流体機械用歯車装置と流体継手

阿部 勢武夫*, 黒 岩 稔*
Semuo ABE Minoru KUROIWA

1. ま え が き

流体機械の駆動は、原動機直結式と、原動機の回転数を増速または減速、あるいは無段階に変速するために歯車装置や流体継手（これらを総称して変速機と記述する）を介する方式とに大別されるが、一般的には、前者の直結式が古くより広く採用されている。後者の変速機を介する駆動方式は、1960 年前後より、急激に需要が増えてきている。

図 1 は、過去 15 年間における流体機械用変速機の伝達容量の推移を示す。ターボ圧縮機およびボイラ給水ポンプでは、1965 年ごろより大容量化の傾向が著しく、大形排水ポンプでは、1970 年代に入ってから大形化しつつある。

また図 2 は、流体機械用歯車増速機の回転数の推移を示し、ターボ圧縮機における高速化の傾向が著しい。

このように変速機は、流体機械の大容量、高速化に伴って広く実績をもつにいたったわけであるが、その背景としては、

(1) 機械要素としての歯車、軸受、流体伝動要素などに関する各研究機関及び各メーカーにおける基礎的研究成果と、製作、か動実績のフィードバックによる設計技術の確立。

(2) 材料、熱処理、加工技術に関する研究による生産技術の向上。

(3) 計測、検査技術の向上による品質の安定化。などがあげられよう。

本稿では、流体機械用変速機として、その用途、仕様が広く多岐にわたっている中からボイラ給水ポンプ、ターボ圧縮機用歯車増速機、大形低速ポンプ用歯車減速機および流体継手に関して、その特徴と最近のすう勢について述べることにする。

2. 流体機械用歯車装置

流体機械用歯車装置のカバーすべき伝達動力と回転数の領域は、大容量化、高速化の傾向に伴って、ますます広がってきている。図 3 に、流体機械用歯車増速機の伝達動力に対する回転数の実績を示す。

図 1 流体機械用変速機の伝達容量の推移 (国内)
(日本機械学会機械工学年鑑より)

図 2 流体機械用歯車増速機回転数の推移 (国内)
(日本機械学会機械工学年鑑より)

* 正員、日立製作所土浦工場 (☎ 300 土浦市神立町 603)。

2.1 ボイラ給水ポンプ用歯車増速機 表1にボイラ給水ポンプ駆動方式の機器構成パターン⁽¹⁾を示す。1962年ごろまでは、**M—G—50%P**が多く用いられたが、1963年ごろからは火力発電プラントの大形化にともない、プラント出力250MW以上では蒸気タービン駆動が主流となった。歯車増速機の伝達動力は、2000kWから約11000kWにいたり、出力軸回転数は、5000rpmから8000rpmの範囲（図3参照）である。

歯車は、従前は調質ホブ切後シェービング仕上げで、伝達動力3000kWクラスで歯面圧もロイドのK値で6~8kg/cm²、歯車周速は70m/s前後であった。

プラントの大形化にともなって伝達動力が増大し、歯車も、どんどん大形となった。そこで、小形軽量化の要請と浸炭焼入熱処理技術の進歩、歯車研削設備の充実などにより、浸炭焼入研削仕上

歯車が採用されるようになった。

浸炭焼入研削歯車の許容面圧は、この種連続運転高速歯車としてはロイドのK値で18kg/cm²であったが、最近では22kg/cm²まで⁽¹⁾上がりつつある。また材質は、ニッケルクロム鋼、クロモリブデン鋼が用いられている。

2.2 ターボ圧縮機用歯車増速機 ターボ圧縮機用歯車増速機は、図3から明らかなように伝達動力、回転数ともに高く、長期間の連続運転に対する高い信頼性が要求される点で、流体機械用歯車装置のなかでは最も厳しい条件下にあると言える。ターボ圧縮機と増速歯車との連結形式にはいろいろあるが、その代表例を図4に示す。これらの連結形式において、特に留意すべき点は、

(1) 図4(a), (b)の場合は、小歯車軸に直接はめあいするインペラとのかねあいによる軸のバランスおよび危険速度の問題。

(2) 図4(b), (d)では、片一方の小歯車は、歯車のかみあい反力が上向き荷重となって浮き上がり、軸受荷重の位置が負荷の変化にともな

表1 ボイラ給水ポンプの駆動方式⁽¹⁾

	常用機	予備機
1	M—50%P	M—50%P
2	M— —50%P	M— —50%P
3	BP—M— —100%P	BP—M— —100%P
4	M— —50%P	M—G—50%P
5	BP—M— — —50%P	BP—M— — —50%P
6	BP—M— —50%P	BP—M— —50%P
7	T—50%P	BP—M—G—50%P

(注) M：モータ，T：タービン，G：増速機あるいは減速機，F：流体継手，GF：入力増速形流体継手，P：ボイラ給水ポンプ（%はポンプのdutyを示す），BP：ブースタポンプ

