

高速・大容量歯車変速機の開発

Development of High-Speed Large-Capacity Gear Unit

島内義典* *Yoshinori Shimauchi*

吉鶴睦男* *Mutsuo Yoshizuru*

近年、省エネルギー指向によってガスタービン発電設備は大形化、高効率化が進められ、これに使用する歯車減速機も同様に高速化、大容量化がますます要求されてきた。

日立製作所では、従来の2万8,000 kWガスタービン減速機の製作実績を基に、昭和59年に大容量の4万5,000 kW減速機を開発した。引き続き、高速・高減速比のため技術要素としてはさらに困難な2万9,500 kW減速機の開発を完了した。

開発に当たっては軸受要素試験、実機に対しては歯車、軸受部に実機相当荷重を与えるための動力循環式全負荷試験およびガスタービンと直結した実動総合試験をそれぞれ実施し、高い信頼性が得られることを確認した。

なお、現在4万5,000 kW減速機は海外で7台、2万9,500 kW減速機は国内で1台が順調に商用運転中である。

1 緒言

動力伝達用の歯車変速機は産業のあらゆる分野に使用されているが、高速回転で大エネルギーを扱うガスタービン発電機では、特に高速・大容量の歯車変速機が必要になる。

近年、ガスタービン発電機は省エネルギー指向によって大形化、高効率化が進められ、これに使用される歯車変速機も同様に高速化、大容量化の要求がますます強くなってきている。

歯車変速機の高速・大容量化を進めるためには、特に耐スクローリング性の高い歯車、高周速・高荷重での運転に耐えられる軸受の開発がキーポイントとなる。開発に当たっては、信頼性の向上のため計算による検討、さらに実物に実動荷重を加えた要素試験を行い、過酷な状態での性能を十分把握する必要がある。

日立製作所では、すでに350台以上のガスタービン用減速機(最大2万8,000 kW)の製作実績があるが、ガスタービンの大形化、高効率化に対応して、大容量の4万5,000 kW減速機を昭和59年に開発した。これに引き続き、ガスタービン回転数が従来の5,100から7,300 r/minとなるに伴って高速・高減速比となり、技術要素として一段と過酷な2万9,500 kW減速機の開発を完了した。これら従来品と開発品の仕様を表1に示す。

開発に当たっては、軸受要素試験、実機を使用しての全負荷試験、ガスタービンと直結した実動総合試験などを行い、信頼性の確認に重点をおいた開発を完了した。

以下に、上記2件の減速機開発の概要について述べる。

2 4万5,000 kW減速機の開発

2.1 減速機の仕様と構造

本減速機は大容量F6ガスタービン用として開発を行ったもので、表1に示すように50 Hz仕様で約4万5,000 kWと、従来のF5ガスタービン用減速機に比べてほぼ同一回転数であり、伝達容量が1.6倍以上になっていることが大きな違いである。

ガスタービン発電機をコンパクトにまとめるため、本減速機は図1に示すように従来機と同様、垂直オフセットの軸配置となっており、ピニオンギヤは浸炭焼入れ後研削仕上げを行うダブルヘリカルギヤである。伝達容量が大きいため、カップリングはリジッドカップリングとし、高速軸、低速軸ともにクイル軸構造を採用した。

減速機の大容量化によって、本減速機の歯車仕様は従来品に比べて周速ばかりでなく、歯車面圧も高く、歯車の歯形などの詳細設計および潤滑方法が開発のキーポイントとなった。

2.2 全負荷試験

歯車の高周速・高負荷化によって特に問題となるのは、歯車のピッチング強さや曲げ強さではなく、スクローリング強さである。スクローリング強さに関しては種々の計算式、限界値が発表されているが、本機のような大形歯車の実機でのデータはほとんどない。本減速機の開発に当たっては、全負荷試

* 日立製作所土浦工場

表1 ガスタービン減速機仕様 各形式ごとに発電機の周波数に合わせ50 Hz用, 60 Hz用の2種類がある。

項 目		従 来 品		開 発 品			
形 式 (適用ガスタービン)		GNX(F5)		GTD(F6)		H25(H25)	
周 波 数 (Hz)		50	60	50	60	50	60
伝 達 動 力 (kW)		28,000		44,900	51,300	29,500	
回 転 数 (r/min)	小 歯 車	5,106	5,094	5,082	5,105	7,286	7,275
	大 歯 車	3,000	3,600	3,000	3,600	3,000	3,600
軸 間 距 離 (mm)		565		614		565	
ピッチ円直径 (mm)	小 歯 車	418.2	467.9	455.8	507.8	329.6	374.1
	大 歯 車	711.8	662.1	772.2	720.2	800.4	755.9
嚙 み 合 い 周 速 (m/s)		112	125	121	136	126	142
ピニオン軸軸受	面 圧 (MPa)	3.55	3.15	3.19	2.83	3.42	3.01
	周 速 (m/s)	56.7	56.5	66.5	66.8	72.5	72.4
	p, v 値 (MPa·m/s)	201	178	212	189	248	218

