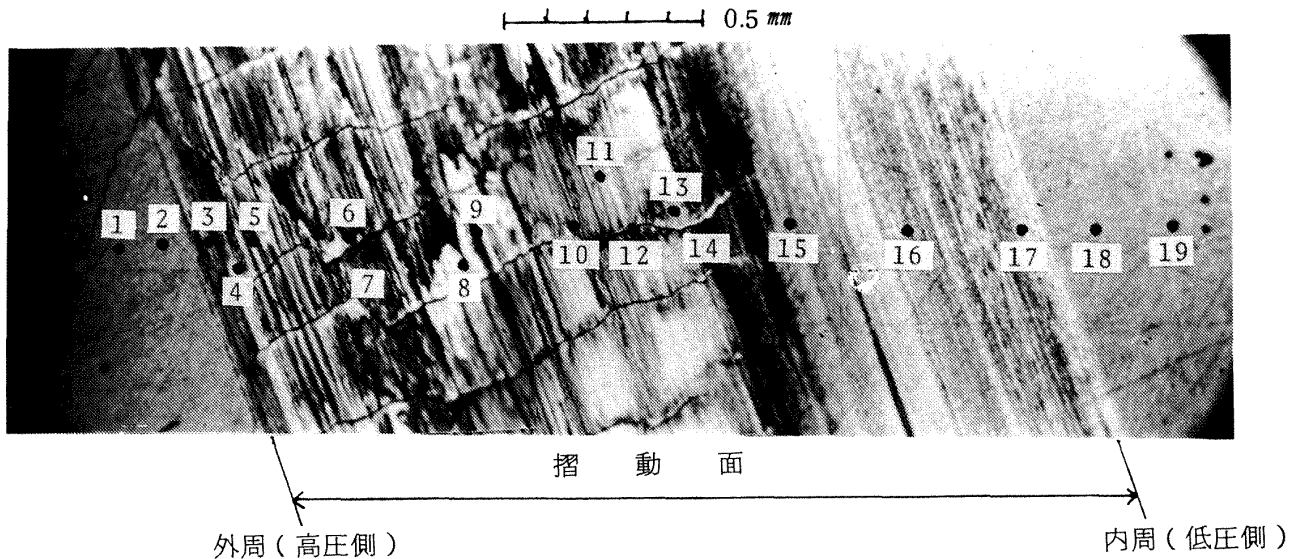
8.2 実験結果と考察

8.2.1 硬さと摺動面温度

(1) クロムメッキの硬さの減少

図 8.1 は、メイティングリングのクロムメッキ摺動面上に発生したサーマルクラックの外観である。またサーマルクラックの各位置での硬さの測定値を、図 8.2 に示す。摺動条件は、摺動速度 113 m/s、密封圧力 18.5 kgf/cm²G、初期荷重 3.65 kgf であり、なじみ初期においてシールノーズ温度は最大 120 K まで上昇した。

液体水素中での静止側の密封面は、高圧下では回転側の密封面に対して外周側 (高圧側) が接触する方向に面ひずみを生じる。このためサーマルクラ



$\phi 25$ LH₂, $V=113$ m/s, $Pd=18.5$ kgf/cm²G, $F_{sp}=3.65$ kgf

図 8.1 メイティングリング摺動面の外観

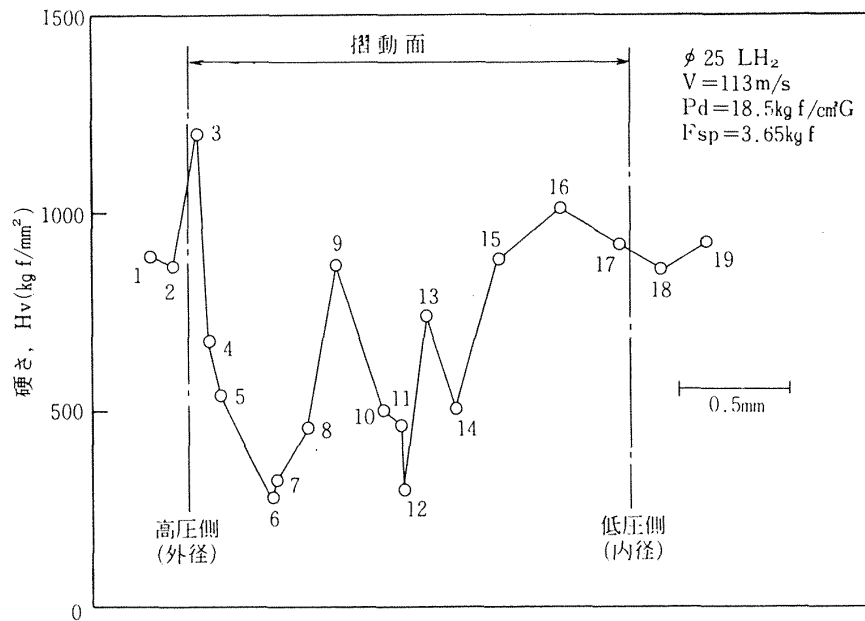


図 8.2 メイティングリング摺動面の硬さ分布

クとカーボン転移の形成が摺動面の外周側に集中している。この領域では硬さの減少が著しく、その反面、内周側の摺動状態は比較的に軽微であり、硬さは非摺動面上とほとんど変わらない。クラックの外観と硬さの測定値を対応してみると、クラック近辺では硬さの低下が相当に大きく、一部は最大 600 kgf/mm² も減少している。またクロムメッキの下地基板側の硬さもクロムメッキの硬さが 950 kgf/mm² から 510 kgf/mm² まで低下した場合には、 500 kgf/mm²

から 430 kgf/mm² まで減少していた。

このようなサーマルクラックの形成とクロムメッキおよび焼入れした下地基板の硬さの減少は、極低温液体水素中でも摺動面の温度が相当に上昇したことを裏付けている。これは前章で示した、摺動面のなじみ初期における高い摺動負荷とシールノーズ温度の高い測定値とよく対応している。

一般に硬質クロムメッキの硬さの急激な低下は、約 400 °C 以上の加熱下でみられる⁸²⁾。加熱温度と

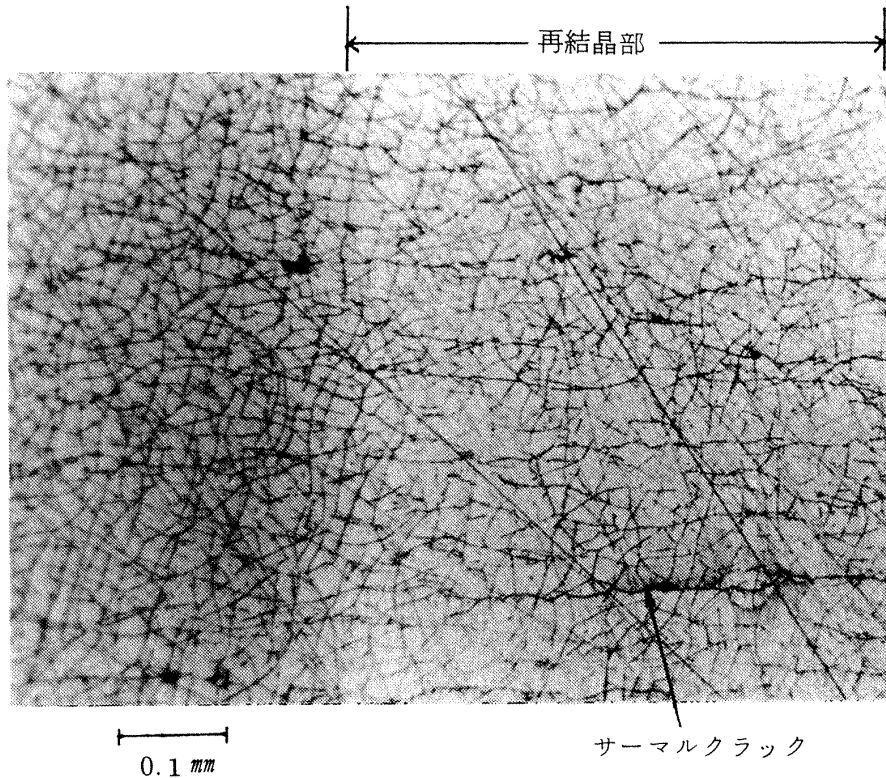


図8.3 クロムメッキ層の再結晶部

硬さの低下から推定すると、図8.2の硬さの最低値は約800℃の加熱を受けたことを示している。摺動面の温度が極めて高い状態であったことは、図8.3に示した摺動前より存在するクロムメッキ特有のマイクロクラックの様子からも調べることができる。サーマルクラックが発生した付近のマイクロクラックは、加熱による再結晶のため消失している。クロムメッキの再結晶は500℃以上の加熱下で発生することから、³³⁾ 硬さの減少から推定した温度上昇が実際に発生したことは明らかである。

(2) 硬さの減少と面ひずみ

摺動面の温度状態は、回転側の密封面に対する静止側密封面の接触状態によって異なる。図8.4は、各種メカニカルシールにおけるクロムメッキの硬さ分布である。軸径30mmのメカニカルシールの場合、加圧下では相対する密封面の内径側が接触する方向に密封面は歪む。一方、軸径25mmと40mmのメカニカルシールでは面ひずみの方向は軸径30mmのメカニカルシールとは逆になる。

摺動発熱の指標となる〔PV〕値^(注)から硬さの減少度を比較してみる。密封面の内周側が接触する軸径30mmのメカニカルシールの場合、軸径25mmと軸径

40mmのメカニカルシールと比べて〔PV〕値が低いにもかかわらず硬さの減少は著しい。密封面の外周側での摺動発熱は液体水素で十分冷却されるが、低圧側がガス水素雰囲気であるため内周側の発熱部の冷却が外周側に比べて相当に悪くなったためと考える。

図8.5と図8.6は、図8.4に対応するクロムメッキ摺動面の外観と形状あらさである。摺動面の形状あらさは、サーマルクラック表面が盛り上がり、摺動負荷の増加に従ってこの盛り上がり部が高くなっている。硬さが著しく減少した軸径30mmのメカニカルシールの摺動面は、サーマルクラックが亀甲状に発生し、クラックの幅も約10μmと相当に大きく、厳しい摺動状態におかれたことを示している。

(注) この場合の〔PV〕値は、密封面すきまの半径方向の静圧分布を直線化して与えられるもので、次式で示される。

$$〔PV〕 = \left\{ \frac{F_{sp}}{A_s} + \Delta P d (B - 0.5) \right\} \cdot V$$

ここで、 F_{sp} は初期荷重、 A_s は密封面の面積、 $\Delta P d$ は摺動時の密封圧力差、 B は流体バランス比、 V は平均摺動速度である。

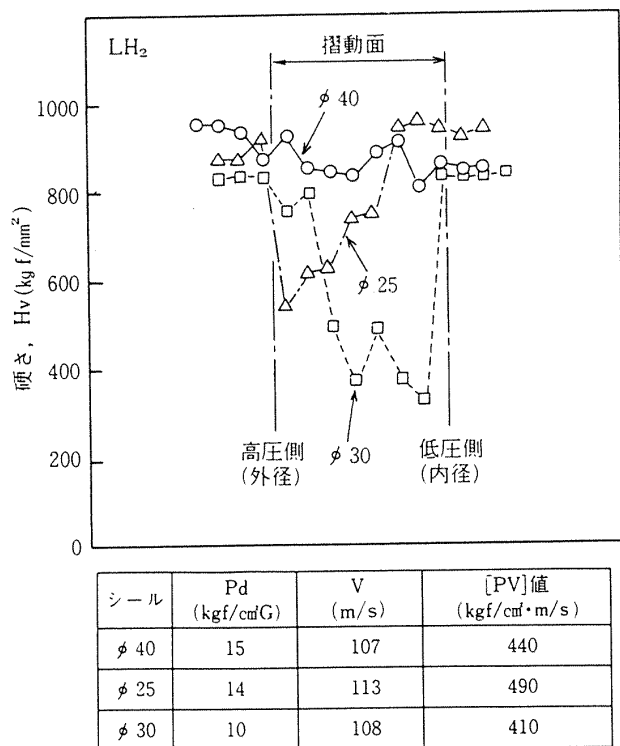


図 8.4 各メカニカルシールにおけるメイティングリング摺動面の硬さ分布

(3) 最大摺動面温度の推定

図 8.7 は、〔PV〕値に対する各摺動条件下におけるクロムメッキの最大硬さ減少量と硬さの減少から推定した最大摺動面温度である。〔PV〕値の増加とともに硬さは大きく減少し、摺動面温度も相当に高くなる。また摺動面の温度上昇の傾向から、相対する密封面の接触が液体水素と接している外周側で起きる場合は、摺動面の温度上昇が少なくなることがわかる、ここでは摺動発熱の大きさを〔PV〕値で示したが、摺動面の温度状態は、図 8.8 に示すように、摺動面のなじみ初期で測定した最大シール摩擦損失動力と最大摺動面温度とは比例している。

このような極めて厳しい温度状態は、前章で明らかにしたように、メカニカルシールの運転初期に起きる現象であり、摩耗による適度な密封すきまが形成されて密封面の開方力が増加すれば急激に摺動発熱は減少する。

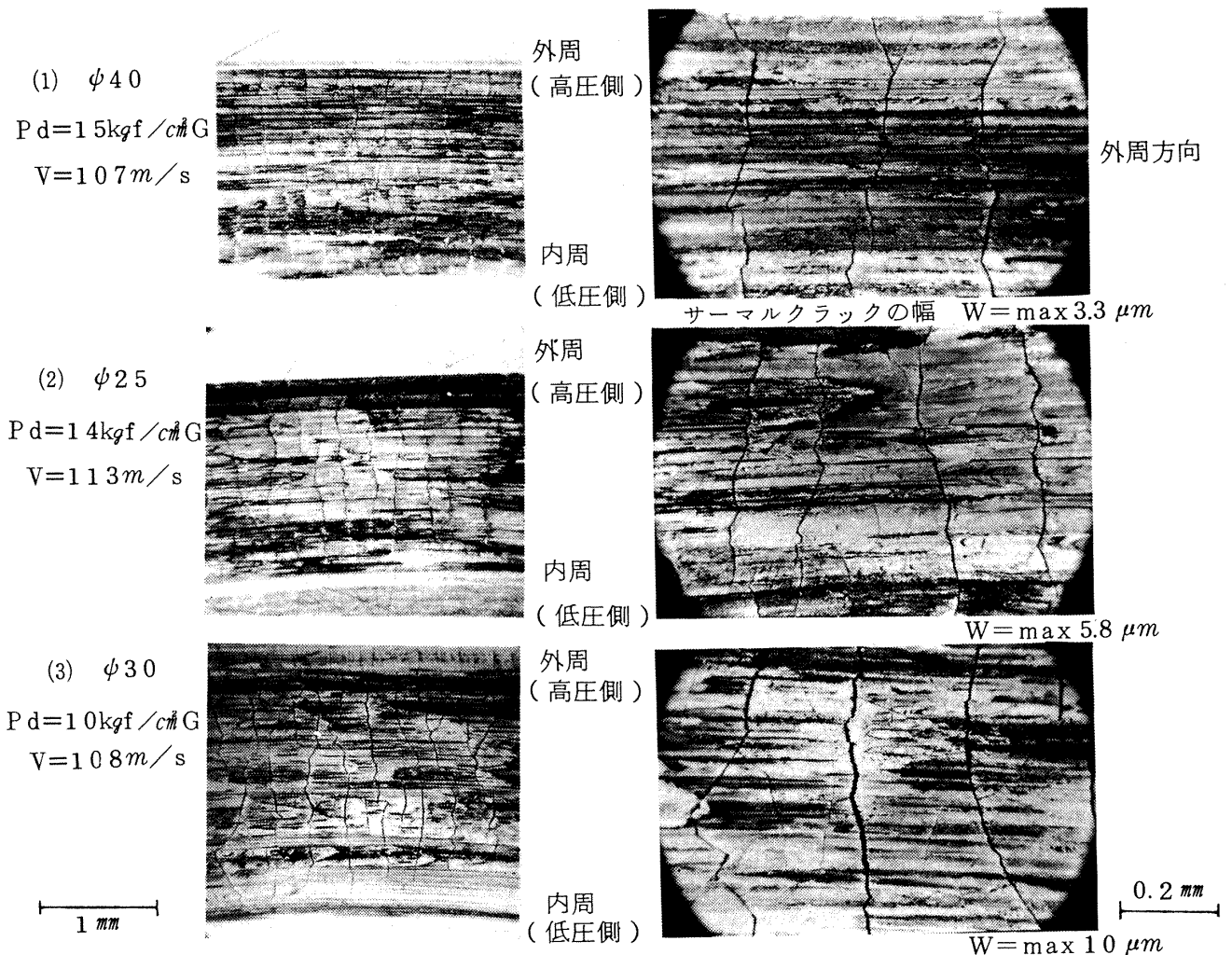


図 8.5 各メカニカルシールにおけるメイティングリング摺動面の外観

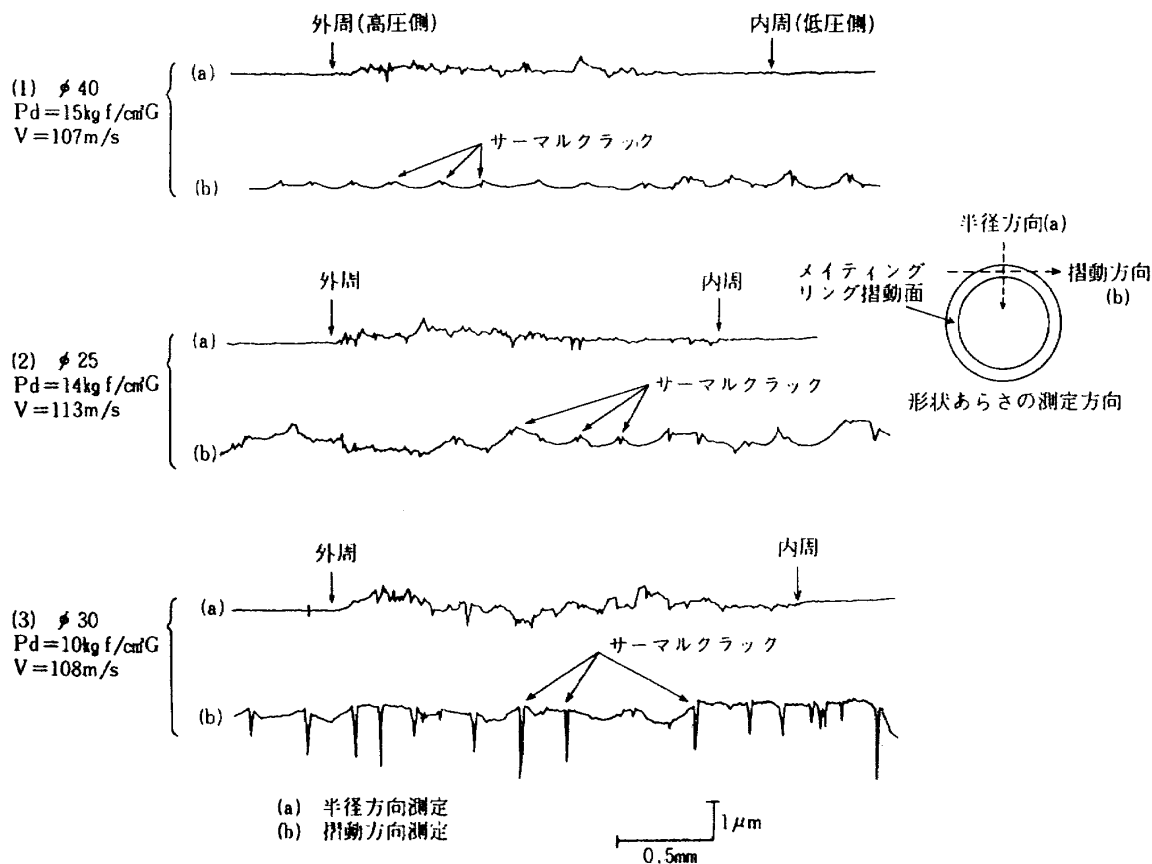


図 8.6 各メカニカルシールにおけるメイトリングリング摺動面の形状あらさ

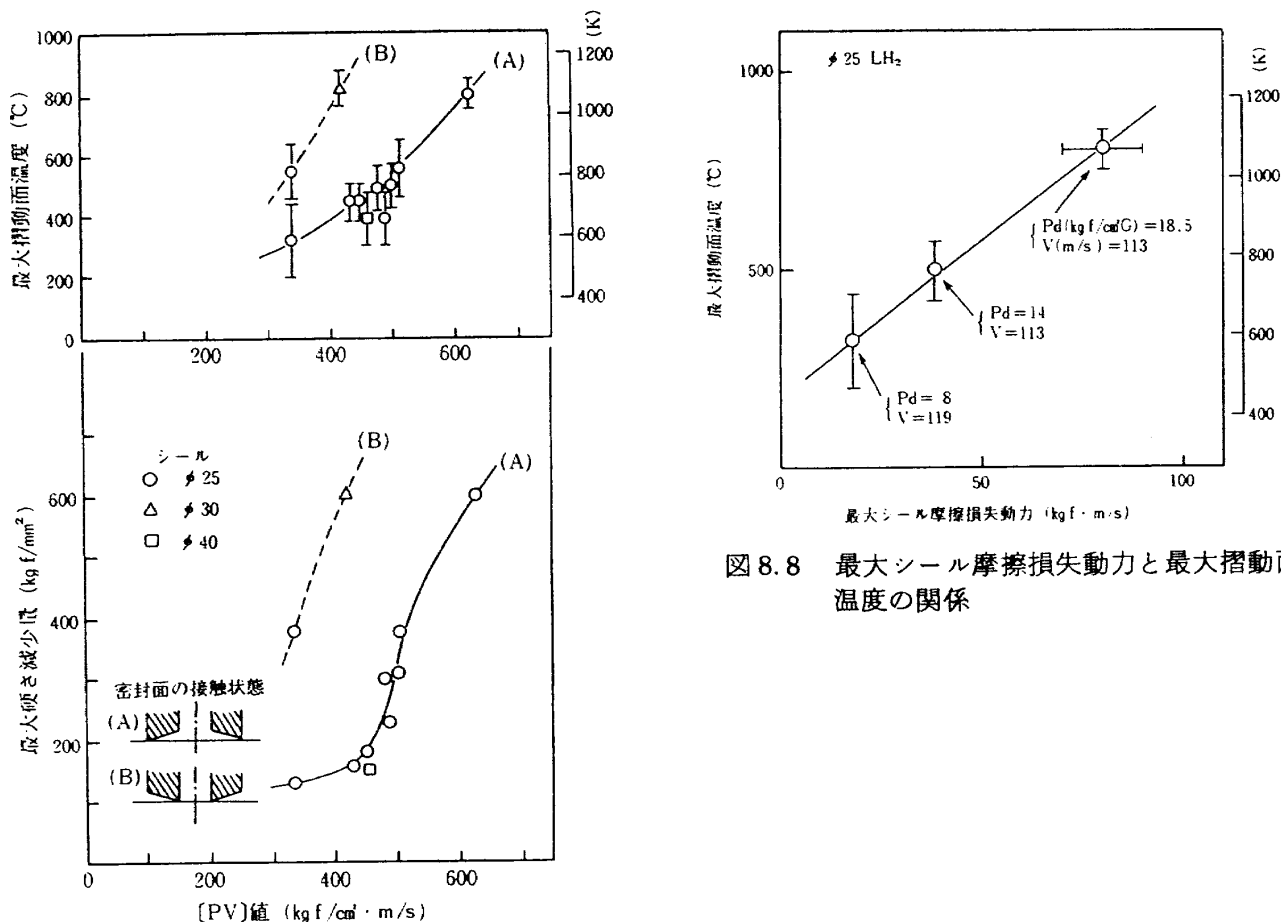


図 8.7 [PV] 値に対する最大硬さ減少量と最大摺動面温度の関係

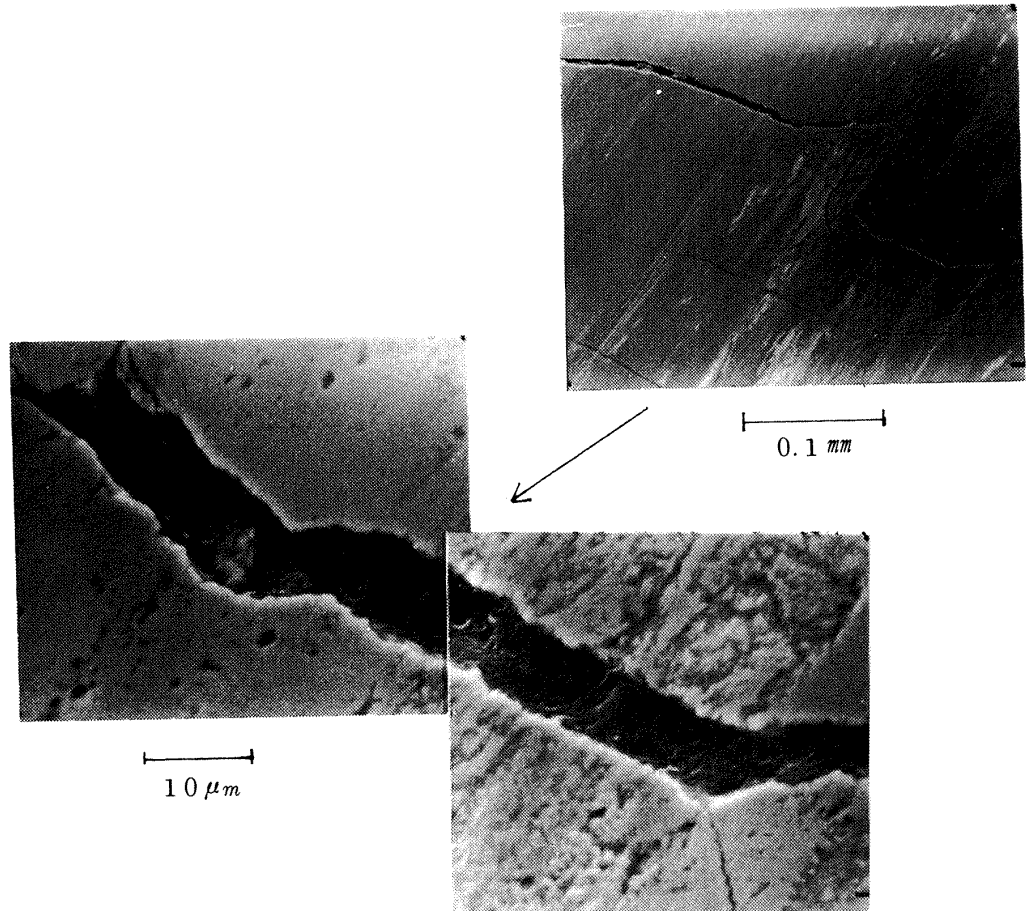
図 8.8 最大シール摩擦損失動力と最大摺動面温度の関係

8.2.2 サーマルクラックの形成

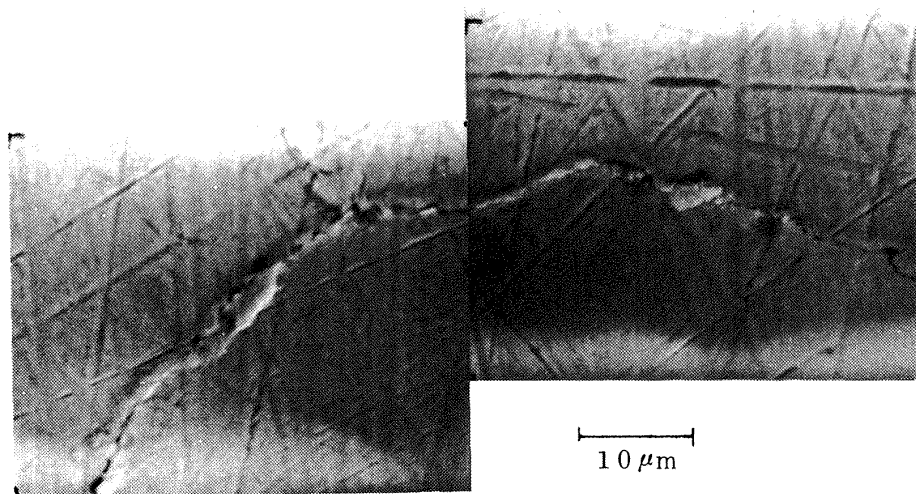
(1) サーマルクラックの構造

過大な摺動発熱によって発生したサーマルクラックは、メッキ層をクラックに沿って下地基板からはく離する危険性を生む。²⁸ 本実験の運転条件の範囲内では、クロムメッキの危険なはく離は認められな

かった。サーマルクラックの外観は、図8.9で示した走査電子顕微鏡写真によると、大小のクラックが散在している。大きなクラックの内部をみると、図8.10で示すように、クラックの表面層の一部がはく離した形跡が認められる。また摺動面の外まで進展したサーマルクラックは、クラック表面の近傍で



(a) サーマルクラック内部（液体水素）



(b) 摺動面の外に進展したサーマルクラック（液体窒素）

図8.9 サーマルクラックの走査電子顕微鏡写真

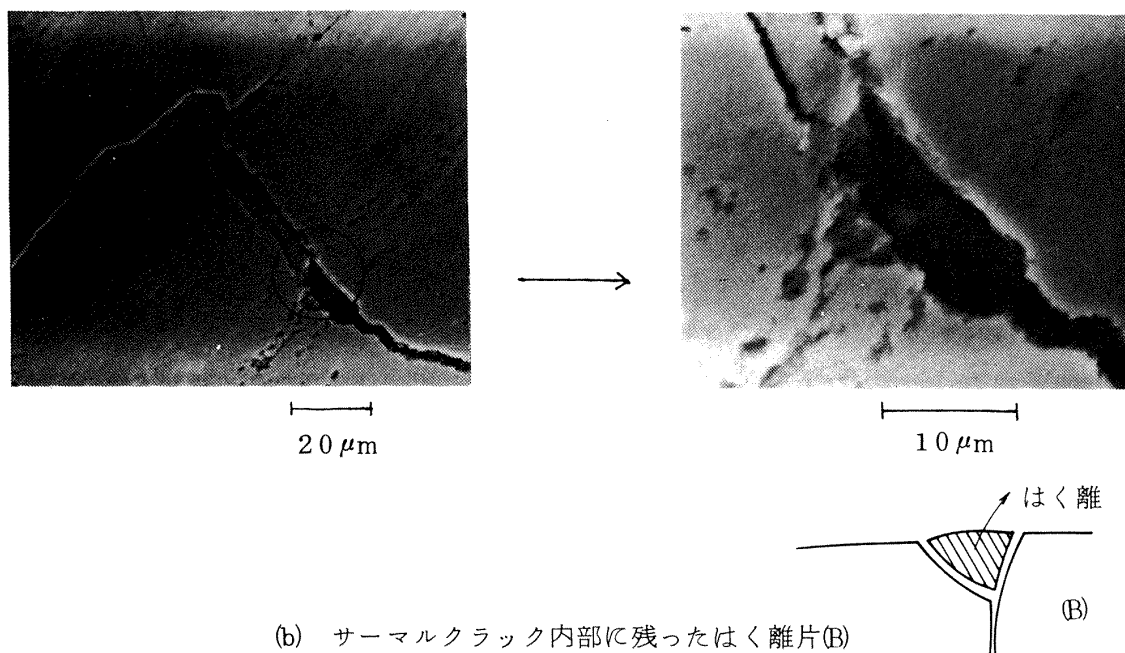
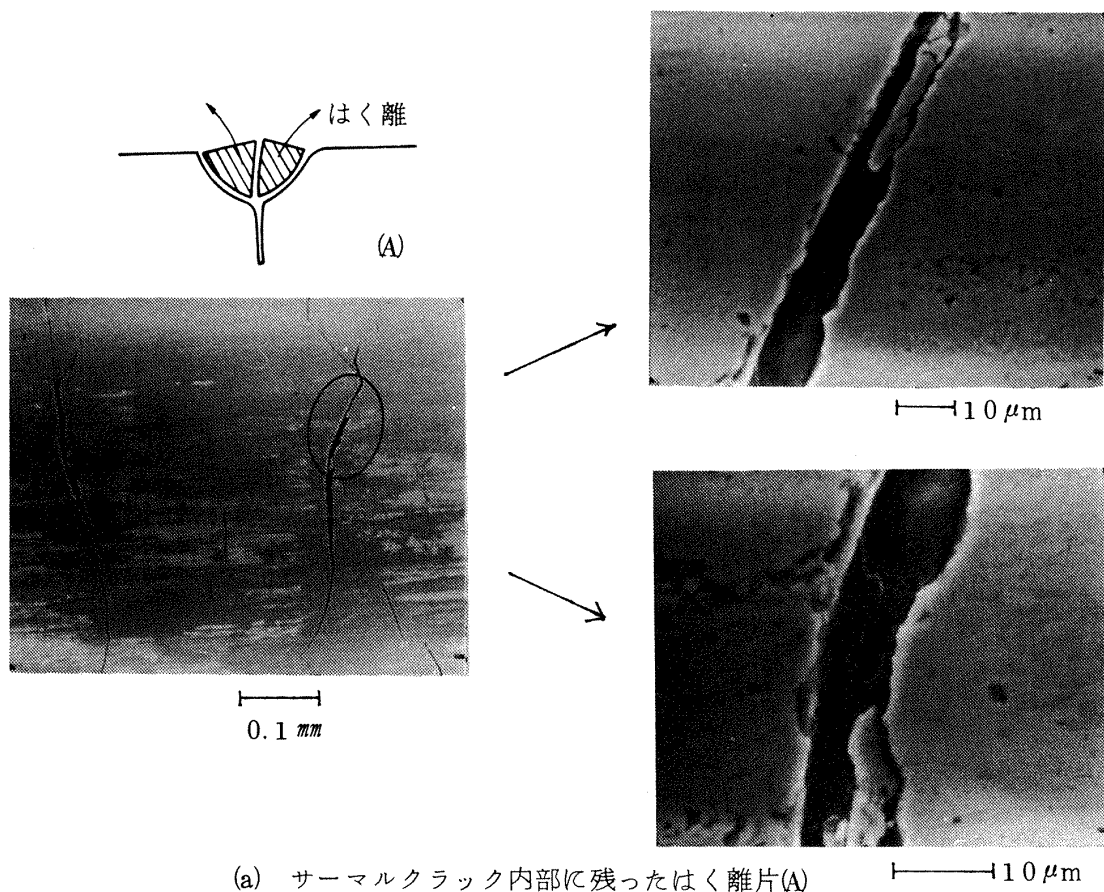


図 8.10 サーマルクラック内部に残ったはく離片の走査電子顕微鏡写真

発生した二次クラックによって小片がはく離する直前の様子をとどめている（液体窒素の場合）。

図 8.11 は、サーマルクラックのメッキ層の厚さ方向の形成状態である。サーマルクラックはメッキ層と下地基板との境まで進展しているが、メッキ層

がはく離する傾向は全く認められない。特に下地基板と接する付近のサーマルクラックは、硬質クロムメッキ特有のマイクロクラックと識別ができない程度までに縮小している（図 8.3 参照）。