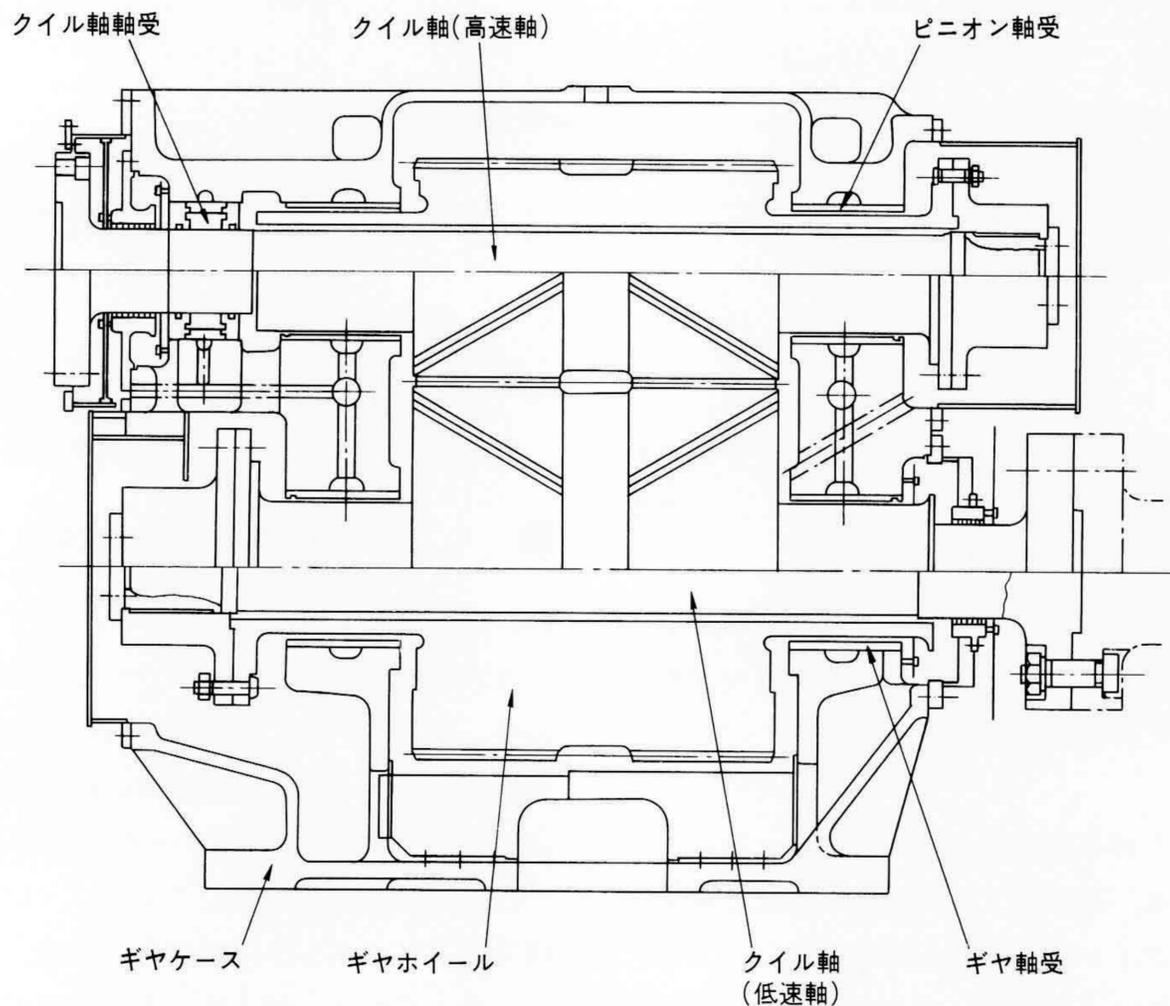


図1 F6ガスタービン用45,000 kW減速機の構造 減速機の縦断面構造を示す。

験を実施して歯車のスコアリング強度の確認および歯車装置としての振動, 騒音, 損失動力などの性能データを取り, 信頼性の向上を図るものとした。

全負荷試験はいわゆるバック ツー バック方式による動力循環式試験装置とした。この試験装置の構成を図2に, 試験装置の外観を図3に示す。2台の減速機を向かい合わせておのおのの高速軸, 低速軸どうしを結合し, トルク付加装置に結合した二重軸の間に, 実負荷に相当するねじりトルクを油圧によって加えた状態で, 電動機によって全体を駆動する。このとき負荷動力は, 2台の減速機間を循環するため, 駆動トルクは損失動力分だけで済み, 試験動力を大幅に低減することができる。本試験装置は, 動力循環式としては世界最大規模のものとなった。

2.3 試験結果

最大4万5,000 kW相当の全負荷運転試験を行い, 歯面にスコアリングが発生しないことを確認した。スコアリング強さに対する指標の一つであるDudleyのスコアリング基準数 K_{sc} を本歯車仕様に対して計算すると $K_{sc} \approx 2$ 万2,000となる。一方, この場合のスコアリング発生限界は大きくみても $K_{sc} \approx 1$ 万2,000であり, スコアリング発生条件となる。しかし, この限界値は通常は無修整歯形の歯車に対するものであり, 適切な歯形設計と歯面給油を行えば耐スコアリング強度は大幅に向上することを実機によって実証した。スコアリングについての研究データは多いが, 本機のような大形減速機にはそのまま適用できないため, 本試験結果は貴重なデータとなった。