(2) サーマルクラックの形成過程

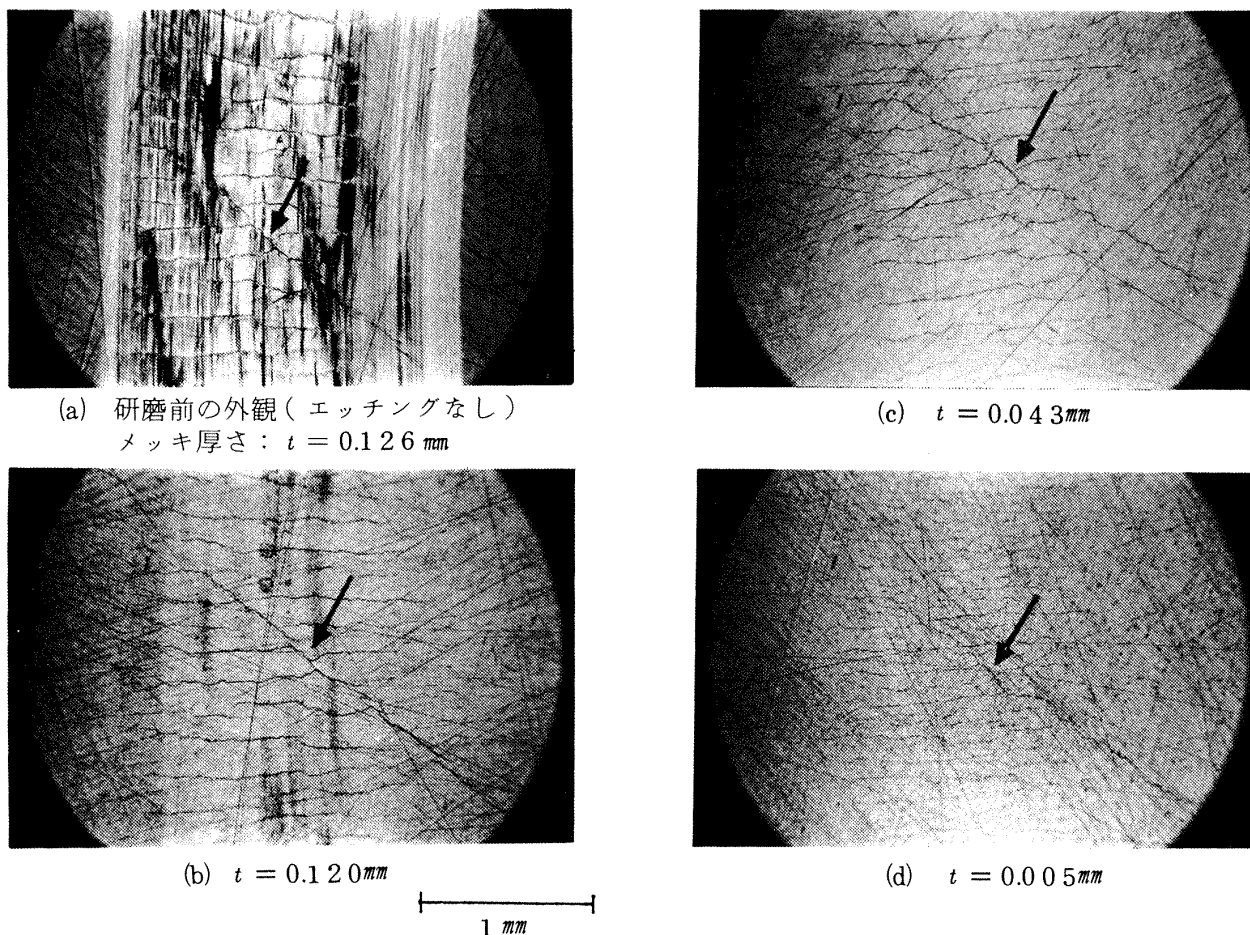


図 8.1 1 サーマルクラックのクロムメッキ厚さ方向の形成状態 (研磨後 HCl エッチング処理)

図 8.9 に示した摺動面の外に進展したクラックの形成状態と過大な摺動発熱の形跡から、サーマルクラックは摺動部の過度の加熱によりメッキ層内に発生した圧縮応力によって生じたものと考えられる。図 8.1 2 は、サーマルクラックの形成過程を模式的に示したものである。摺動発熱のため摺動面は高温になるが、非摺動面は液体水素で冷却されるため摺動面の膨張が周囲から拘束され、メッキ層内に圧縮応力 σ_t が発生する。 σ_t がメッキ材の弾性限界以上になればメッキ層の内部に図の(b)で示すように一次クラックが形成される。さらに過度の摺動発熱によって σ_t が増加し、クラックの表面部が盛り上がる。しかしクロムメッキは材料的に脆いため、盛り上がり部の表面付近で二次クラックが発生して小片はく離する (図中の(c))。このようにして、図 8.9 で示した比較的大きな幅のクラックが摺動表面に形成されたものと考えられる。

サーマルクラックの盛り上がりは、摺動する密封

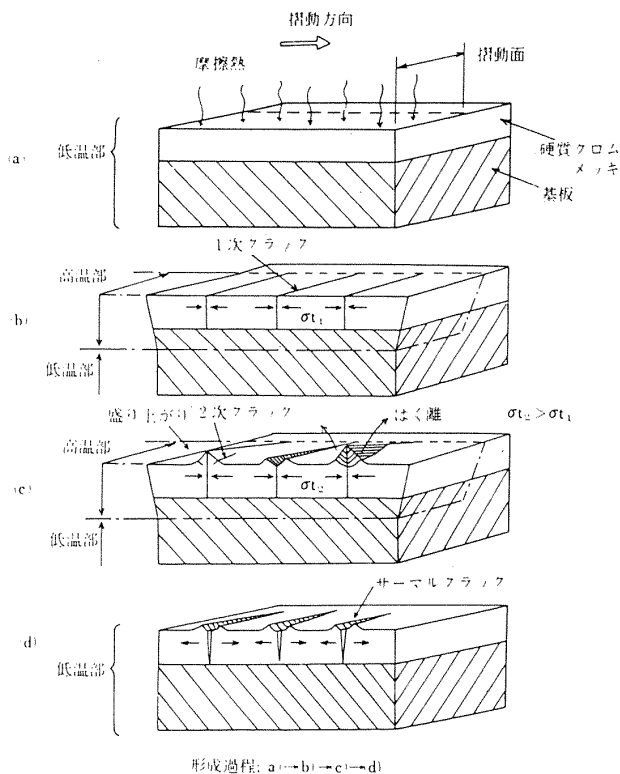


図 8.1 2 サーマルクラックの形成過程

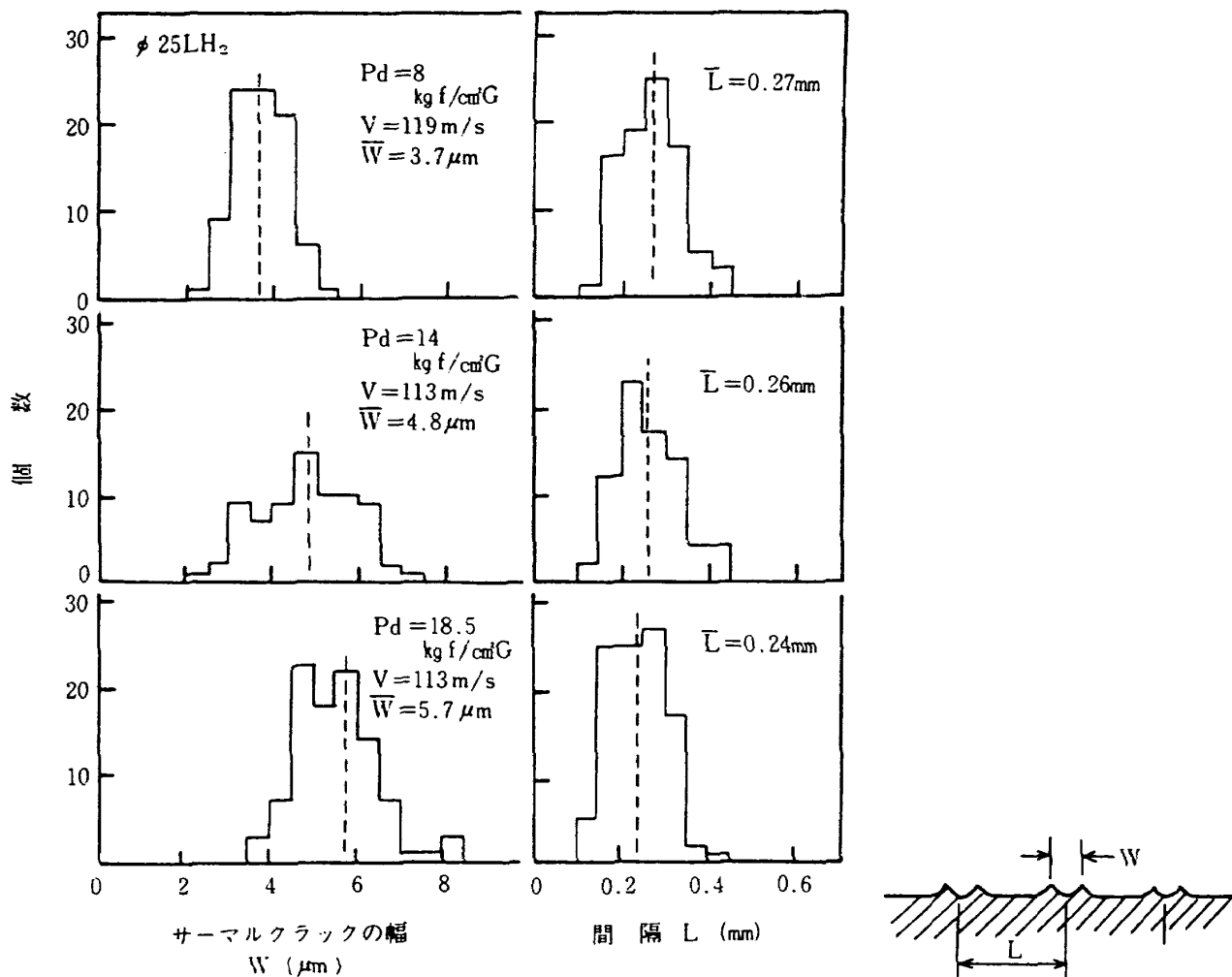


図 8.13 各密封圧力におけるサーマルクラックの幅と間隔

面間に適度な密封すきまを形成して開方力を増加させるため、摺動負荷が減少する。その結果、応力が解除されてクラックの進行は停止する(図中の(d))。

図 8.13 は、実測した各密封圧力でのサーマルクラックの幅と間隔である。摺動負荷の増加にもなると表面近傍の二次クラックによるクラックの幅は大きくなるが、一次クラックの間隔はほとんど変化していない。またクラックの盛り上がり部の高さや最大摺動面温度の関係を、図 8.14 に示す。最大摺動面温度の増加にもなると盛り上がり部の最大高さは増加しているが、過度の摺動面温度下ではクロムメッキの軟化や二次クラックの形成が大きくなるため、盛り上がり部の高さの増加傾向は小さくなる。ここでクラックの高さが零の時の摺動面温度は一次クラックが形成される時の温度である。この図から、一次クラックが形成される時の摺動面温度は約 150℃であることが推定できる。

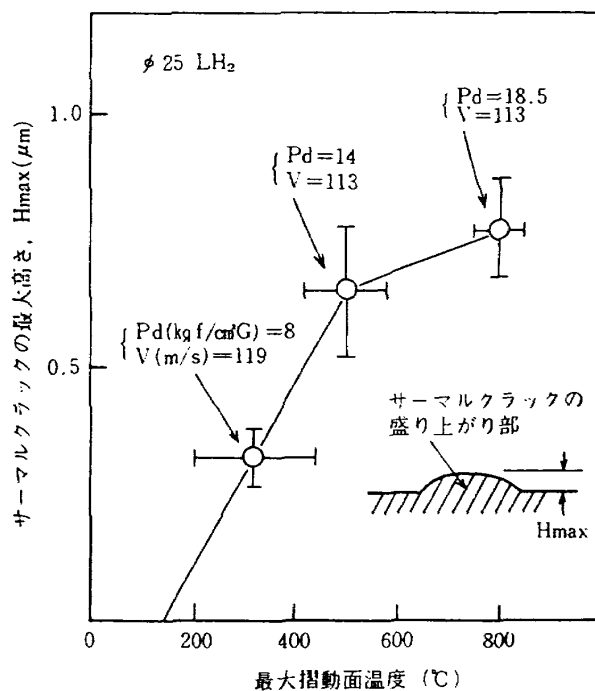


図 8.14 最大摺動面温度とサーマルクラックの最大の高さの関係

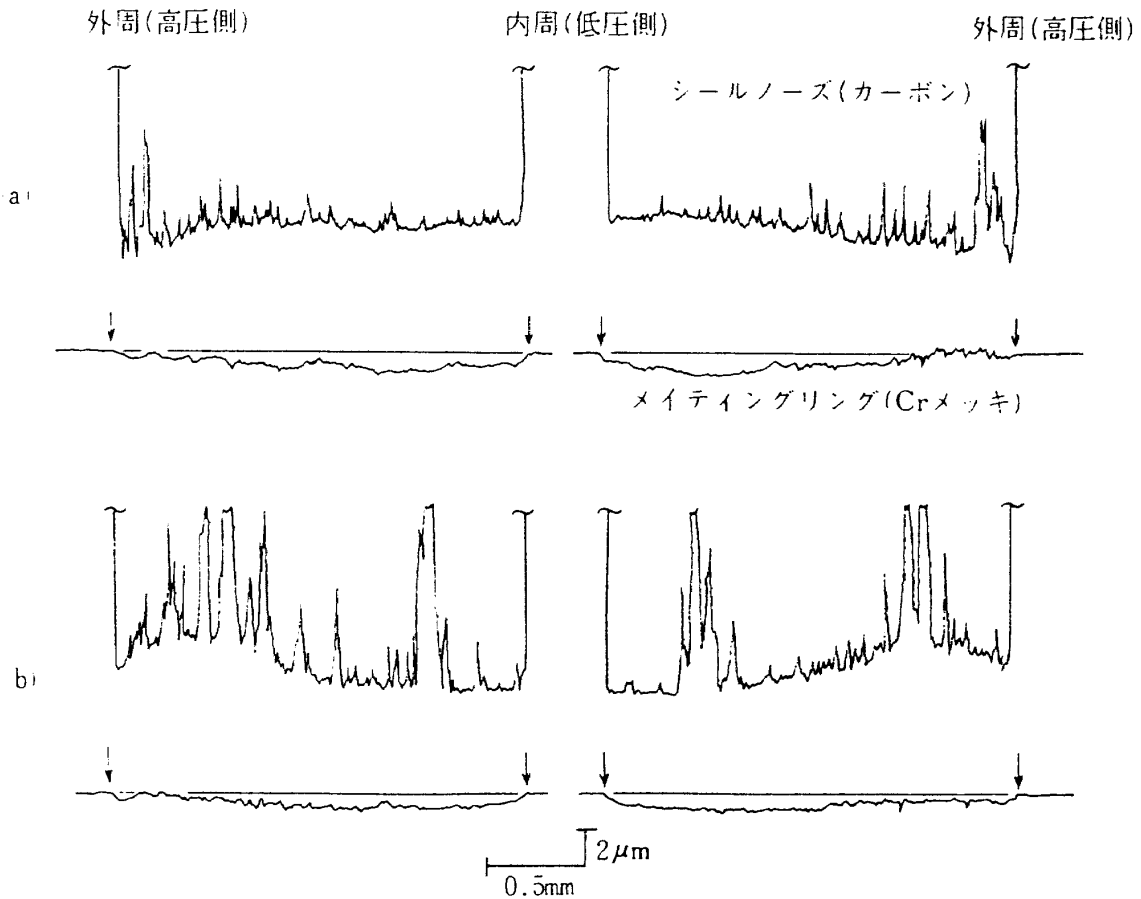
8.2.3 クロムメッキの摩耗

液体水素下では摺動面温度が相当に高くなるため、硬質クロムメッキ摺動面の半径方向に規則的にサーマルクラックが発生する。このクラック表面は熱応力によって盛り上がり、静止側のカーボン密封面を損耗して密封面間の開方力をより大きくする密封すきまを形成する。このため摺動負荷が軽減され、クロムメッキ摺動面の摩耗は極めて少なくなる。

液体水素と液体窒素におけるクロムメッキ摺動面の摩耗状態を比較し、サーマルクラックの盛り上がり現象とクロムメッキの摩耗との相関を調べた。

図8.15は、液体窒素中での各運転時間における摺動面の摩耗形状である。また図8.16にその外観

を示す。液体水素の場合に比べて初期荷重を小さくしても、比較的短い時間の内に摺動面が相当に摩耗した。運転時間15分間での摩耗は、クロムメッキ摺動面で最大0.6~0.8 μ m、カーボン密封面で約12 μ mであった。また、シールノーズ温度が約160Kと高い状態では、静止側のカーボン密封面の面あれは比較的少なく、クロムメッキ摺動面にはかなりのカーボン転移がみられ、所々でカーボン転移層がブリスタ(ふくれ現象)を生じている(図8.15、図8.16の(a))。しかし、シールノーズ温度がほぼ液体窒素温度まで降下し、なじみが終了したと思われる摺動面は、カーボン密封面の面あれが大きく、またクロムメッキ上のカーボン転移が少なくなってい

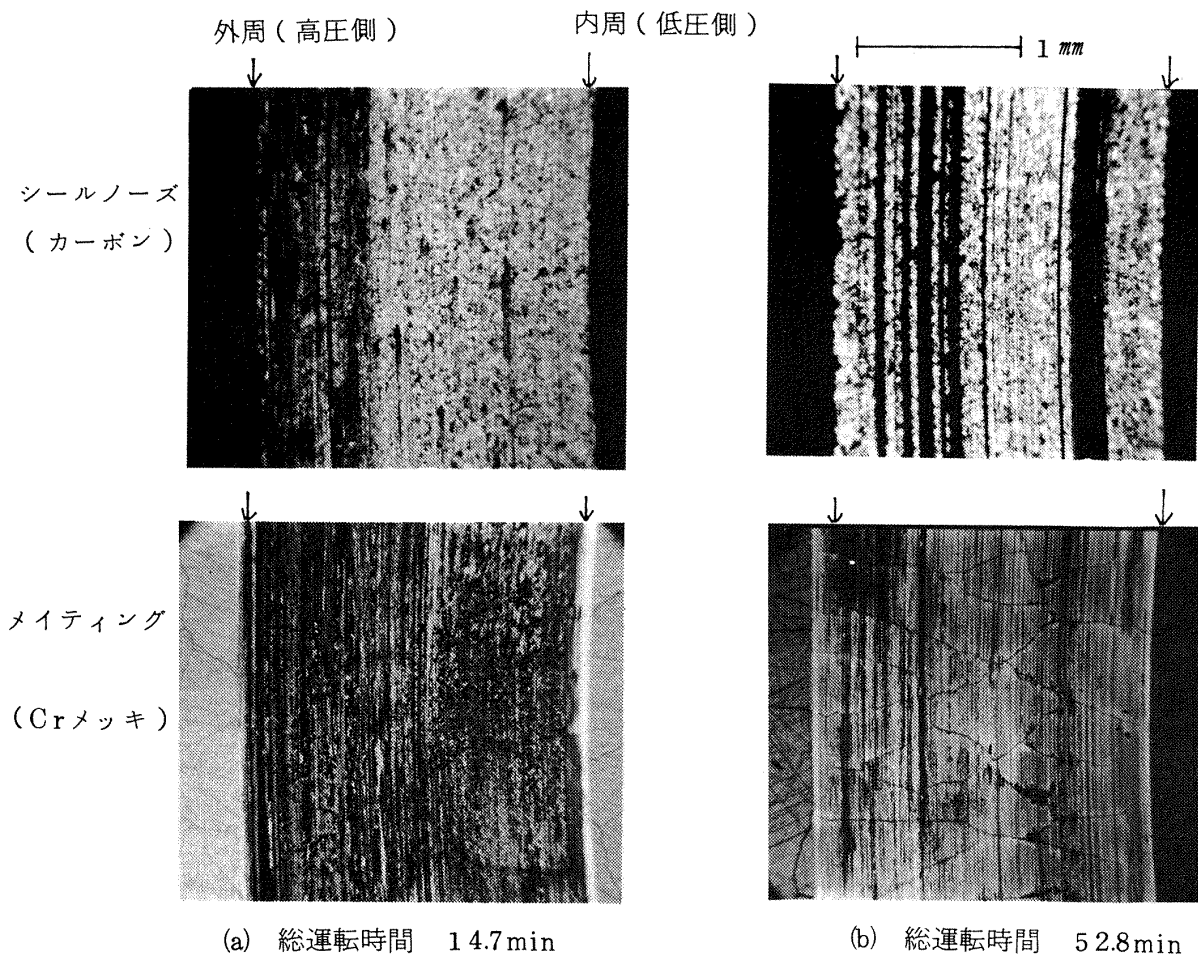


φ 25 LN₂ Pd=14kg f. cm²G, N=40,000rpm, Fsp=2.42kg f

	総運転時間 (min)	シールノーズ温度 (K)	摩耗量(カーボン/クロムメッキ;μm)
a	14.7	163	12 / max 0.8
b	52.8	99	24 / max 0.6*

(*:メイティングリングは、運転aの後で未使用のものに交換している)

図8.15 各運転時間での摺動面の摩耗形状(液体窒素中)



(a) 総運転時間 14.7min (b) 総運転時間 52.8min
 $\phi 25$ LN₂ Pd=14kgf/cm²G, N=40,000rpm, F_{sp}=2.42kgf

図 8.16 各運転時間での摺動面の外観 (液体窒素中)

る (図 8.15、図 8.16 の (b))。さらに液体窒素下でのサーマルクラックは液体水素の場合とは異なり、一次クラックの間隔は広く、比較的大きな亀甲形状に発生している。

このように、液体窒素下で摺動した密封面の性状は、液体水素の場合に比べてかなり悪い状態を示していた。特に静止側のカーボン密封面がかなりの損傷を受けた場合には、図 8.17 に示すように、クロムメッキ摺動面上にはクロムメッキの比較的大きな摩耗粉が固着していた。この摩耗粉には、クロムメッキの一部がはく離してクロムメッキ摺動面をすべる際に、クロムメッキ材が摩耗粉に移着して大きく成長した形跡⁽³⁴⁾がみられる。カーボン密封面は、この移着成長⁽³⁴⁾して固着した大きな摩耗粉によってアブレイブな損傷を受けたものと思われる。

また液体水素と液体窒素中での密封面の摩耗状態の相違が、カーボン密封面の摩耗粉の大きさにも認

められた。図 8.18 に、液体水素中でのカーボンの摩耗粉を示す。また図 8.19 は、液体窒素中でのカーボンの摩耗粉である。液体水素中では、カーボンの微細粉の中に相当大きな摩耗粉が観察されるが、液体窒素中での摩耗粉はほとんどが微細な摩耗粉である。

Wisander⁽⁶⁾らの研究によると、メカニカルシール用の P5N カーボンの摩耗試験では、液体水素下では液体窒素下に比べてカーボンの摩耗量が約 25 倍も多く、極めて潤滑性が悪いことを指摘している。しかし、上で述べたように実際のメカニカルシールの運転結果はまったく逆の傾向を示した。この原因は、密封面間に大きな開方力を発生させる密封すきまの形成過程が液体水素と液体窒素では異なるためであると考えられる。すなわち、Wisander⁽⁶⁾らが示したように、液体水素下ではカーボンは摩耗しやすく、またサーマルクラック表面の盛り上がりによっても

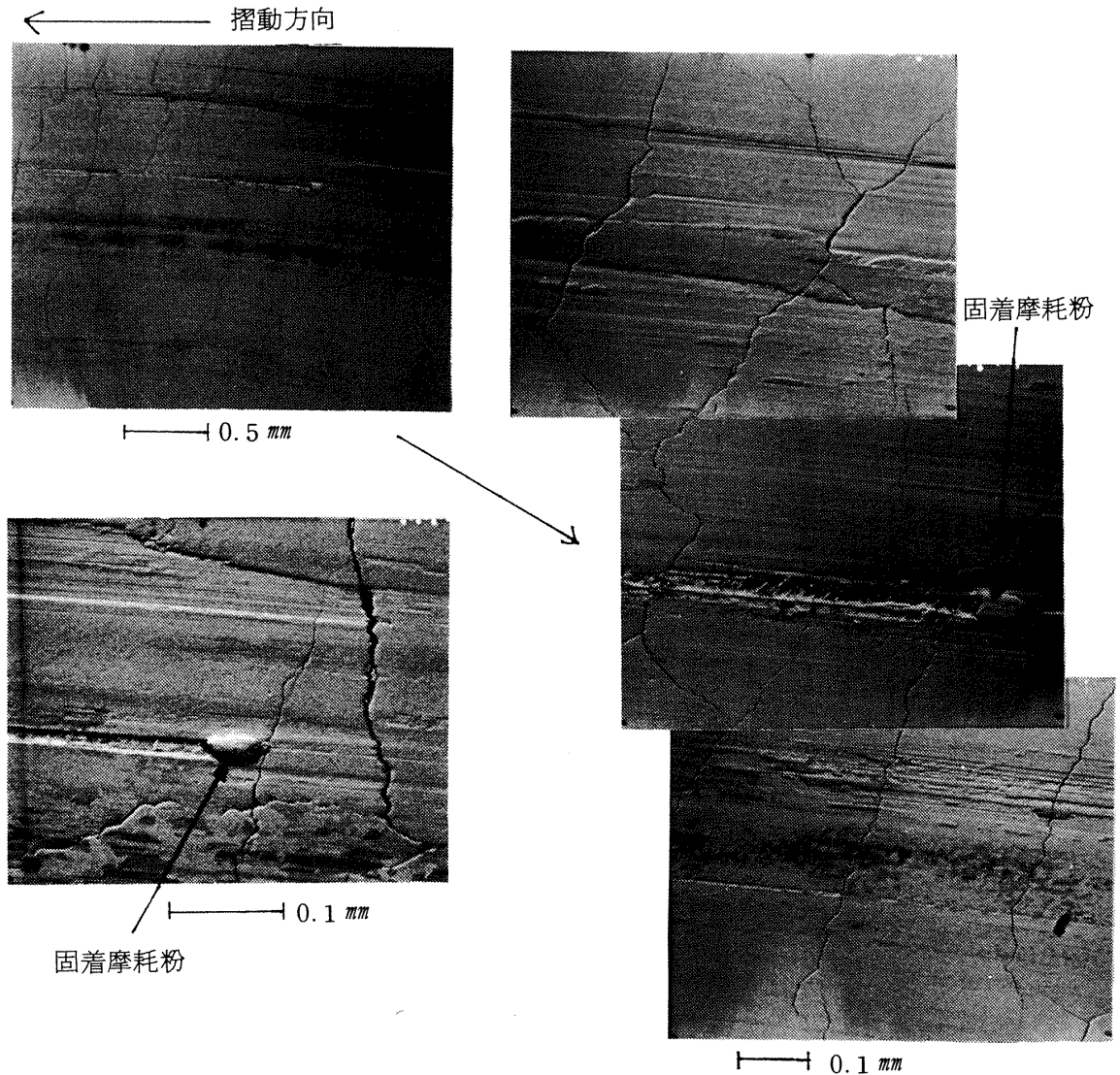


図 8.17 液体窒素中でメイティングリング摺動面上に固着したクロムメッキの摩耗粉(走査電子顕微鏡写真)

カーボン密封面が早期に摩耗し、適度な密封すきまが形成される。このことは、液体水素下でのカーボンの摩耗粉の中にかなり大きな摩耗粉が観察されたことから推察できる。このようにして、密封面間の開方力が増加して摺動負荷が減少するため、摩耗の進行が比較的短時間の内に停止する。

一方、液体窒素下では液体水素中に比べてカーボン密封面は摩耗しにくく、また後で述べるように、サーマルクラックは発生するが、クラック表面の盛り上がりは極めて小さい。このため開方力の増加をもたらす密封すきまが形成されず、摺動負荷が大きくなりクロムメッキ摺動面に多量のカーボンが転移し、密封面間は微細なカーボン摩耗粉とこの転移層によって埋まりやすくなる。このためさらに密封すきまが少なくなり、摺動負荷が一層大きくなるため、

液体水素中に比べて液体窒素での摩耗状態が反対に厳しくなったものと考えられる。こうした高い摺動負荷下では、固着したクロムメッキ摩耗粉がカーボン密封面を損傷して開方力が増加する密封すきまを形成するまでクロムメッキとカーボン密封面の摩耗は進行する。

密封面間に適度な密封すきまを形成させるサーマルクラック表面の盛り上がりは、クロムメッキ摺動面の温度状態に関係している。しかし、液体窒素下でのクロムメッキ摺動面の硬さの減少量は最大 $100 \text{ kgf}/\text{mm}^2$ であり、これから推定される最大摺動面温度は約 $200 \sim 250 \text{ }^\circ\text{C}$ である。この温度状態では、図 8.14 から推察できるように、サーマルクラックの盛り上がりは $0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ 程度である。また液体窒素下では、図 8.20 で示すように、サーマルクラック

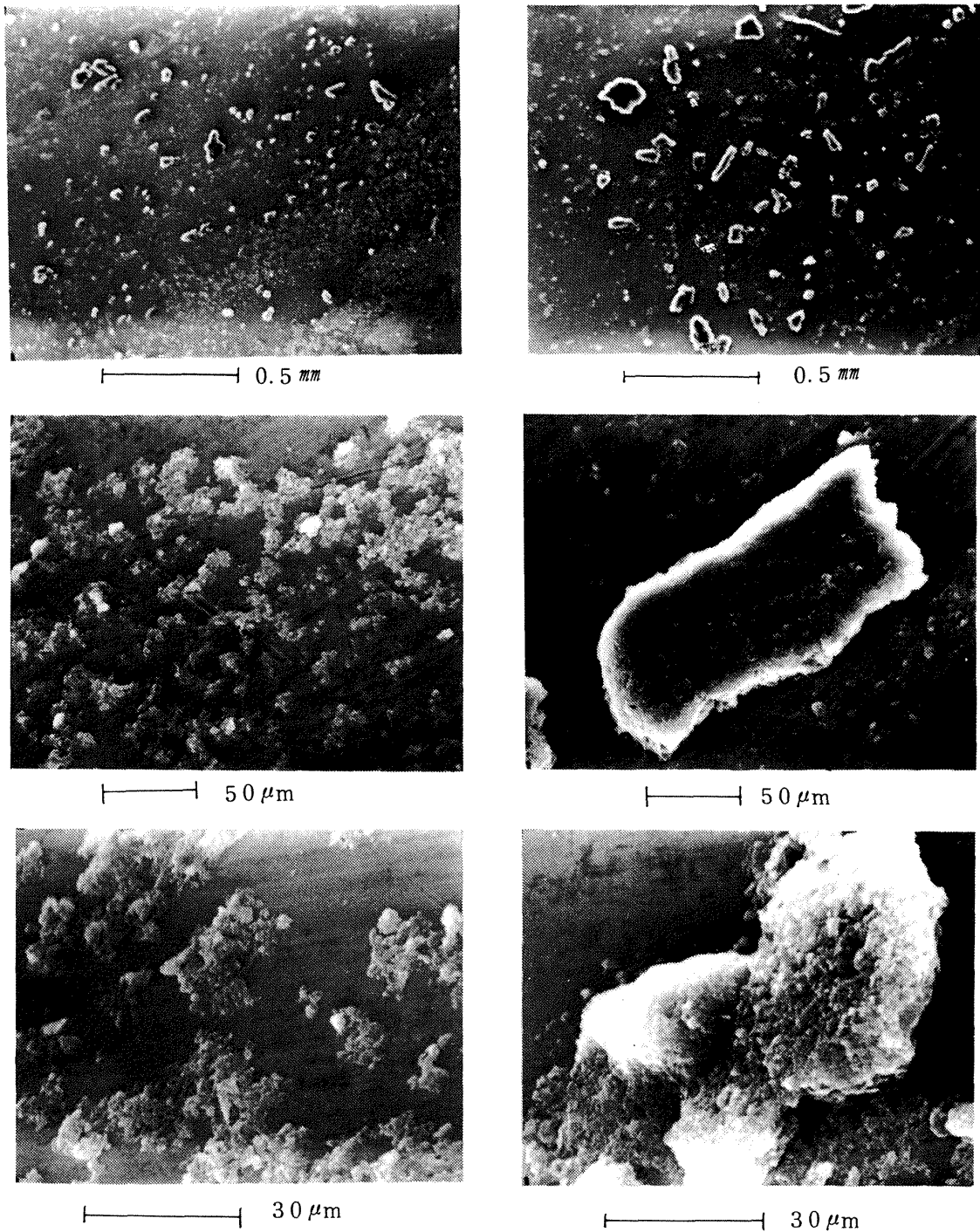


図 8.18 液体水素中でのカーボン摩耗粉（走査電子顕微鏡写真）

クの一部はクロムメッキの非摺動面まで進展している。このような現象は、液体水素下ではほとんどみられなかった。

一般に金属材料の熱伝導率は、液体窒素温度（約 $77K$ ）までは常温値とほぼ等しく、液体水素温度（約 $20K$ ）では常温値の約 $1/10$ まで低下する。⁽²⁾ このため液体水素下では摺動面外への摺動発熱の発散が悪くなり、摺動面温度が極めて高くなったもの

と考える。液体窒素下では熱伝導が良いため、摺動面の温度上昇は液体水素に比べて少なくなる。また非摺動面もサーマルクラックが発生する温度まで加熱されたため、クロムメッキ層内の熱応力が緩和されてクラックの形成状態が液体水素とは異なる様相を示したものと考えられる。

液体窒素中で密封面が著しく摩耗したことは、摺動面の温度状態の差により、なじみ初期において液

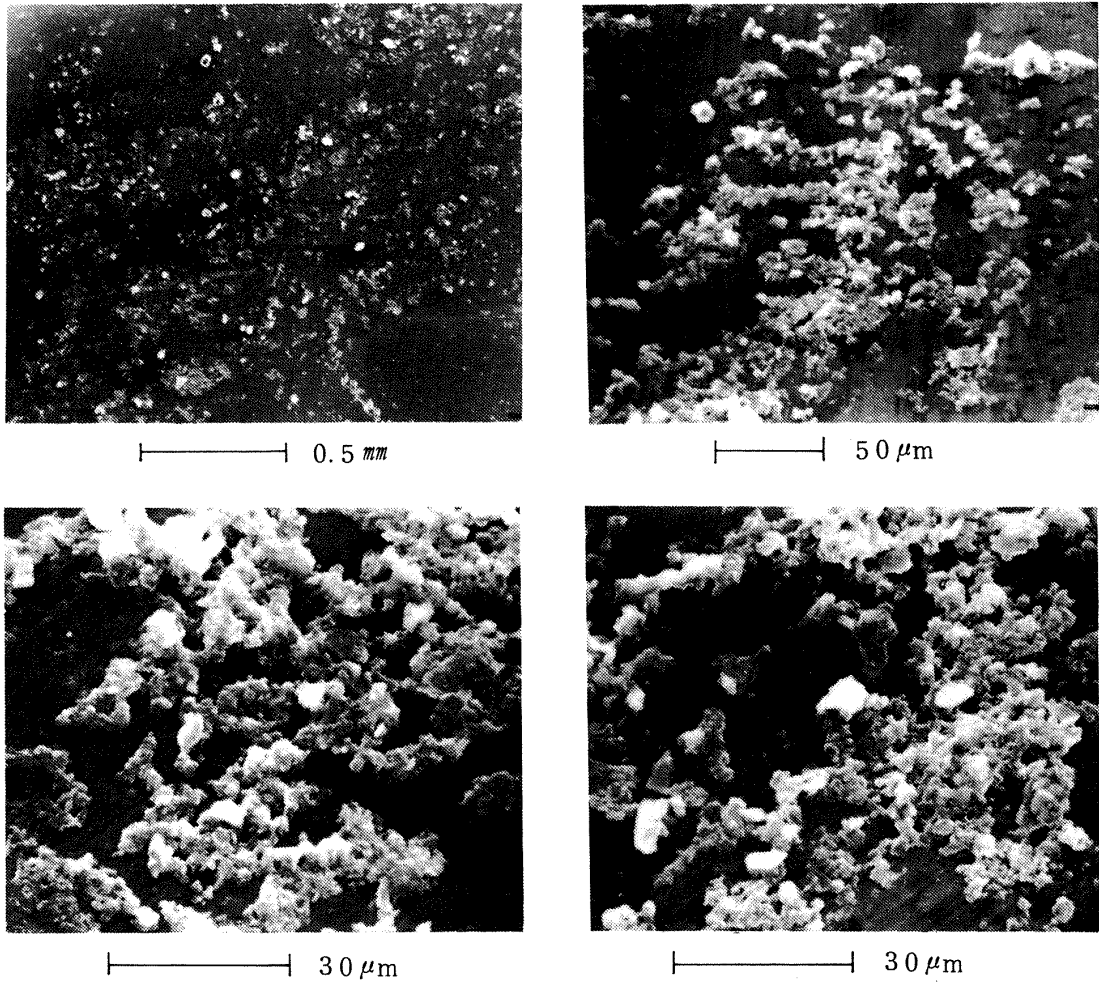


図 8.19 液体窒素中でのカーボン摩耗粉 (走査電子顕微鏡写真)