また, この全負荷試験によって, 軸受の温度上昇, 給油量

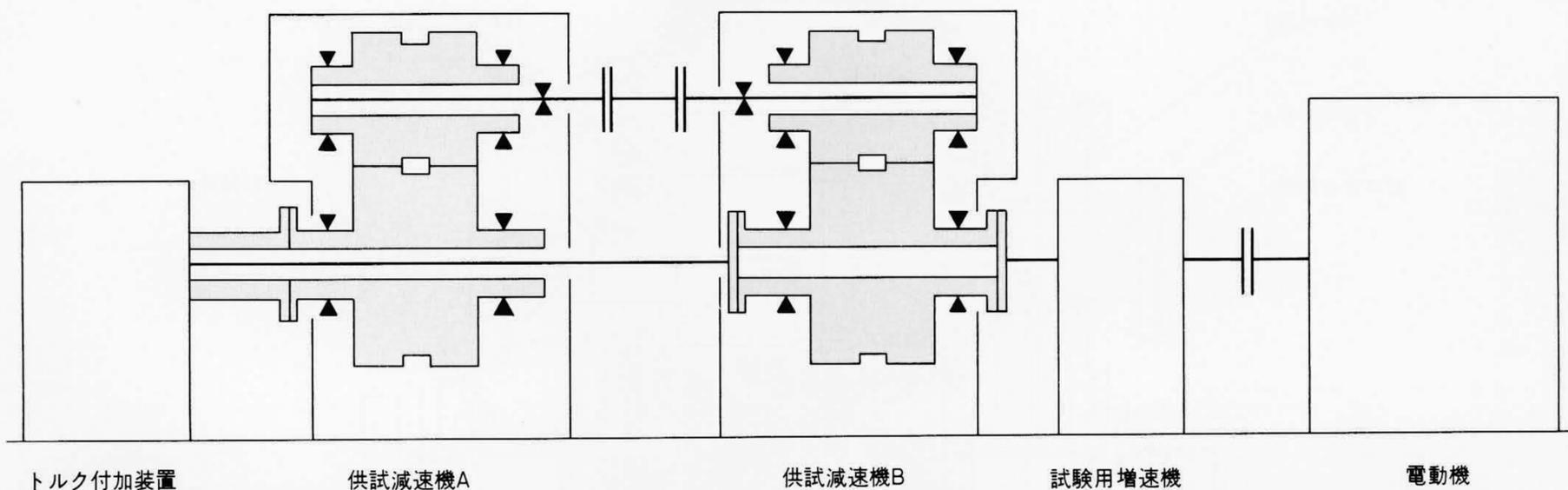


図2 動力循環式負荷試験装置の構成 供試減速機2台にトルク付加装置を組み合わせた、世界最大規模の動力循環式試験装置である。

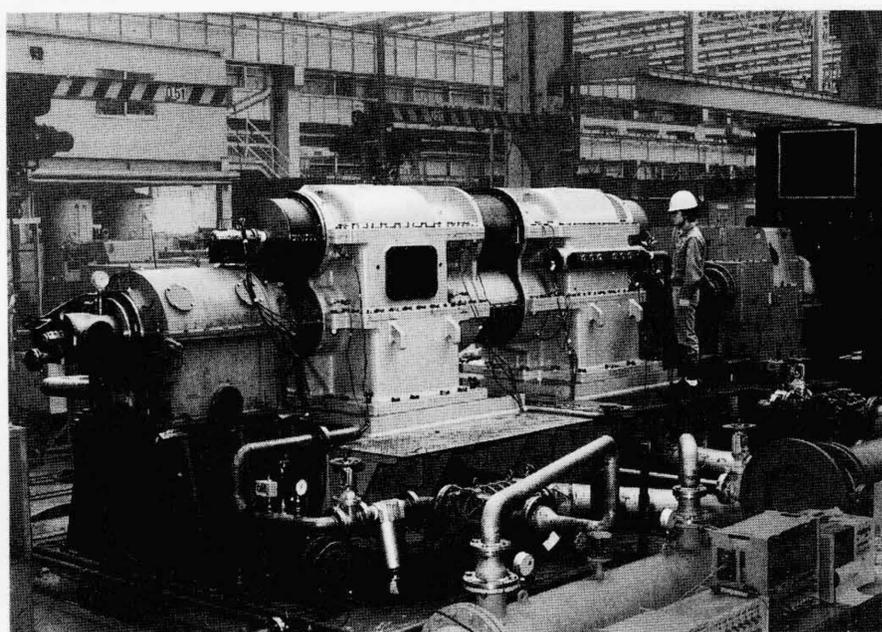
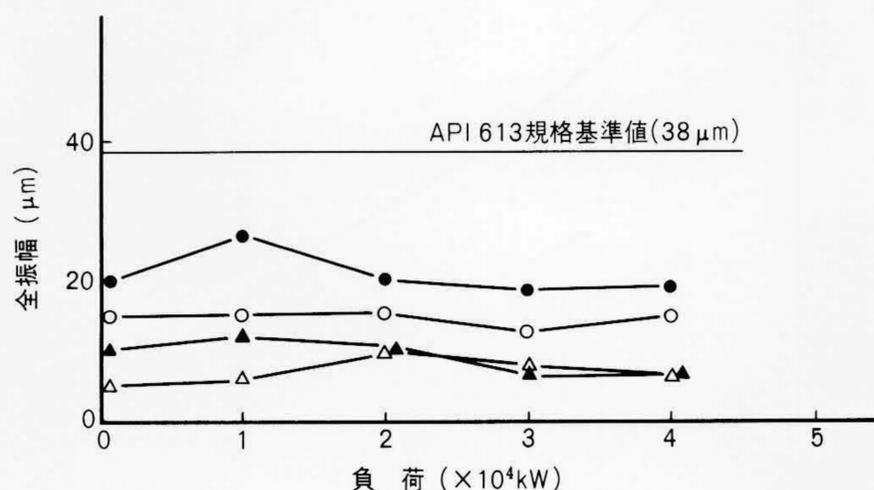