摺動面外周 (高圧側)

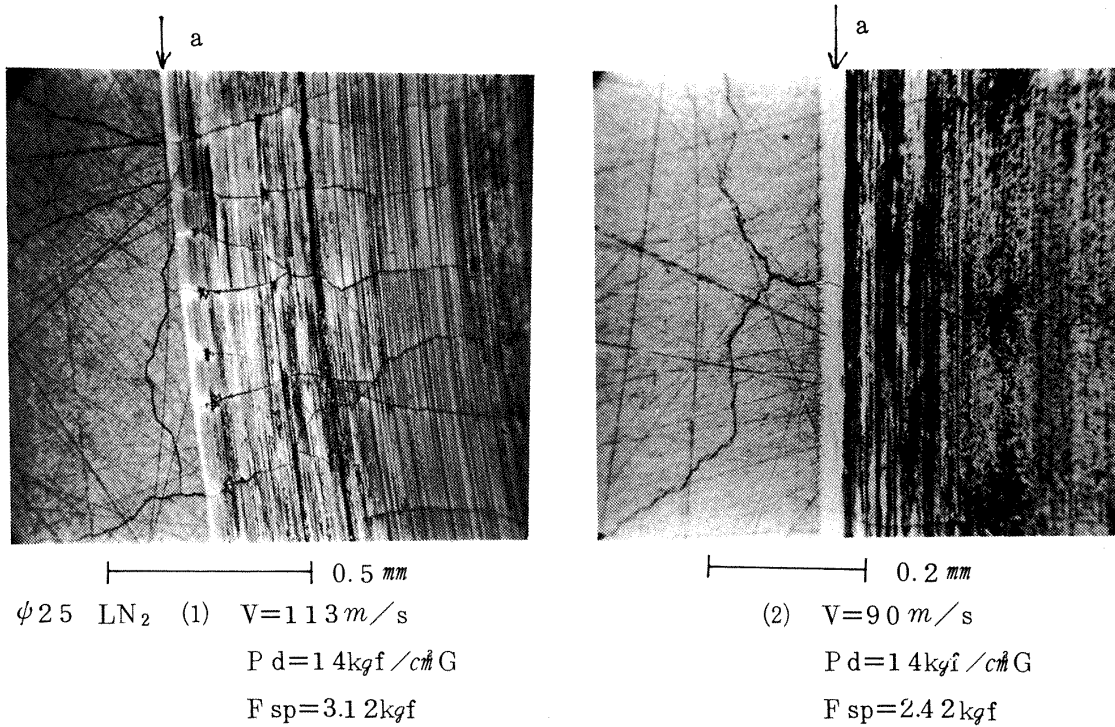


図 8.20 摺動面外周の非摺動面上に進展したサーマルクラック (液体窒素中)

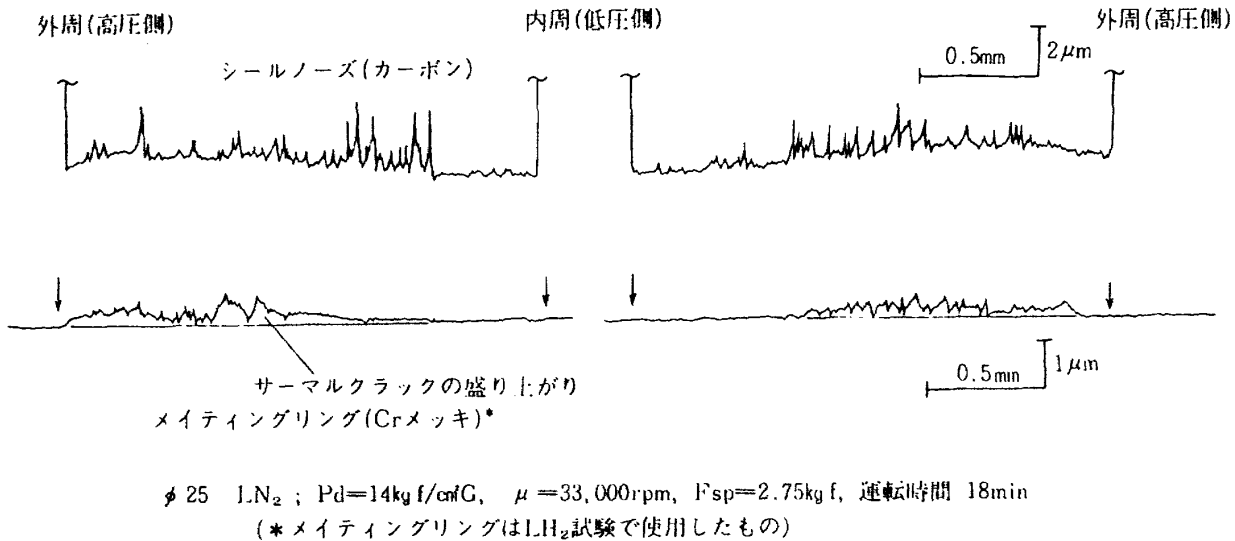


図 8.21 適度な密封すきまを形成させた場合の摺動面の摩耗形状(液体窒素中)

液体水素下のような密封すきまが形成されなかったことが原因であると考えた。このことを確認するため、液体窒素中で摺動させたメイティングリングを用いて液体窒素中で運転した。この場合、運転前には既にクロムメッキ摺動面にサーマルクラックによる盛り上がり形成されており、密封面間には適度な密封すきまが与えられている。

図 8.21 は、上に述べた方法で運転前に適度な密封すきまを与え、液体窒素下で約 18 分間運転した後の摺動面の摩耗形状である。メイティングリングのクロムメッキ摺動面は運転前のサーマルクラックによる盛り上がりそのままだけに残っており、クロムメッキの摩耗はみられない。またカーボン密封面の面あはれは少なく、摩耗もほとんど測定できなかった。

このように、液体窒素下においても密封面間を開方力が増加できる適度な密封すきまを与えることによって、密封間の摩耗が著しく軽減する。

8.3 第 8 章の結論

液体水素下で高速摺動した硬質クロムメッキ摺動面の温度状態をクロムメッキの硬さの低下から推定し、サーマルクラックの形成機構を調べた。また液体水素と液体窒素でのクロムメッキの摩耗状態を比較し、クロムメッキの摩耗過程を考察した。主な結果を以下に示す。

(1) クロムメッキ摺動面の硬さの低下から摺動面温度を推定した結果、液体水素中でも最大 800

℃にも達していた。この温度下ではクロムメッキ層の一部が再結晶を生じていた。

- (2) クロムメッキ層に形成されたサーマルクラックは、摺動加熱による熱応力(圧縮応力)で発生する。このクラックは、メッキ層と下地基板の境界まで達する一次クラックと、クラック表面の盛り上がり部で発生する二次クラックから成る。
- (3) 液体水素と液体窒素での密封面の摩耗状態を比較すると、以下に示す相違が観察された。
 - (i) 液体窒素中での摺動面の摩耗は液体水素中に比べて比較的多かった。
 - (ii) クロムメッキ摺動面の温度状態は、液体水素中の方が液体窒素中に比べてかなり厳しい状態であった。
 - (iii) 液体水素下でのカーボン摩耗粉は、微細粉の中に比較的大きな摩耗粉がみられたが、液体窒素下ではほとんど微細粉であった。
 - (iv) 液体窒素下では、移着成長した比較的大きなクロムメッキの摩耗粉がクロムメッキ摺動面上に固着し、カーボン密封面をアプレシブルに損傷していた。
- (4) 液体窒素下の過大な密封面の摩耗は、液体水素下でみられた、より大きな開方力が発生できる適度な密封すきまが形成されなかったためである。

第9章 総 括

本報告は、液体水素を密封する高速・接触式メカニカルシールの密封特性に関する研究である。本研究の対象とした液体水素用メカニカルシールは、液体酸素と液体水素を推進薬とするロケットエンジンの主要素である、液体水素燃料を燃焼器に供給するターボポンプに使用するために開発されたものである。

開発した液体水素ターボポンプ用メカニカルシールは、極低温運転下での密封面の面ひずみを小さくするシールノーズ構造を有し、さらにエンジンの急速起動、停止時において安定した確実な作動が得られるシールノーズダンパを装着している。メカニカルシールの主要諸元は次のとおりである。

- ・ 密封面径：43.2mm
- ・ 回転数：50,000rpm
- ・ 摺動速度：113m/s
- ・ 密封圧力：14kgf/cm²G
- ・ 密封流体温度：約25K（液体水素）

本メカニカルシールの静的ならびに動的密封性能の安定性および摺動面の摩耗過程を明らかにするため実験を行った。各々の結果の詳細については各章の結論で述べたので、ここでは主要な結果をまとめて示す。

- (1) メカニカルシールの起動トルクと摩耗形状から求めた静止側密封面の面ひずみを対応させ、起動トルク特性と静的密封特性の関係を解析した。起動トルクは、密封流体の圧力と温度による静止側の密封面の面ひずみが、摩耗によって変化するため、運転後に急激に減少し、同時に静的密封性能が低下した。運転後において安定した静的密封性能を与える密封バランス比を明らかにし、実験結果と良い一致を得た。
- (2) メカニカルシールが発生する摩擦損失動力は、メイティングリングの粘性摩擦損失動力と摺動面のシール摩擦損失動力である。高速摺動域では動摩擦係数が小さく、また摺動面間の開方力が大きくなるため、密封面がなじんだ後はシール摩擦損失動力が相当小さな値になる。
- (3) 摺動下での開方力比をシール摩擦損失動力か

ら求めた。開方力比は摺動速度が113m/sの時0.72~0.76になり、動的密封性能の安定限界を与える密封バランス比の0.77の値に近づく。液体水素下では密封面間の開方力が大きく、安定した動的密封性能を得るためには密封バランス比を0.77以上に設定する必要がある。

- (4) 開方力比は摺動速度の増加にともなって増加し、また密封すきまの増加によって減少する。この現象は平行な密封面間を流れる漏れ流体の相が粘性摩擦発熱によって液相から気相へ変化すると仮定したモデルの解析結果と良く一致した。モデルでは、気相流れの気体の状態変化を摩擦をともなり非可逆断熱変化と仮定し、次式で与えられる気体の膨張曲線を用いた。

$$P v^m = \text{定数}$$

ここで、 P は圧力、 v は比容積、 m は流出指数である。モデルの解析は、漏れ流体の各相の流れの式とエネルギーの式を組合せて行った。

- (5) なじみ過程の初期において回転側の硬質クロムメッキ摺動面上に形成されたサーマルクラックは表面層で盛り上がり、静止側のカーボン密封面を損耗して適度な密封すきまを形成し、開方力を増加させる。その結果、摺動面の負荷が急激に減少してカーボン密封面の摩耗の進行が停止する。摺動面の摩耗は長時間運転下でもなじみ初期における初期摩耗域で定まる。
- (6) 密封面間の摩耗は、運転初期における適度な密封すきまの形成と摺動発熱による熱ひずみの消失によって安定になる。動的熱ひずみは、シールノーズ温度が約60K以上になると顕著に増加する。密封バランス比を0.82以下に設定することによって動的熱ひずみが解消する。
- (7) 運転前にカーボン密封面に適度な密封すきま(0.5~0.8 μ m)を形成させたメカニカルシールは、高速摺動域の開方力の増加によって厳しい運転条件下においても密封面がほとんど摩耗しないことを示した。適度な密封すきまの形成が、高速摺動する密封面間の潤滑状態を良好にする。
- (8) 液体水素下で高速摺動する密封面の温度状態を硬質クロムメッキの硬さの減少から推定した。サーマルクラックが形成された付近のクロムメ

ッキ摺動面の温度は約500℃にも達し、メッキ層の一部が高温加熱によって再結晶を生じていた。極めて高い摺動面の温度状態は、液体水素温度下における摺動材の熱伝導率の低下によるものと推察した。

本研究の対象としたメカニカルシールは、現在わが国で開発中の液酸・液水ロケットエンジンの液水ターボポンプに使用され、好成績を納めている。

本研究を行うにあたり、多くの方々の協力を得た。当研究所・関勝美研究員(宇宙研究グループ)には、試験機の製作において御尽力下された。支援していただいた宇宙開発事業団の方々、また供試体の製作と実験を支援されたイーグル工業株式会社の方々には、本研究の全面にわたる助力を得た。液体水素供給設備を製作された三菱重工業株式会社をはじめ、試験機の製作に協力された株式会社不二越工業、ならびに石川島播磨重工業株式会社の関係の方々、最後に本研究の機会を与えていただいた、元航技研角田支所長・大塚貞吉氏、現角田支所長・鈴木昭夫氏には全般にわたる御指導・激励を受けた。本研究を行うにあたり、御指導、御鞭撻、御協力を下された皆様に厚く感謝の意を表します。

参 考 文 献

本章の参考文献

- (1) K. Kamijo, et al.: Development of Liquid Oxygen and Hydrogen Turbopumps for the LE-5 Rocket Engine, AIAA Paper No.81-1375 R, Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 19, No. 3 (1982) P226.
- (2) 野坂正隆、他: 液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究、航技研報告TR-653(1981).
- (3) N.B. Vargaftik: Tables on the Thermophysical Properties of Liquid and Gases, John Wiley and Sons, Inc. (1975).
- (4) W.H. Rempe, JR: Research and Development of Materials for Use as Lubricants in a Liquid Hydrogen Environment, ASLE Trans. Vol. 9 (1966) P213.
- (5) Donald W. Wisander, et al.: Friction and Wear in Cryogenic Liquids for Composites of Polytetrafluoroethylene of Various Particle Sizes and Concentration, NASA TN D-4565 (1968).
- (6) Donald W. Wisander and R.L. Johnson: Wear and Friction of Impregnated Carbon Seal Material in Liquid Nitrogen and Hydrogen, Advances in Cryogenic Eng., Vol. 6 (1960) P210.
- (7) E.E. Bisson and W.J. Anderson: Advance Bearing Technology, NASA SP-38 (1965) P289.
- (8) E.マイヤー著、吉永義尊訳: メカニカルシール科学新聞社(1971).
- (9) 山本昌彦: メカニカルシールの変形と密封特性潤滑、第18巻3号(1973)P232.
- (10) 鷲田彰著: メカニカルシール、日刊工業新聞社(1969)P120.
- (11) 藤田卓哉: メカニカルシール使用における最近の諸問題、潤滑、第24巻5号(1979)P288.
- (12) Howard W. Douglass, et al.: Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-Shaft Seals, NASA SP-8121 (1978).
- (13) F.R. Orcutt: An Investigation of the Operation and Failure of Mechanical Face Seals, Trans. ASME, Series F, Vol. 91 (1969) P713.
- (14) H. Hirabayashi, et al.: The Relationship Between Ringing, Heat Transfer and Sealing Condition, Proc. 4th ICFS, 3-13 (1969) BHRA P115.
- (15) W.F. Hughes, et al.: Phase Change in Liquid Face Seal, Trans. ASME, Series F, Vol. 100 (1978) P74.
- (16) W.F. Hughes, et al.: Phase Change in Liquid Face Seals II, Isothermal and Adiabatic Bounds with Real Fluid, Trans. ASME, Series F, Vol. 102

- (1980) P350.
- (17) A.O. Lebeck: A Mixed Friction Hydrostatic Face Seal Model with Phase Change, Trans. ASME, Series F, Vol. 102 (1980) P133.
- (18) 谷下市松: 工業熱力学基礎編、東京裳華房 (1967) P311.
- (19) A.I. Golubiev: Thermocracking of Seal Faces in Mechanical Seals, Proc. 5th ICFS, Paper A2 (1971) P A2-9.
- (20) C.A. Asklof: Cemented Carbides in Radial Face Seals, Proc. 6th ICFS, Paper A4 (1973) P A4-49.
- (21) D.A. Wigley: Mechanical Properties of Materials at Low Temperatures, Plenum Press (1971).
- (22) T.L. Morris: Bellows Mechanical Seals, Pump, No. 68 (1972) P196.
- (23) 鈴木峰男、他: 液水ターボポンプ用フローティングリングシールの試作研究、航技研報告 TR-710 (1982).
- (24) 鈴木峰男、他: 液酸ターボポンプ・軸シールのシール性能と耐久性、航技研報告 TR-717 (1982).
- (25) John Zuk: Fundamentals of Fluid Sealing, NASA TN D-8151 (1976).
- (26) S. Goldstein: On the Resistance to the Rotation of a Disk Immersed in a Fluid, Plenum Press (1971) P303.
- (27) Theodore Theodorgen and Arthur Regier: Experiments on Drag of Revolving Disks, Cylinders and Streamline Rod at High Speeds, NACA TR No. 793 (1944) P367.
- (28) E. Roesch and T. Pasternak: Development of Large Size Bellows Face Type Seals for Liquid Oxygen/Hydrogen Hot Gas Service at Moderate to High Pressure, NASA CR-54818 (1966) P17.
- (29) 石田武男: クロムメッキとクロムメッキを組み合わせた場合の摩耗、金属表面技術、Vol. 14 (1963) P21.
- (30) 吉田、岸: 日本金属学会誌、Vol. 8(1944) P568. めっき技術便覧、日刊工業新聞社 (1971) P232.
- (31) P. Morisset: Chromium Plating (1954) P150. 金属表面技術便覧、日刊工業新聞社 (1976) P313.
- (32) 岸松平: 工業クロムメッキの性質、機械的性質について、金属・1963年9月15日号別冊、P15.
- (33) 吉田進: 工業クロムメッキとは、金属クロムと電着クロム、金属・1963年9月15日号別冊、P1.
- (34) Tadashi Sasada, et al.: The Behavior of Adhered Fragment Interposed Between Sliding Surfaces and the Formation Process of Wear Particles, Trans. ASME Series F, Vol. 103 (1981) P195.

付録の参考文献

- (35) R.D. McLarty: Hydrogen Technological Survey — Thermophysical Properties, NASA SP-3089 (1975).
- (36) 例えば、佐藤健児著: 表面工学概論、養賢堂 (1971) P189.
- (37) 同上、P254.
- (38) 同上、P262.