図3 バック ツー バック全負荷試験装置の外観 試験装置は、中央の2台の減速機と、トルク付加装置(左端)、試験用電動機および増速機(右端)から成る。

などの軸受性能を確認し、さらに減速機の振動、騒音などのデータを取り、減速機として高い品質と信頼性が得られることを確認した。

減速機の高速軸軸振動値を図4に、減速機騒音値を図5に示す。これらのデータからわかるように、負荷が上昇しても振動、騒音が上昇することがなく、逆にわずかながら減少する傾向がある。これは歯車精度が良好であり、軸受の安定性が優れているためと考えられる。軸振動値はAPI(American Petroleum Institute)規格の基準値 $38\mu\text{m}$ を十分にクリアすることができた。

また、減速機動力損失は $300\sim 350\text{ kW}$ で負荷が増加してもほとんど変わらず、減速機効率は $4\text{ 万}5,000\text{ kW}$ 負荷時で 99.1% の高効率を達成した。



注：略語説明など

- ピニオン軸 ガスタービン側 H方向
- ピニオン軸 ガスタービン側 V方向
- ▲ ピニオン軸 発電機側 H方向
- △ ピニオン軸 発電機側 V方向

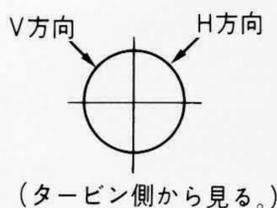


図4 軸振動値 高速軸の軸振動値と負荷の相関関係を示す。

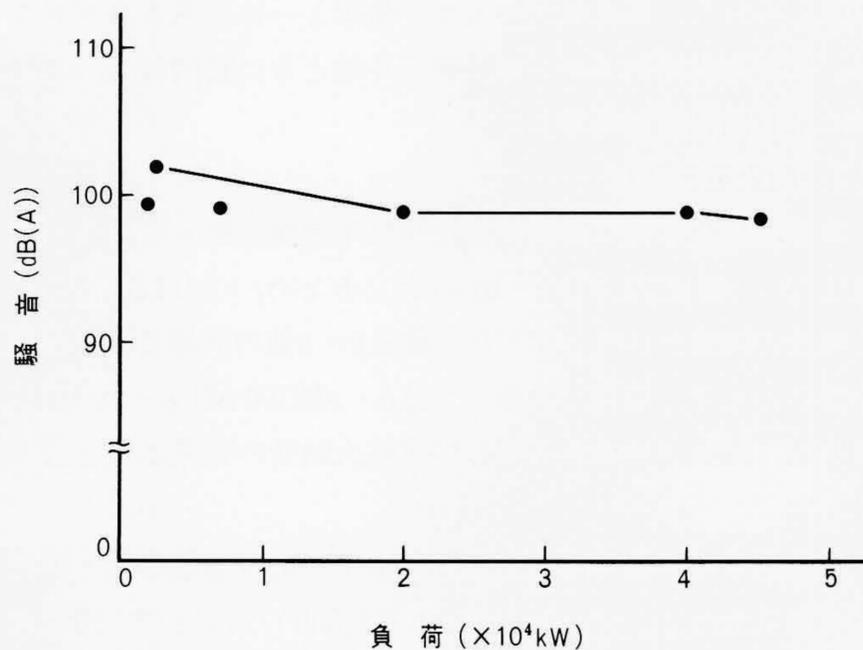


図5 減速機騒音値 減速機から 1.5 m の位置で測定した騒音値(dB(A))と負荷の関係を示す。

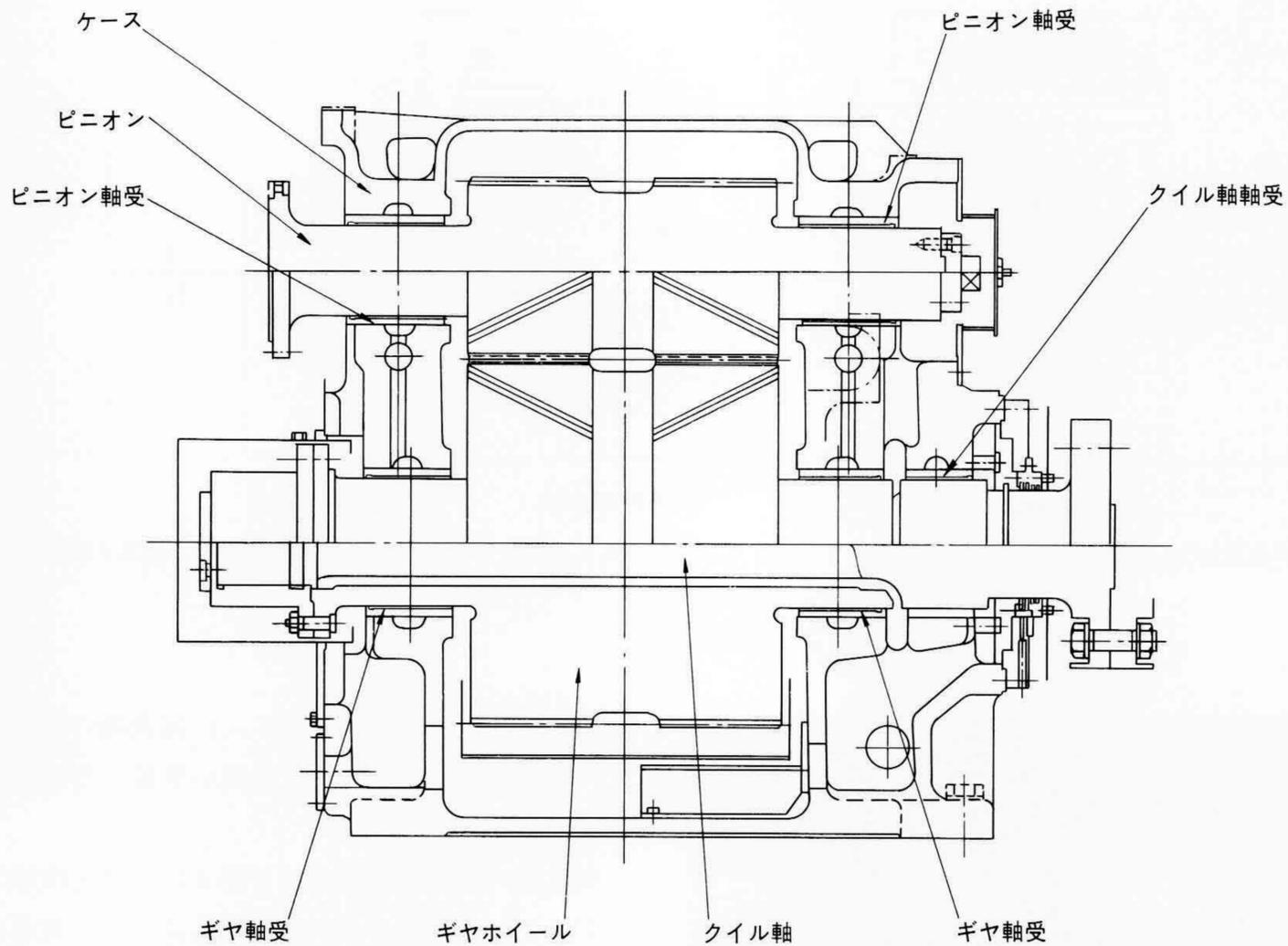


図6 H25ガスタービン用29,500 kW減速機の構造 減速機の縦断面構造を示す。

3 2万9,500 kW減速機の開発

3.1 減速機の仕様と構造

高効率ガスタービンH25の開発に伴い、このガスタービン用の減速機の開発が必要となった。

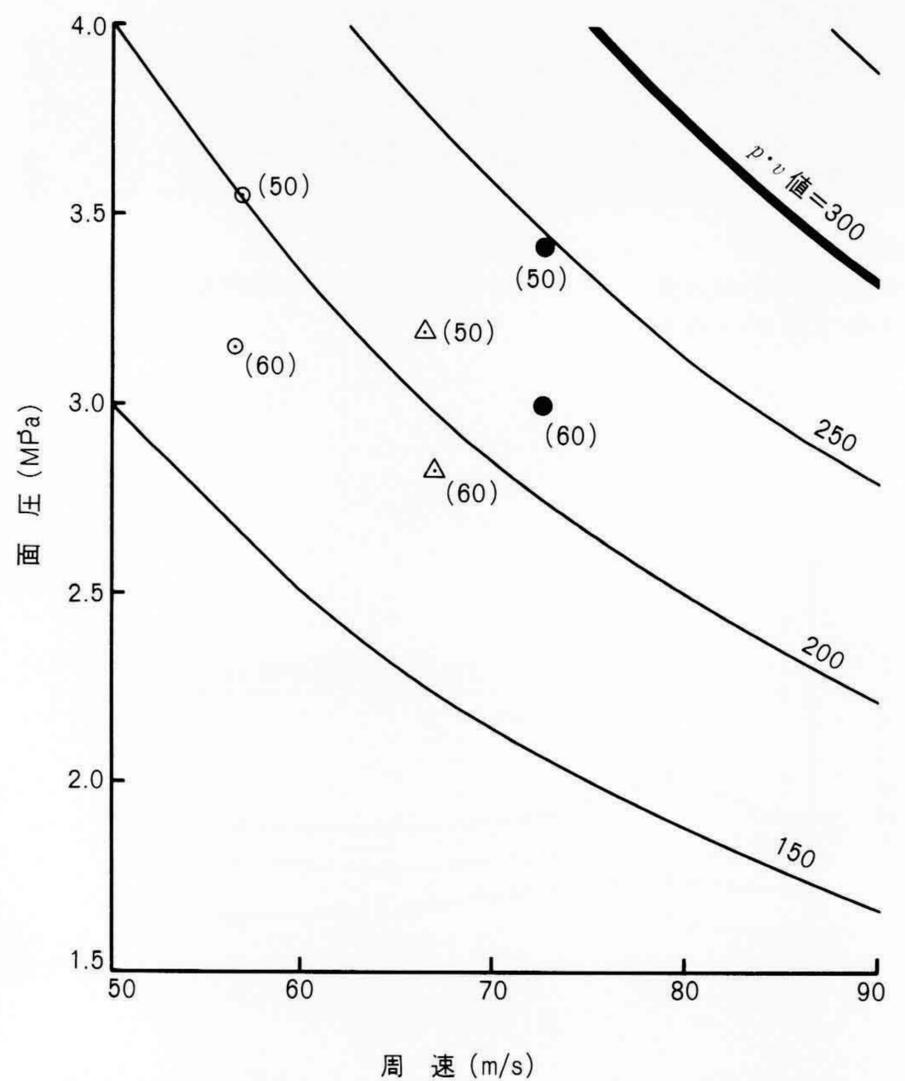
本減速機は、表1に示したように従来品に比べ高速軸回転数が約7,300 r/minと大幅に高くなっており、このため、特に高速軸軸受が高周速・高荷重となっていることが大きな特徴である。

本減速機の構造は、図6に示すようにF6ガスタービン用と類似しており、高速軸がピニオン歯車と一体である点が異なる。軸受形式はピニオン軸、クイル軸ともに長円軸受、ギヤ軸には真円軸受を採用した。

3.2 軸受要素試験

本減速機では特に高速軸軸受が従来実績を越えて高速・高面圧($p \cdot v$ 値約250 MPa・m/s)となるため、これに耐えられる軸受の開発が必要となった。軸受 $p \cdot v$ 値の実績と開発目標を図7に示す。開発に当たっては $p \cdot v$ 値300 MPa・m/sを目標とし、軸受試験機を使用して実機大軸受の要素試験を行った。

軸受要素試験機の構成を図8に示す。可変速電動機と増速機の組み合わせによって、最高1万2,000 r/minまでの回転速度での荷重試験が可能である。供試軸受に対する荷重は、油圧ラムによって負荷ローラを下方に押し下げて加える。



注：記号など説明 ○ F5用
△ F6用
● H25用
添付の50, 60は50 Hzまたは60 Hz仕様を示す。

図7 軸受 $p \cdot v$ 値 開発目標の p (軸受面圧), v (周速)値を示す。

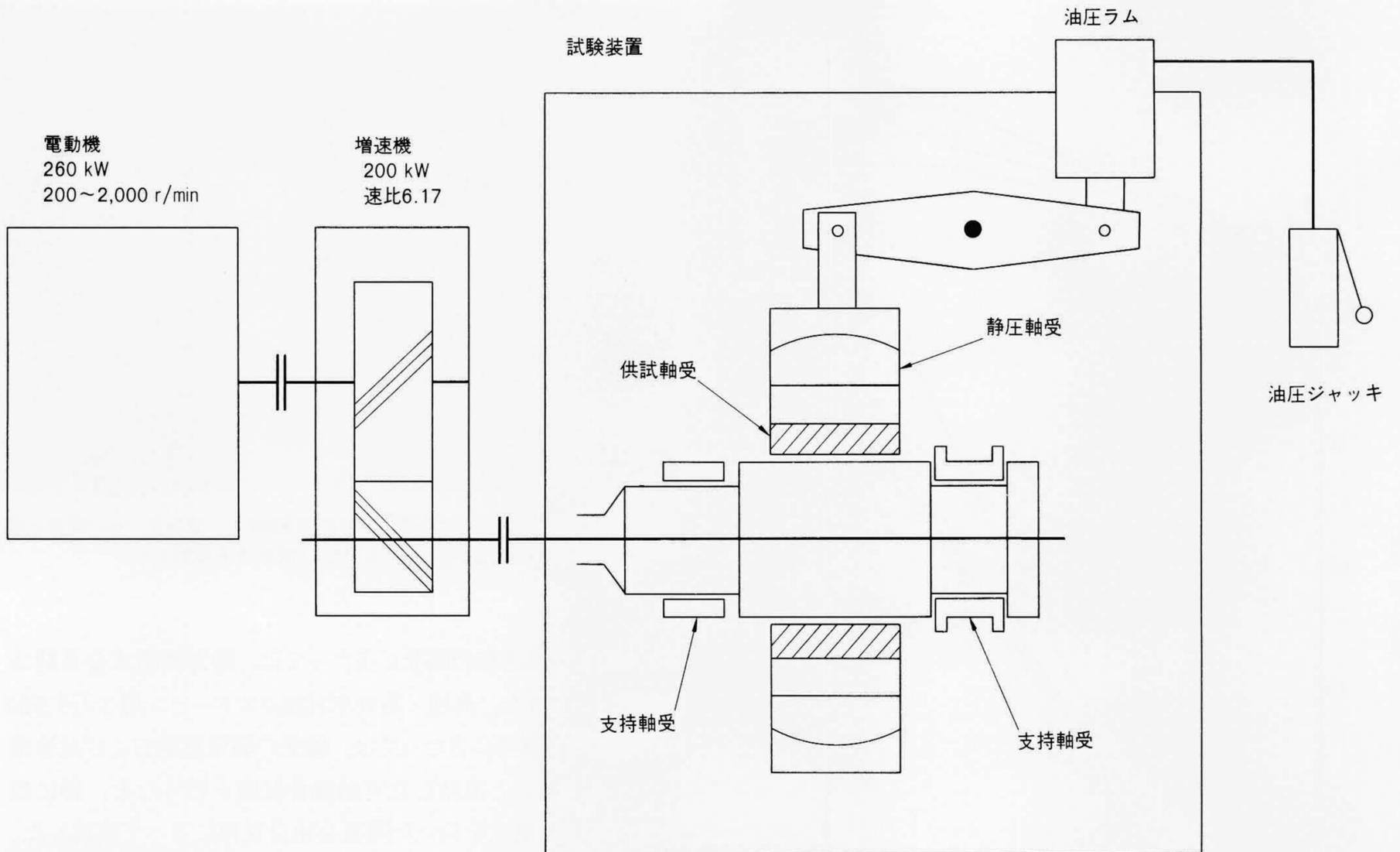


図8 軸受要素試験機 実機と同じ荷重条件の下で12,000 r/minまでの試験が可能である。

ガスタービン用減速機では、給油温度が通常の減速機に比べ高くなりやすい。このため本軸受の開発に当たっては、高速・高面圧条件でも軸受最高温度、軸受損失を低く抑えることを主眼として軸受の設計を行った。

荷重試験では長さ比 L/D の違い、形状の違い(長円と3円弧)を中心に比較実験を行い、最終的に、軸受最高温度、損失が低いことから $L/D=1.0$ の長円軸受を採用した。各軸受の比較結果を表2に示す。