付録 I 起動トルクと静的漏れ量の解析

1.1 起動トルクの解析

起動トルクの主な計算方法は第5章で示した。付録では、起動トルクが最少となり不安定になる限界について示す。本メカニカルシールの密封面は、摺動下での損耗による面ひずみの解消によって、図5.7の(a)で示したように、運転時の密封圧力の降下とともに密封面の高圧側が開く方向に変形が回復する。この場合最小すきま h_0 を形成して接触する密封面には、本章で示したように、次の諸式で与えられる負荷 $[F]$ が作用する。

$$[F] = F_{sp} + A_s \Delta P_s \left(B - \frac{1}{1 + \beta} \right) \quad (1.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta &= h_2 / h_1 \\ h_1 &= h_0 + \Delta h \\ h_2 &= h_0 \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

$$\Delta h = |C_1 (\Delta P_s - P_p)| = C_1 (P_p - \Delta P_s) \quad (1.3)$$

メカニカルシールの流体バランス比 B は、密封圧力によるベローズ有効径の減少によって増加し、次式で与えられる。

$$B = C_2 \Delta P_s + C_3 \quad (1.4)$$

ここで、 C_2 、 C_3 は定数である。

起動トルクは、静的密封圧力 ΔP_s が $0 < \Delta P_s < P_p$ の範囲で最小値をとる。この時の最小起動トルク T_{min} を与える静的密封圧力 ΔP_{sm} を求める。最小起動トルクは、式(1.1)で与えられた負荷 $[F]$ が最小になる時である。

式(1.1)を ΔP_s で微分する。

$$\frac{d[F]}{d(\Delta P_s)} = A_s \left(B - \frac{1}{1 + \beta} \right) + A_s \Delta P_s \times \left\{ \frac{dB}{d(\Delta P_s)} - \frac{d}{d(\Delta P_s)} \left(\frac{1}{1 + \beta} \right) \right\} \quad (1.5)$$

ここで $\frac{dB}{d(\Delta P_s)}$ 、 $\frac{d}{d(\Delta P_s)} \left(\frac{1}{1 + \beta} \right)$ は式(1.2)、(1.3)、(1.4)の諸式から求められる。

その結果、 $\frac{d[F]}{d(\Delta P_s)}$ は次式になる。

$$\frac{d[F]}{d(\Delta P_s)} = A_s \left(B - \frac{1}{1 + \beta} \right) + A_s \Delta P_s$$

$$\times \left\{ C_2 + \frac{C_1 h_0}{(h_1 + h_0)^2} \right\} \quad (1.6)$$

今、 $\Delta P_s = \Delta P_{sm}$ の時に $\frac{d[F]}{d(\Delta P_s)} = 0$ になることから

$$\left\{ \frac{d[F]}{d(\Delta P_s)} \right\}_{\Delta P_s = \Delta P_{sm}} = A_s \left(B_m - \frac{1}{1 + \beta_m} \right) + A_s \Delta P_{sm} \left\{ C_2 + \frac{C_1 h_0}{(h_{1m} + h_0)^2} \right\} = 0 \quad (1.7)$$

ここで、 B_m 、 β_m 、 h_{1m} は、静的密封圧力が ΔP_{sm} の時の各値であり、 ΔP_{sm} は式(1.7)から求めることができる。

最小起動トルク T_{min} は、本章の式(5.4)から次式で与えられる。

$$T_{min} = \mu_s \left\{ F_{sp} + A_s \Delta P_{sm} \left(B_m - \frac{1}{1 + \beta_m} \right) \right\} r_m \quad (1.8)$$

また $T_{min} = 0$ となる時の限界初期荷重 $[F_{sp}]_c$ は

$$[F_{sp}]_c = A_s \Delta P_{sm} \left(\frac{1}{1 + \beta_m} - B_m \right) \quad (1.9)$$

となる。 $T_{min} = 0$ の時は相対する密封面が接触状態を保持できる限界であり、限界静的密封バランス比 $[B]_{sc}$ は、本章の式(5.9)、(5.10)から次式で与えられる。

$$[B]_{sc} = B_m + \frac{[F_{sp}]_c}{A_s \Delta P_{sm}} = \frac{1}{1 + \beta_m} \quad (1.10)$$

1.2 静的漏れ量の解析

静的漏れ量は、静的密封圧力 ΔP_s が $0 < \Delta P_s < P_p$ の範囲で最大値を示す。最大静的漏れ量 Q_{max} を与える静的密封圧力 $\Delta P'_{sm}$ を求める。

静的漏れ量は Q は、本章の式(5.5)、(5.7)、(5.8)から $(h_{char})^3 \Delta P_s$ に比例する。よって、

$$Q \propto (h_{char})^3 \Delta P_s \equiv \psi \quad (1.11)$$

$$h_{char} = \left(\frac{2 h_1^2 h_2^2}{h_1 + h_2} \right)^{1/3} \quad (1.12)$$

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= h_0 + \Delta h \\ h_2 &= h_0 \\ \Delta h &= C_1 (P_p - \Delta P_s) \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

となる。

最大静的漏れ量を与える $\Delta P'sm$ では、

$$\left\{ \frac{dQ}{d(\Delta P_s)} \right\}_{\Delta P_s = \Delta P'sm} \propto \left\{ \frac{d\psi}{d(\Delta P_s)} \right\}_{\Delta P_s = \Delta P'sm} = 0 \quad (1.14)$$

式 (1.11) の ψ を ΔP_s で微分する。

$$\begin{aligned} \frac{d\psi}{d(\Delta P_s)} &= (h_{char})^3 + \Delta P_s \frac{d\{(h_{char})^3\}}{d(\Delta P_s)} \\ &= (h_{char})^3 \left\{ 1 + C_1 \Delta P_s \left(\frac{1}{h_1 + h_0} - \frac{2}{h_1} \right) \right\} \end{aligned} \quad (1.15)$$

式 (1.14) から、

$$1 + C_1 \Delta P'sm \left(\frac{1}{h'_{1m} + h_0} - \frac{2}{h'_{1m}} \right) = 0 \quad (1.16)$$

となる。ここで、 h'_{1m} は静的密封圧力が $\Delta P'sm$ の時の値である。よって $\Delta P'sm$ は式 (1.16) から求めることができる。

次に初期荷重の設定が $F_{sp} < [F_{sp}]_c$ になり、相対する密封面が離反した場合の静的漏れ量を求める。離反した密封面間には密封力と開方力がつり合う最小すきま h_2 が存在する。式 (1.1)、(1.2)、

(1.3) の諸式からの次の諸式が与えられる。

$$\begin{aligned} [F] &= F_{sp} + A_s \Delta P_s \left(B - \frac{1}{1 + \beta} \right) = 0 \\ \beta &= h_2 / h_1 \\ h_1 &= h_2 + \Delta h \\ \Delta h &= C_1 (P_p - \Delta P_s) \end{aligned} \quad (1.17)$$

諸式 (1.17) をすべて満たす h_2 を求め、本章の式 (5.7)、(5.8) から密封面が離反した場合の静的漏れ量を求めることができる。密封面が非接触状態でのすきま h_1 、 h_2 、 h_{char} の計算結果の一例を図 1.1 で示した。

付録 II 摩擦損失動力の算出方法

メカニカルシールの運転時の摩擦損失動力を、主軸を駆動させる空気タービンの出力から算出した。空気タービンと主軸系がメカニカルシール試験機と同じ構造である液体水素用ころがり軸受試験機を用いて、タービン入口圧力と軸受の摩擦損失動力の関係を求め、この較正值からメカニカルシールの損失動力を算出した。

図 1.1 は、液体水素用ころがり軸受試験機である。図 1.2 は、液体水素中での軸受試験結果から求めたタービン入口圧力と軸受の摩擦損失動力の関係である。

付録 III 粘性摩擦損失動力の計算方法

図 1.1 に示す高速回転メイトリングリングの液体水素と接する面で生じる粘性摩擦損失動力を計算する。液体水素と接する面を回転円板面と回転円筒面にかけて、各面の粘性摩擦損失動力を計算し、これらの和をメイトリングリングの粘性摩擦損失動力 L_v とした。

(1) 回転円板面の粘性摩擦損失動力 L_d ⁽²⁷⁾

$$\begin{aligned} L_d &= \frac{1}{2} C_m \frac{\rho}{g} \omega^3 R o^5 (1 - \bar{R}^4) \\ \bar{R} &= \frac{R_i}{R_o} \\ R_e &= \frac{R_o^2 \omega}{\nu} \\ 1/\sqrt{C_m} &= 2.786 \log (R_e \sqrt{C_m}) + 0.462 \end{aligned} \quad (III.1)$$

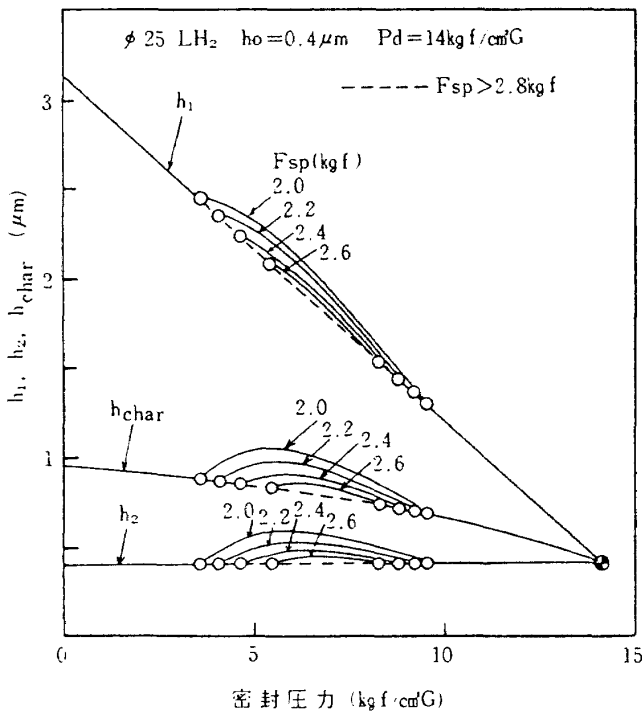


図 1.1 密封面が非接触状態での h_1 、 h_2 、 h_{char} の計算結果

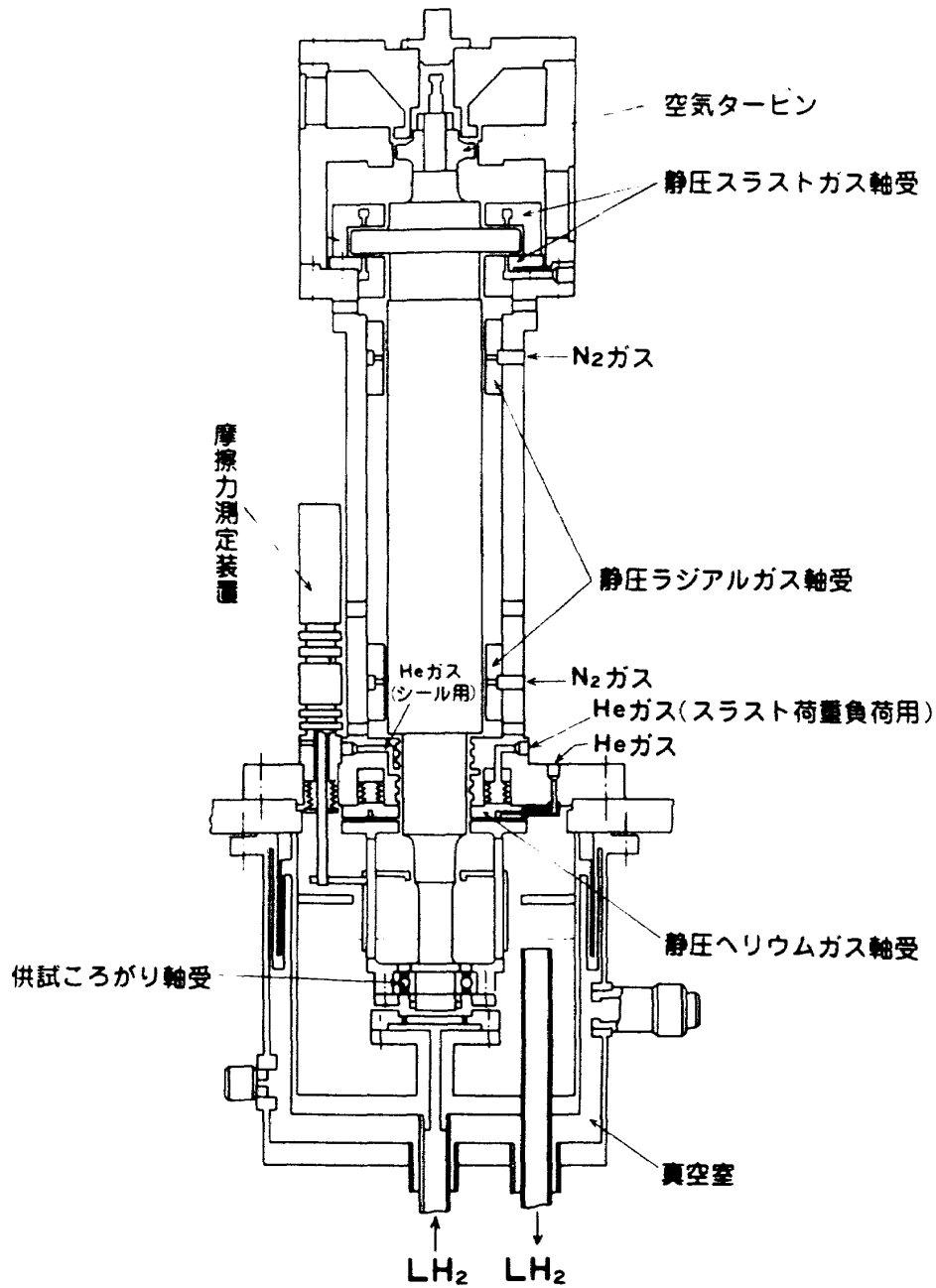


図 1.1 液体水素用ころがり軸受試験機

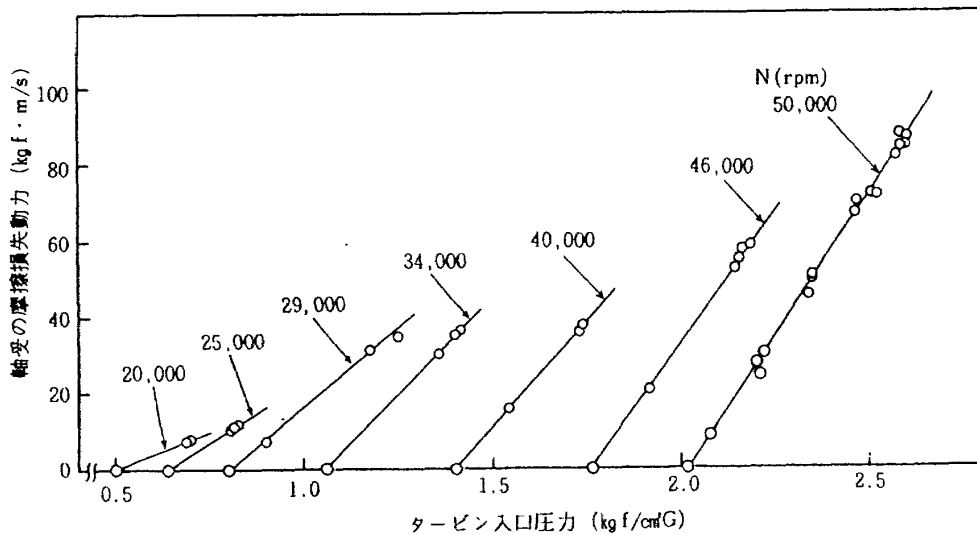


図 1.2 タービン入口圧力と摩擦損失動力の関係 (液体水素軸受試験)

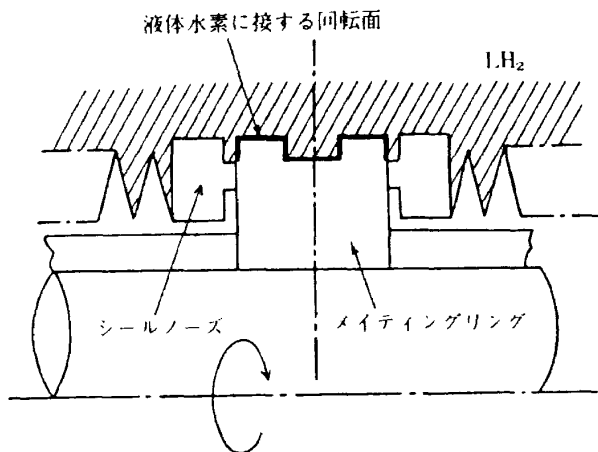


図 1.1 液体水素に接するメイティングリングの回転面

(2) 回転円筒面の粘性摩擦損失動力 L_c (2)

$$L_c = C_m \pi \frac{\rho}{g} \omega^3 R^4 L$$

$$Re = \frac{R^2 \omega}{\nu}$$

$$1/\sqrt{C_m} = 4.07 \log(Re \sqrt{C_m}) - 0.6$$

(1.2)

ここで、

- C_m : 抵抗係数
- g : 重力の加速度 (m/s^2)
- L : 円筒面の幅 (m)
- L_c : 粘性摩擦損失動力 ($kgf \cdot m/s$)
- L_d : 粘性摩擦損失動力 ($kgf \cdot m/s$)
- R : 円筒面の半径 (m)
- Re : レイノルズ数
- R_i : 円板面の内半径 (m)
- R_o : 円板面の外半径 (m)
- ρ : 粘性流体の密度 (kg/m^3)
- ν : 動粘性係数 (m^2/s)
- ω : 回転角速度 (rad/s)

図 1.2 は軸径 25mm のメイティングリングの粘性摩擦損失動力 L_v の計算結果である。ただし L_v は図 1.1 の液体水素と接する回転面の半分の値である。

ここで付録 1 で述べた摩擦損失動力の算出方法と粘性摩擦損失動力の計算方法の妥当性を検討する。図 1.3 は軸径 40mm のメカニカルシールにおける摩擦損失動力と粘性摩擦損失動力である。このメカニカルシールは運転時に過大な漏れを発生し、運転後の起動トルク値が零であった。このことから、運転