本要素試験では最高 $p \cdot v$ 値 $=353 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ { $3,600 \text{ kgf/cm}^2 \cdot \text{m/s}$ }までの実験を行い、開発目標である $p \cdot v$ 値 $300 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ までの使用に問題がないことを確認した。さらに、給油温度 80°C でも短時間の運転に支障がないことも確認した。

また図9に示すように、軸受ロス、給油量測定値は周速60

m/s 以上の高周速でも、乱流理論を採り入れた計算値と比較的よく一致することがわかった。

3.3 減速機確認試験

本減速機は、減速機単体で無負荷試験によって振動、騒音、温度上昇などに異常のないことを確認した後、H25ガスタービン実機との組み合わせによる全負荷試験を行った。この試験状態を図10に示す。軸受性能についても、要素試験との差はわずかであり、減速機として高い信頼性が得られることを確認した。

4 結 言

以上、最近の高速・大容量歯車変速機の開発2例を紹介した。最大級のガスタービン減速機であるF6ガスタービン用4

表2 軸受比較試験結果 軸受形状および L/D 比の異なる軸受の比較試験結果をまとめた。

軸受種類 特 性	長 円 $L/D=0.75$	長 円 $L/D=1.0$	長 円 $L/D=1.2$	3円弧 $L/D=1.0$
軸 受 損 失	○	◎	△	△
排油温度上昇	○	◎	△	△
軸受最高温度	△(高い)	◎(低い)	◎	△
給 油 量	○	△(多い)	◎(少ない)	—

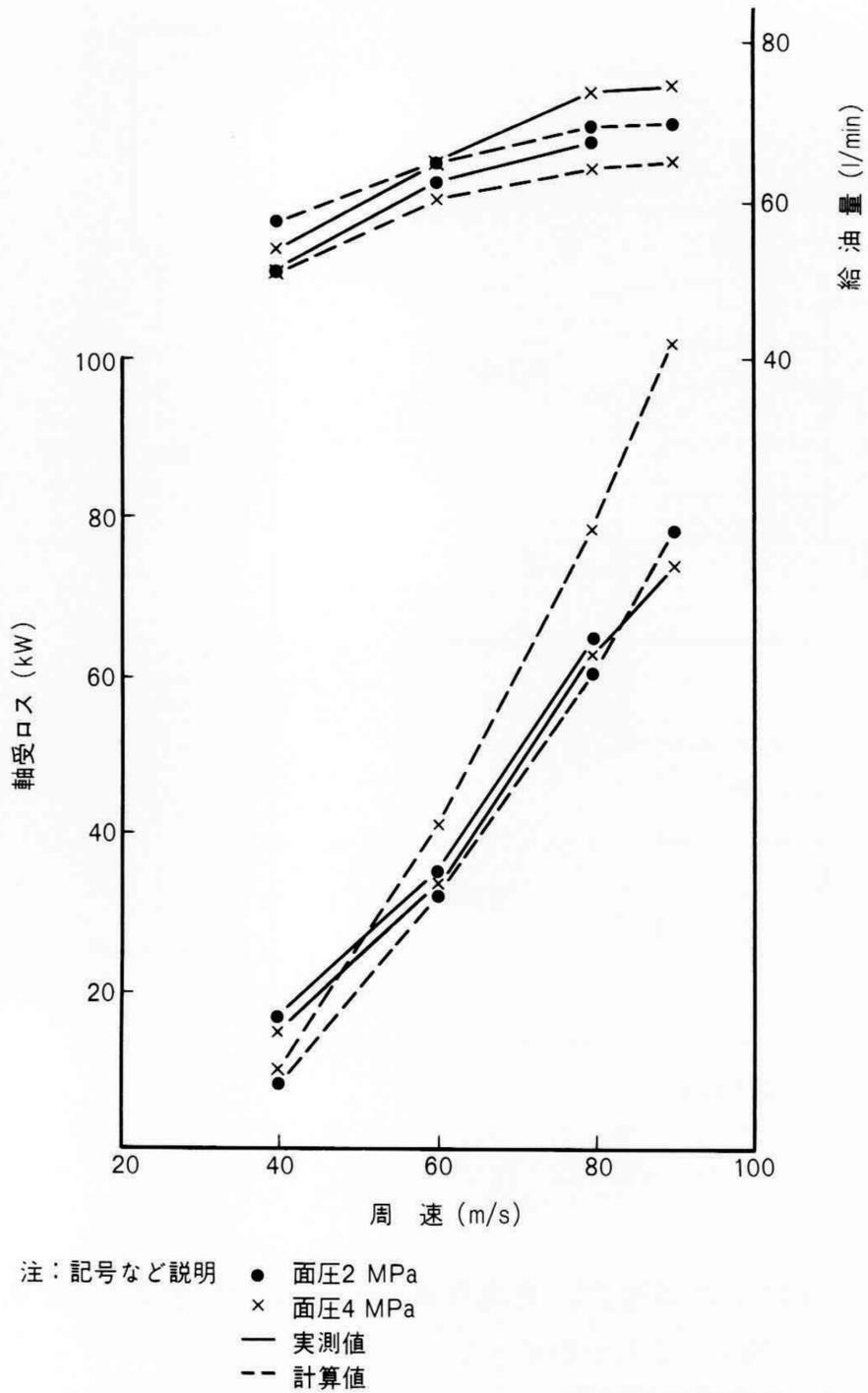


図9 軸受ロス ピニオン軸長円軸受の軸受ロスおよび給油量を、面圧条件を2種類に対して測定し、計算結果と比較した。

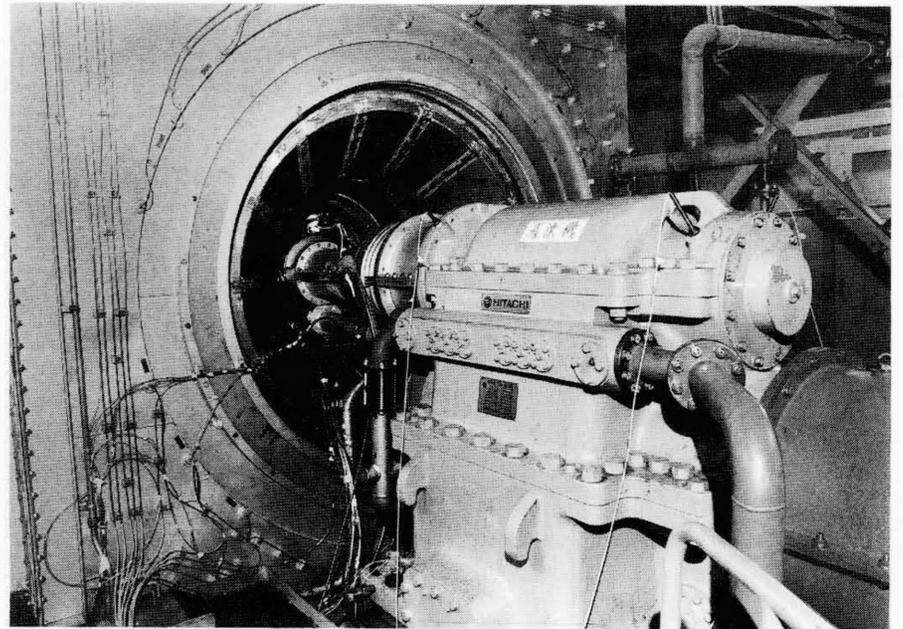


図10 H25減速機タービン組み合わせ試験 ガスタービン実機と組み合わせた状態での全負荷試験を行い、信頼性を確認した。

万5,000 kW減速機の開発に当たっては、動力循環式全負荷試験を行った。また、高速・高効率H25ガスタービン用2万9,500 kW減速機の開発に当たっては、軸受の要素試験および減速機とガスタービンと直結した実動総合試験を行うなど、特に信頼性の確認に重点をおいた開発を独自技術によって実施した。

以上の結果、現在F6ガスタービン減速機は海外で7台、H25ガスタービン減速機は国内で1台が発電機設備に組み込まれ、順調に稼動している。

参考文献

- 1) 阿部, 外: 日立ガスタービン発電機用減速機, 日立評論, 58, 10, 831~836(昭51-10)
- 2) 歯車のスコーリング調査研究分科会, 成果報告書, 日本機械学会(昭53-12)
- 3) D.W. Dudley: Practical Gear Design