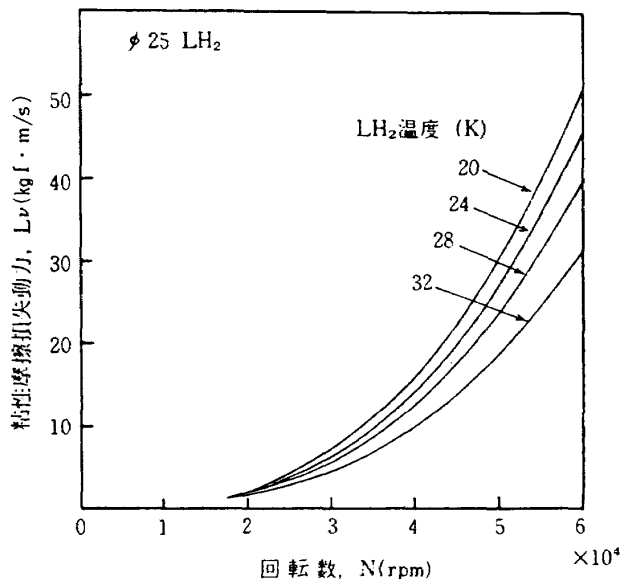


図 1.2 液体水素でのメイティングリングの粘性摩擦損失動力 L_v

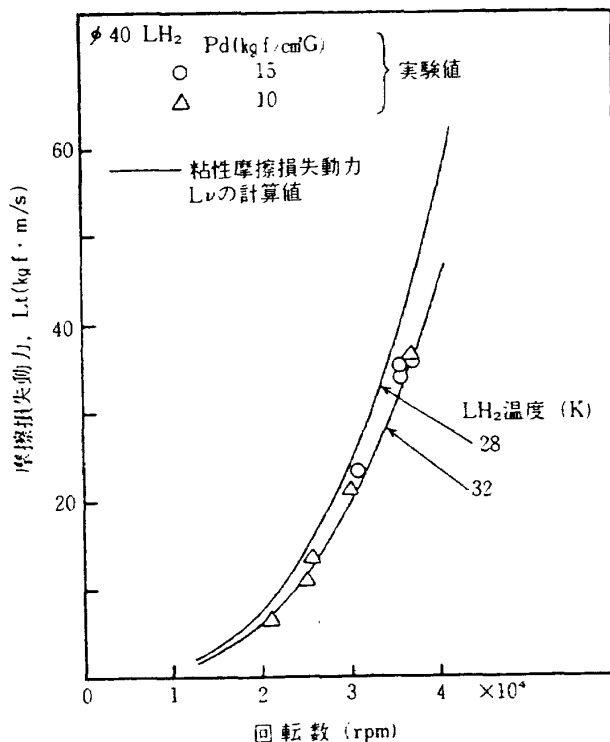


図 1.3 メイティングリングの粘性摩擦損失動力の計算値と実験値の比較

時に密封面が非接触状態で摺動し、メカニカルシールの摩擦損失動力がメイティングリングの粘性摩擦損失動力と等しくなる。図 1.3 はこのことを示している。以上の結果から、上述の摩擦損失動力の算出方法と粘性摩擦損失動力の計算方法は十分な妥当性があるものとする。

付録Ⅳ 密封すきまを流れる漏れ流体の解析

Ⅳ.1 主な記号

解析に用いた主な記号を以下に示す。

記号

- A_s : 密封面の面積 (cm^2)
- b : 密封面の幅 (cm または m)
- C_p : 液体の定圧比熱 ($J/kg \cdot K$)
- C_p' : 気体の定圧比熱 ($J/kg \cdot K$)
- F_g : 気相域の開方力 (kgf)
- F_l : 液相域の開方力 (kgf)
- F_o : 密封面の開方力 (kgf)
- H : 単位時間あたりの粘性摩擦発熱量 (J/s)
- h : 密封すきま (m)
- i : エンタルピ (J/kg)
- m : 流出指数
- P : 圧力 (kgf/cm^2 または N/m^2)
- Q : 質量漏れ流量 (kg/s)
- q : 単位質量あたりの吸収熱量 (J/kg)
- r_b : 相変化 (液相から気相) が起きる密封面の半径 (cm または m)
- r_i : 密封面の内半径 (低圧側) (cm または m)
- r_o : 密封面の外半径 (高圧側) (cm または m)
- T : 温度 (K)
- U : 気相の流速 (m/s)
- v : 比容積 (m^3/kg)
- α : 液相域の割合
- ν : 動粘性係数 (m^2/s)
- μ : 粘性係数 ($N \cdot s/m^2$)
- W : 角速度 (rad/s)

添字

- b : 相変化が起きる半径 r_b での値
- g : 気相での値
- i : 半径 r_i (低圧側) での値
- l : 液相域での値
- o : 半径 r_o (高圧側) での値

例えば、 v_{gb} は気相域での半径 r_b における比容積を表している。

Ⅳ.2 相変化をともなう漏れ流体のモデル

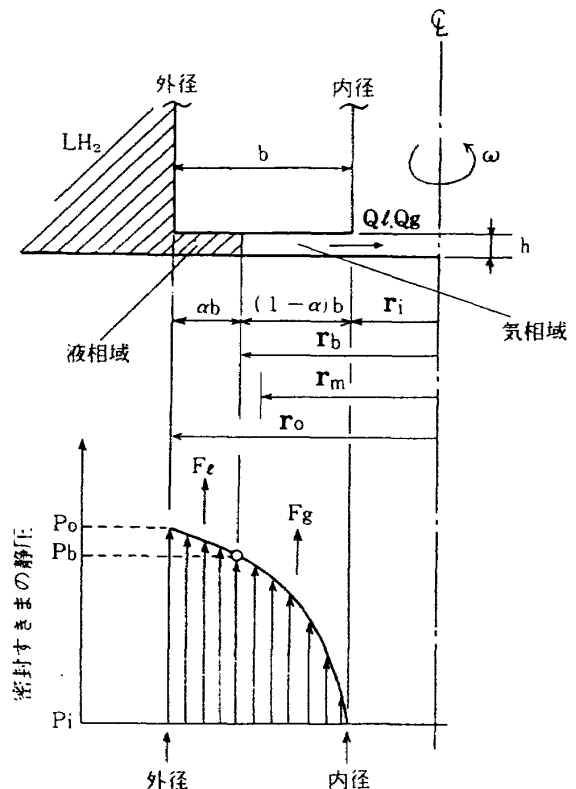
相変化をともなう漏れ流体のモデルの概略は、第

6章の6.2.3で示した。付録ではモデルの詳細と解析方法を示す。

図Ⅳ.1は、気液二相流れのモデルの主要諸記号である。メカニカルシールは密封面の外径側で密封流体を密封する。密封すきまを流れる漏れ流体が、粘性摩擦発熱によって半径 r_b で沸とうを生じ、流体の相が液相から気相に変化する。密封面の幅の ab を液相域、 $(1-\alpha)b$ を液相域とし、漏れ流体の流れを液相流れと気相流れに分けて解析する。

解析を行う上で次に示す仮定を導入した。

- (1) 定常流れである。
- (2) 液相と気相の流れは層流である。
- (3) 回転による遠心力の影響はない (液体水素の密度は極めて小さい)。
- (4) 密封面の半径方向の流れのみを対象とする一次元流れである。
- (5) 密封面の平均半径 r_m に比べて幅 b は小さい。
- (6) 密封すきま h は一定である。
- (7) 漏れ流体の相変化は、半径 r_b で完全に液相から気相へ変化する。
- (8) 漏れ流体の相変化は、摺動方向の粘性摩擦発熱によって起きる。



図Ⅳ.1 気液二相流れのモデルの主要諸記号

- (9) 粘性摩擦発熱は漏れ流体のみを加熱する。漏れ流体は外部との熱の交換は行わない。
- (10) 気体の状態変化は、摩擦をともなり非可逆断熱変化である。

IV.3 従来のモデルとの比較

本章で提示した漏れ流体のモデルは、Hughes⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾らのモデルを基本にして拡張したものである。Hughesらのモデルと異なる点は主に次のことである。

- (1) 気体の状態変化は摩擦をともなり非可逆断熱変化を仮定する。Hughesらは等温変化を仮定している。
- (2) 漏れ流体の相変化を気液二相から気相まで拡張する。
- (3) モデルを簡素化する。Hughesらは摺動面と漏れ流体の間に伝熱機構を導入している。

相変化をともなり漏れ流体の流れは、流れの下流側の気相域における気体の流れに支配される。すなわち気体の動粘度が液体に比べて大きく、また圧力の降下にもなって膨張するため、液相流れよりも気相流れの流動抵抗は大きくなる。Hughesらのモデルでは気体の膨張過程を等温変化と仮定した。この仮定は、必ずしも実際の気体の流れを表現していない。極めて狭い密封すきまを流れる気体は、摺動による粘性摩擦発熱によって加熱される。本モデルでは、気体の膨張過程に摩擦をともなり非可逆断熱変化を仮定し、次式の膨張曲線⁽¹⁸⁾を用いた。

$$Pv^m = \text{定数} \quad (\text{IV.1})$$

この指数 m は流出指数⁽¹⁸⁾である。 $m=1$ の時は等温変化と、 $m=\kappa$ (断熱指数)の時には断熱変化と同等になる。

本研究では、メカニカルシールの摺動速度が相当に高く、このため漏れ流体の相は気液二相状態にはとどまらずほとんど気相状態になるものとする。また解析の対象とする液体水素は、わずかな熱の侵入によって容易にガス化する流体である。このことは本モデルを気相状態まで拡張する理由の一つである。

Hughes⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾らは、気相状態下での開方力が気液二相の場合よりも減少すると述べている。このことは気相部の流れを等温流れと仮定したためである。

気相部の流れに流出指数を用いた場合は、漏れ流体の気相化が進むに従って開方力が増加し、Hughesらが示す開方力が最大となる最適二相状態は存在しない。

さらにNau⁽¹⁶⁾は、Hughesらのモデルによる解析結果が通常のメカニカルシールの運転状態と一致しない点があることを指摘している。この原因は、前に述べたように気体の状態変化を等温変化と仮定したためであると考えられる。

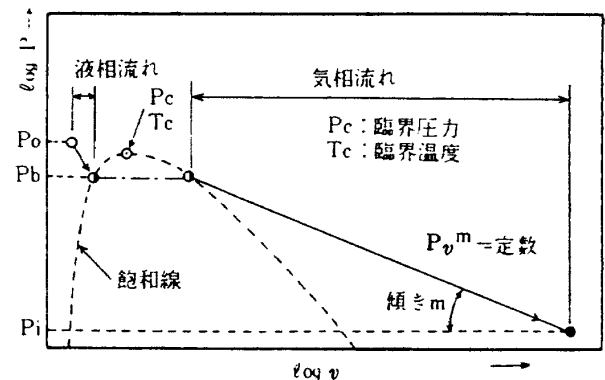
IV.4 気液二相流れの解析

相変化をともなり漏れ流体の流れの解析は、液相、気相の粘性流体の流れの式とエネルギー式を組合せて行った。図IV.2に漏れ流体の相変化を $P-v$ 線図上に模式的に示す。また図IV.3は液体水素の $P-v$ 線図⁽³⁹⁾である。

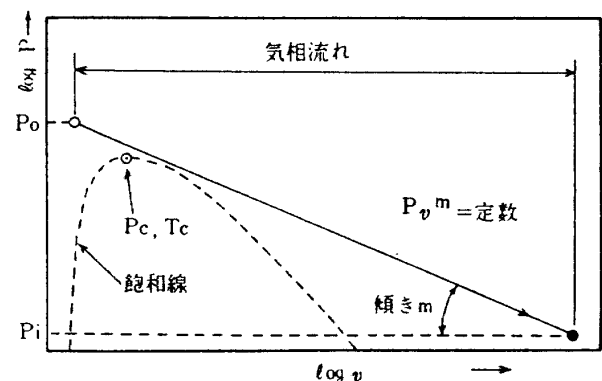
IV.4.1. 基礎式 (図IV.2の(a)を参照)

(1) 流れの式

図IV.1に示した密封すきまを流れる液相の漏れ



(a) 液相から気相へ変化する場合 ($P_b < P_c$)



(b) 気相単相の場合

図IV.2 $P-v$ 線図上の漏れ流体の相変化

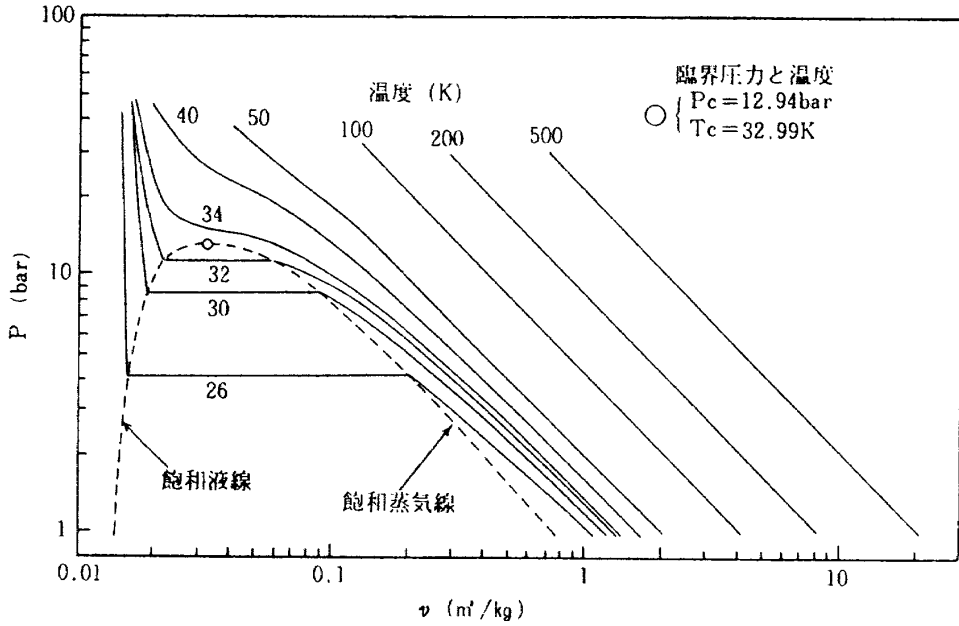


図 4.3 液体水素の P-v 線図⁽³⁵⁾

量は次式で与えられる。⁽¹⁵⁾⁽³⁶⁾

$$Q_l = \frac{\pi h^3}{6 \nu_l} \cdot \frac{(P_o - P_b) r_m}{\alpha b} \quad (IV.2)$$

また流出指数 m を用いると、気相の漏れ量は気体の状態変化を断熱変化とした流れ量⁽³⁷⁾の断熱指数 α を m に置きかえることで、次式で与えられる。

$$Q_g = \frac{m}{m+1} \cdot \frac{\pi h^3}{6 \mu_g \nu_{gb}} \cdot \frac{(P_b)^{\frac{m+1}{m}} - (P_i)^{\frac{m+1}{m}}}{P_b^{\frac{1}{m}} (1-\alpha) b} r_m \quad (IV.3)$$

ここで m は、式 (IV.1) から次式で示される。

$$m = \frac{\log(P_b/P_i)}{\log(\nu_{gi}/\nu_{gb})} \quad (IV.4)$$

液相の漏れ量 Q_l と気相の漏れ量 Q_g が等しいことから

$$Q_l = Q_g = Q \quad (IV.5)$$

となる。

(2) エネルギーの式

漏れ流体の相変化が、密封すきまを流れる流体の褶動方向の粘性摩擦発熱によって起きると仮定する。液相域の粘性摩擦発熱量 H_l は次式で与えられる。

$$H_l = Q_l \cdot q_l = \mu_l \frac{2\pi \alpha b r_m^3 \omega^2}{h} \quad (IV.6)$$

摩擦熱が液相漏れ量のみを加温すると仮定すれば、

$$q_l = i_{gb} - i_{l0} = C_p (T_{gb} - T_{l0}) \quad (IV.7)$$

となる。

気相域の粘性摩擦発熱量 H_g は次式で与えられる。

$$H_g = Q_g \cdot q_g = \mu_g \frac{2\pi (1-\alpha) b r_m^3 \omega^2}{h} \quad (IV.8)$$

摩擦熱が気相漏れ量を加温して流れの速度エネルギーを増加させるため、

$$q_g = i_{gi} - i_{gb} + \frac{U_{gi}^2 - U_{gb}^2}{2} = C_p (T_{gi} - T_{gb}) + \frac{Q_g}{2} \cdot \frac{(\nu_{gi}^2 - \nu_{gb}^2)}{(2\pi r_m h)^2} \quad (IV.9)$$

となる。

IV.4.2 式の変換

式 (IV.2)、(IV.3)、(IV.5) より次に示す諸式が導かれる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_o - P_b}{P_b - P_i} &= \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{\nu_l}{\mu_g \nu_{gb}} \cdot \frac{1}{m'} \cdot P \\ P &= \frac{P_b m' - P_i m'}{P_b m'} \cdot \frac{P_b}{P_b - P_i} \\ m' &= \frac{m+1}{m} \end{aligned} \right\} (IV.10)$$

式 (IV.5)、(IV.6)、(IV.8) から ω を消却して次式を得る。

$$\frac{q_l}{q_g} = \frac{\mu_l}{\mu_g} \cdot \frac{\alpha}{1-\alpha} \quad (IV.11)$$

式 (N.10) の α を式 (N.11) で消却する。

$$\frac{P_o - P_b}{P_b - P_i} = \frac{q_l}{q_g} \cdot \frac{\mu_g}{\mu_l} \cdot \frac{\nu_l}{\mu_g \nu_{gb}} \cdot \frac{1}{m'} \cdot P$$

$$= \frac{q_l}{q_g} \cdot \frac{\nu_l}{\nu_{gb}} \cdot \frac{1}{m'} \cdot P \quad (\text{N.12})$$

IV.4.3 計算方法

(1) 物性値

各式の物性値は、漏れ流体の各半径、 r_o 、 r_b 、 r_i 、での物性値の平均値を用いる。

1) 液相域での物性値

$$\left. \begin{aligned} \nu_l &= \frac{\nu_{lo} + \nu_{lb}}{2} \\ \mu_l &= \frac{\mu_{lo} + \mu_{lb}}{2} \\ \nu_l &= \frac{\nu_{lo} + \nu_{lb}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{N.13})$$

2) 気相域での物性値

$$\mu_g = \frac{\mu_{gb} + \mu_{gi}}{2} \quad (\text{N.14})$$

(2) 計算手順

密封すきま h と相変化が起きる圧力 P_b を定めれば、 α 、 Q 、 ω を下記の手順から求めることができる。

- 1) P_b を定めれば、式 N.7 の q_l と液相の物性の式 (N.13) が定まる。
- 2) T_{gi} を仮定して ν_{gi} を求め、式 (N.4) から m を算出する。また気相の物性の式 (N.14) が定まる。
- 3) 式 (N.12) に m を代入して q_g を算出する。
- 4) 式 (N.9) にステップ3) で求めた q_g を代入し、さらにすきま h を与えて Q_g を算出する。
- 5) 式 (N.11) にステップ3) で求めた q_g を代入して、 α を算出する。
- 6) 式 (N.2) にステップ5) で求めた α を代入して、 Q_l を算出する。
- 7) ステップ4) で求めた Q_g と、ステップ6) で求めた Q_l が等しい場合は、次のステップに進む。等しくなれば、ステップ2) の T_{gi} の値を変えて、 Q_g と Q_l が等しくなるまで計算を繰返す。

- 8) ステップ6) で求めた Q_l とステップ5) で求めた α を、式 (N.6) に代入して ω を算出する。

IV.5 気相流れの解析

IV.5.1 基礎式 (図 N.2 の (b) を参照)

(1) 流れの式

流れの式は、式 (N.3) と式 (N.4) において、 $P_b = P_o$ 、 $\nu_{gb} = \nu_{go}$ 、 $\alpha = 0$ とすることで与えられる。

$$Q_g = \frac{m}{m+1} \cdot \frac{\pi h^3}{6 \mu_g \nu_{go}} \cdot \frac{(P_o^{\frac{m+1}{m}} - P_i^{\frac{m+1}{m}}) r_m}{P_o^{\frac{1}{m}} b} \quad (\text{N.15})$$

$$m = \frac{\log(P_o/P_i)}{\log(\nu_{gi}/\nu_{go})} \quad (\text{N.16})$$

(2) エネルギーの式

流れの式と同様に、式 (N.8) と式 (N.9) において、 $\alpha = 0$ 、 $i_{gb} = i_{go}$ 、 $U_{gb} = U_{go}$ 、 $T_{gb} = T_{go}$ 、 $\nu_{gb} = \nu_{go}$ とする。

$$H_g = Q_g \cdot q_g = \mu_g \frac{2 \pi b r m^3 \omega^2}{h} \quad (\text{N.17})$$

$$q_g = i_{gi} - i_{go} + \frac{U_{gi}^2 - U_{go}^2}{2}$$

$$= C_p' (T_{gi} - T_{go}) + \frac{Q_g^2}{2} \cdot \frac{(\nu_{gi}^2 - \nu_{go}^2)}{(2 \pi r_m h)^2} \quad (\text{N.18})$$

IV.5.2 式の変換

式 (N.16) に式 (N.17) の q_g を代入する。

$$\mu_g \frac{2 \pi b r m^3 \omega^2}{h} = Q_g \left(i_{gi} - i_{go} + \frac{U_{gi}^2 - U_{go}^2}{2} \right)$$

$$= Q_g \left\{ C_p' (T_{gi} - T_{go}) + \frac{Q_g^2}{2} \cdot \frac{(\nu_{gi}^2 - \nu_{go}^2)}{(2 \pi r_m h)^2} \right\} \quad (\text{N.19})$$

IV.5.3 計算方法

(1) 気相の物性値

$$\mu_g = \frac{\mu_{g0} + \mu_{gi}}{2} \quad (IV.20)$$

(2) 計算手順

密封すきま h と回転角速度 ω を定めれば、 Q_g を下記の手順から求めることができる。

- 1) h と ω を定める。
- 2) T_{gi} を仮定して v_{gi} を求め、式 (IV.16) から m を算出する。また気相の物性値の式 (IV.20) が定まる。
- 3) 式 (IV.15) に m を代入して Q_g を算出する。
- 4) 式 (IV.19) から Q_g を算出する。
- 5) ステップ 3) から求めた Q_g とステップ 4) から求めた Q_l が等しくなる T_{gi} を求める。等しくなければ、ステップ 2) の T_{gi} の値を変えて、計算を繰返す。

IV.6 液相流れの解析

IV.6.1 基礎式

(1) 流れの式

流れの式は、式 (IV.2) において、 $P_b = P_i$ 、 $\alpha = 1$ とする。

$$Q_l = \frac{\pi h^3}{6 \nu_l} \cdot \frac{(P_0 - P_i) r_m}{b} \quad (IV.21)$$

(2) エネルギーの式

流れの式と同様に、式 (IV.6) と式 (IV.7) において、 $\alpha = 1$ 、 $i_{gb} = i_{gi}$ 、 $T_{gb} = T_{gi}$ とする。

$$H_l = Q_l \cdot q_l = \mu_l \frac{2 \pi b r_m^3 \omega^2}{h} \quad (IV.22)$$

$$q_l = i_{gi} - i_{l0} = C_p (T_{gi} - T_{l0}) \quad (IV.23)$$

IV.6.2 式の変換

式 (IV.22) に式 (IV.23) の q_l を代入する。

$$\begin{aligned} \mu_l \frac{2 \pi b r_m^3 \omega^2}{h} &= Q_l (i_{gi} - i_{l0}) \\ &= Q_l C_p (T_{gi} - T_{l0}) \end{aligned} \quad (IV.24)$$

IV.6.3 計算方法

(1) 液相の物性値

$$\left. \begin{aligned} \nu_l &= \frac{\nu_{l0} + \nu_{li}}{2} \\ \mu_l &= \frac{\mu_{l0} + \mu_{li}}{2} \\ T_{gi} &\dots\dots\dots P_i \text{ での飽和温度} \end{aligned} \right\} \quad (IV.25)$$

(2) 計算手順

漏れ流体が液相から気相になる直前の回転角速度 ω を求める。

- 1) 式 (IV.21) から Q_l を算出する。
- 2) ステップ 1) の Q_l を式 (IV.24) に代入して、 ω を算出する。

IV.7 開方力の解析

密封面の開方力は、図 IV.1 で示した、密封面間を流れる漏れ流体の半径方向の静圧によって生じる。開方力を液相域と気相域にわけて解析する。

IV.7.1 基礎式

(1) 液相域の開方力 F_l

液相域ではすきま圧力の圧力勾配を直線化し、開方力は次式で与えられる。

$$F_l = 2 \pi r_m a b \left(\frac{P_0 + P_b}{2} - P_i \right) \quad (IV.26)$$

(2) 気相域の開方力 F_g

気相域での圧力勾配に次元気体流れ³⁸⁾を適応する。密封面の半径 r における圧力 P は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{r - r_i}{r_b - r_i} &= \frac{P \frac{m+1}{m} - P_i \frac{m+1}{m}}{P_b \frac{m+1}{m} - P_i \frac{m+1}{m}} \\ &= \frac{P m' - P_i m'}{P_b m' - P_i m'} \\ m' &\equiv \frac{m+1}{m} \end{aligned} \right\} \quad (IV.27)$$

式 (IV.27) を展開する。

$$P = \left\{ P_i m' + \frac{(P_b m' - P_i m')(r - r_i)}{r_b - r_i} \right\}^{\frac{1}{m'}} \quad (IV.28)$$

気相域の開方力 F_g は、式 (IV.28) から次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 F_g &= 2\pi r_m \int_{r_i}^{r_b} (P - P_i) dr \\
 &= 2\pi r_m \int_{r_i}^{r_b} \left[\left\{ P_i^{m'} + \frac{(P_b^{m'} - P_i^{m'})(r - r_i)}{r_b - r_i} \right\}^{1/m'} - P_i \right] dr \quad (IV.29)
 \end{aligned}$$

式(IV.29)の積分項を展開する。

$$\begin{aligned}
 &\int_{r_i}^{r_b} \left[\left\{ P_i^{m'} + \frac{(P_b^{m'} - P_i^{m'})(r - r_i)}{r_b - r_i} \right\}^{1/m'} - P_i \right] dr \\
 &= \int_{r_i}^{r_b} \left\{ P_i^{m'} + \frac{(P_b^{m'} - P_i^{m'})(r - r_i)}{r_b - r_i} \right\}^{1/m'} dr - \int_{r_i}^{r_b} P_i dr \\
 &= (r_b - r_i) \left\{ \frac{m'(P_b^{m'+1} - P_i^{m'+1})}{(m'+1)(P_b^{m'} - P_i^{m'})} - P_i \right\} \quad (IV.30)
 \end{aligned}$$

ここで $r_b - r_i = (1 - \alpha)b$ であり、式(IV.29)の開方力は次式になる。

$$F_g = 2\pi r_m (1 - \alpha)b \left\{ \frac{m'(P_b^{m'+1} - P_i^{m'+1})}{(m'+1)(P_b^{m'} - P_i^{m'})} - P_i \right\} \quad (IV.31)$$

(3) 密封面の開方力 F_o と動的開方力比 $[K]d$

密封面の開方力 F_o は、式(IV.26)の液相域の F_l と式(IV.31)の気相域の F_g の和である。

$$F_o = F_l + F_g \quad (IV.32)$$

動的開方力比 $[K]d$ は次式で与えられる。

$$[K]d = \frac{F_o}{A_s(P_o - P_i)} \quad (IV.33)$$

IV.7.2 気相域の開方力の検討

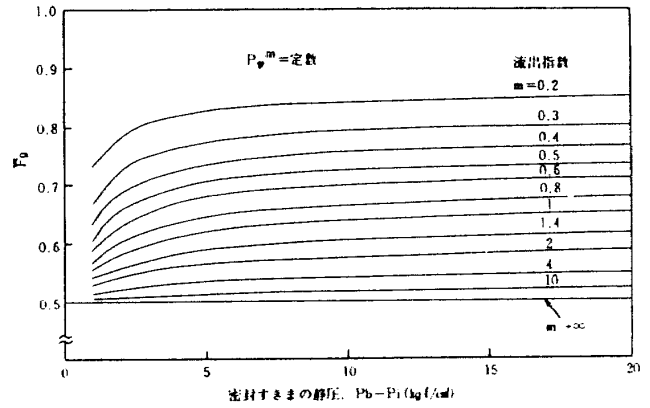
気相域の開方力 F_g は、式(IV.31)で示すように、 m の関数で与えられる。開方力 F_g に対して次式で与えられる無次元量 \bar{F}_g を考える。

$$\bar{F}_g = \frac{F_g}{2\pi r_m (1 - \alpha)b(P_b - P_i)} \quad (IV.34)$$

(1) 等温変化の場合

気相の膨張過程が等温変化の場合、 $m = 1$ である。

$$\{\bar{F}_g\}_{m=1} = \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{P_b^3 - P_i^3}{P_b^2 - P_i^2} - P_i \right) / (P_b - P_i)$$



図IV.4 流出指数と \bar{F}_g の関係

$P_b \gg P_i$ であれば、

$$\lim_{P_i/P_b \rightarrow 0} \{\bar{F}_g\}_{m=1} = \frac{2}{3}$$

となる。この値は John Zuk⁽²⁵⁾ が示している値と一致する。

(2) 等容変化の場合

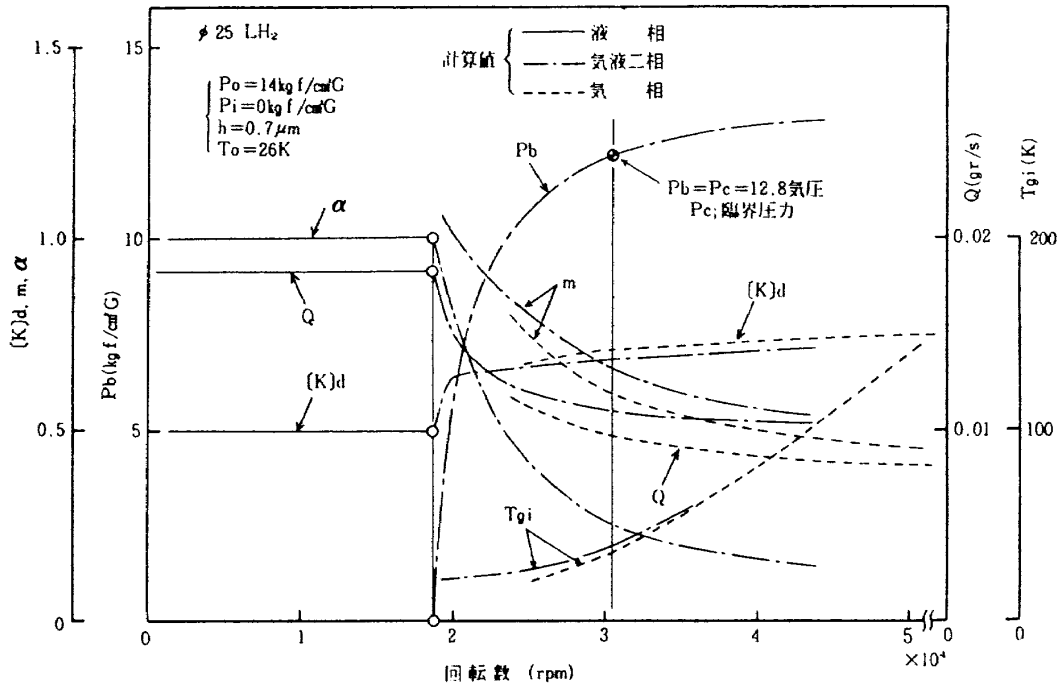
気相の膨張過程が $m = \infty$ の場合は等容変化となる。

$$\{\bar{F}_g\}_{m=\infty} = \frac{1}{2}$$

すなわち、この場合は非圧縮性流体の \bar{F}_g になる。気相域の無次元開方力比 \bar{F}_g と密封力の関係を流出指数 m を変化させて図IV.4に示す。流出指数の減少に従って開方力が増加する。

IV.8 計算結果の一例

図IV.5に、漏れ流体が液相から気相状態まで変化する場合の諸量の計算結果の一例を示す。計算結果は、密封すきま $h = 0.7 \mu m$ 、摺動時の密封圧力 $14 \text{ kgf/cm}^2 G$ 、軸径 25 mm のメカニカルシールの場合である。回転数の上昇にもなって、 $19,000 \text{ rpm}$ で流れの下流側 ($\alpha = 1$) でガス化が開始され、漏れは気液二相になる。ガス化圧力 P_b が液体水素の臨界圧力 $P_c = 12.8 \text{ 気圧}$ を越える場合 ($31,000 \text{ rpm}$ 以上) は、気液二相流れの計算方法が適応できなくなるが、臨界領域においても相変化を仮定して計算を試みた。また全てを気相流れとした計算も行った。液体水素の物性は臨界領域で大きく変化するため、図に示すように気液二相流れと気相流れの計算値は若干異なるが、高速摺動域においては、液相領域が少なくな



図Ⅳ.5 漏れ流体が液相から気相になる時の諸量の変化

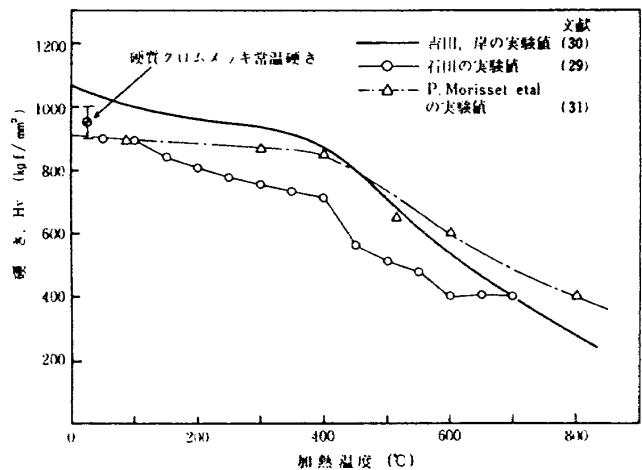
るためほとんど気相流れとして仮定できるものと考ええる。

以上に示した計算結果は、液体水素の物性値⁽³⁵⁾を用いて得られた。

付録Ⅴ 最大摺動面温度の推定方法

回転側の密封面であるクロムメッキ摺動面の硬さを測定し、硬さの減少量から最大摺動面温度を推定した。図Ⅴ.1は、硬質クロムメッキの加熱温度と硬さの関係である。図中のデータは各研究者⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾⁽³¹⁾による実験結果である。

実験で使用した硬質クロムメッキの硬さは、常温では $Hv = 950 \pm 50 \text{ kgf/mm}^2$ の範囲であった。



図Ⅴ.1 硬質クロムメッキの加熱温度と硬さの関係

既 刊 報 告

TR-740T	On the Statistical Structures of Inelastic Particles Colliding with Each Other	October, 1982	Satoru OGAWA
TR-741	航空機用ジェットエンジンの研究開発(第2期 成果報告) Research and Development of Turbofan Engine (The Second Phase・FJR710)	1982年10月	原動機部
TR-742	密度の異なる乱流噴流の特性 The Properties of Nonhomogeneous Turbulent Jets	1982年10月	石垣 博
TR-743	飛行制御・飛行シミュレーションにおける実時間デジタル積分と積分きざみ幅 Real Time Digital Integration and Flight Simulation	1982年11月	渡辺 顯
TR-744	地球の人工衛星の運動におよぼす微小な推力の影響に関する研究 Effect of Small Thrust on the Motion of an Artificial Earth Satellite	1982年11月	武内 澄夫
TR-745	気液同軸型噴射要素による噴霧液の実験及び解析(2) An Experimental and Analytical Study on Spray Flow Field by Liquid/Gas Coaxial Injector Elements(2)	1982年12月	八柳 信之
TR-746	振動する舵面を持つ3次元翼まわりの非定常遷音速ポテンシャル流れの数値計算 Calculation of Unsteady Transonic Potential Flow over Three-Dimensional Wings with Oscillating Control Surfaces	1982年12月	磯貝 紘二 末次 公平
TR-747	超音速流中の平頭物体に対する近似解析 An Approximate Analysis for Flat Nosed Body in Supersonic Flow (Without Attach Angle)	1982年12月	関根 英夫, 谷 喬
TR-748	地球の人工衛星の運動における大気抵抗の影響に関する研究 Atmospheric Dray Effects in the Motion of an Artificial Earth Satellite	1982年12月	武内 澄夫
TR-749	圧電型加速度センサ用チャージ増幅器の試作 Development of Charge Amplifier for Piezoelectric Accelerometer Sensors	1983年1月	越沼 威, 西尾 健二

航空宇宙技術研究所報告 750号

昭和58年1月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12