図3 流体機械用歯車増速機の伝達動力に対する回転数（日本機械学会機械工学年鑑より）

図4 ターボ圧縮機と増速歯車との連結形式例

って変化し、振動の原因になりやすいこと。

(3) 図4(b), (d)のごとくマルチピニオン形では、歯車箱の熱変形によりスラスト軸受の損傷や、歯車が片あたりによる破壊的ピッチング⁽²⁾を生じやすいこと。

(4) 図4(c), (d), (e), (f)では、それぞれ機器の運転時における熱膨張を考慮したホットアライメントのほか、ターボ圧縮機の軸の伸長に対する配慮。

(5) また同期電動機駆動の場合には、起動時に電磁トルク変動によるねじり振動が発生し、歯車歯面間にチャタリング現象が起きることなどである。

2.3 高速歯車装置設計上の留意点 上述の2.1節および2.2節の高速歯車装置共通の主な留意点について、つぎに述べる。

2.3.1 歯車の強度について 歯車の強度については、多くの計算式が公表されているので、ここでは省略するが、歯の摩耗（面圧）と曲げに対する強度のバランスを考慮するとともに、高速歯車では、スコアリングに対するチェックが肝要である。スコアリング（Scoring）とは、局部的に歯面の油膜が破断し、金属接触により溶着し引き裂かれることによるかじり現象である。スコアリングについては、AlmenのPV値、PVT値⁽³⁾、瞬間上昇温度（Flash Temperature）⁽⁴⁾、Dudleyのスコアリング基準数⁽⁵⁾などがあるが、最近では、瞬間温度上昇を修正したIntegral-temperatureによるスコアリング計算式がISOに提案されている⁽⁶⁾。

スコアリングは疲労現象ではないので、ある限界を越えると短時間でも発生し、その発生のメカニズムが単純ではないため、現在のところ普遍的に成立する式は見あたらない⁽⁶⁾。いずれにせよ、スコアリング防止策として、歯形修整が有効であり、一對の歯車の合成たわみ量に相当する量を小歯車の歯先と歯元とで修整する方法がとられている。

2.3.2 動荷重について 歯車の正面において、作用線上一対かみあいから二対かみあいに移行する点で、一對の歯車の合成たわみ量が増加するため歯面間の衝突が起こることなどにより、いわゆる動荷重（静荷重＋増加荷重）が発生し、これが振動、騒音の主要因となる。この増加荷重 W_i ⁽⁷⁾は、

$$W_i \propto e \cdot b_b \cdot k_t \cdot \frac{f_f}{f_n} \dots\dots\dots (1)$$

で表される。ここに、 e ：単一ピッチ誤差 μm , b_b ：有効歯幅 cm , k_t ：一對の歯の合成こわさ $\text{kg/cm}^2 \cdot \mu\text{m}$, f_f ：歯車のかみあい周波数 Hz , f_n ：歯車系の固有振動数 Hz , ($f_f/f_n \geq 1$ の場合 $f_f/f_n = 1$ とする)。

高速歯車では、式(1)右辺の f_f/f_n が大きくなるので、動荷重を低減するには、単一ピッチ誤差 e を小さくすること、すなわち歯車精度を上げるのが有効である。

2.3.3 振動について 歯車単体としての動バランスはもとより特に高速の場合は、軸端カップリングなどをはめあわした状態での動バランス修正を行うことが望ましく、バランス等級は、JIS B 0905 3級程度が適用されている。

また、歯車軸系の問題として、軸端カップリングなどのオーバハング重量を考慮し固有振動数と回転数との一致を避ける必要がある。

2.3.4 軸受と潤滑について 軸受は、ホワイトメタルのすべり軸受で軸受周速と面圧とのかねあいで、ラジアル軸受には二分割形の真円軸受、だ円軸受、あるいはティルティングパッド形軸受が、スラスト軸受にはテーパランド形あるいはミツチェル形軸受が用いられる。

ラジアル軸受の面圧は、負荷時には（歯車のかみあい反力により） $15 \sim 40 \text{ kg/cm}^2$ となり、オイルホイップの心配は少ないが、無負荷運転時には、面圧が低くなりオイルホワールが発生しやすく、その防止策として圧力ダムによる制振などが有効である。

2.4 排水ポンプ用歯車減速機 雨水などの排水ポンプ用歯車減速機の伝達動力に対する出力軸（すなわちポンプ軸）回転数の実績を図5に示す。ポンプ軸が立て軸の場合には、かさ歯車（1段または2段）減速機あるいは立て形遊星減速機、横軸の場合には、平行軸形減速機あるいは横形遊星減速機が多く用いられている。また最近では、ディーゼルエンジン駆動が急増しており、エンジンのメンテナンス上から、クラッチ（歯車式またはディスク式）付減速機あるいは流体継手の採用が増えてきている。排水ポンプ用減速機の特徴は、

(1) 低速、大トルクの傾向が著しく、歯車はますます大形化していること。

(2) 立て軸でポンプ軸スラストを減速機で支持する場合の、歯車箱の剛性に対する配慮。

(3) ディーゼルエンジン駆動では、ねじり振動に対する配慮。

(4) 間けつ運転が多いため、停止期間中のメンテナンスに対する配慮。

などが重要となることである。

図6は、関東地方建設局三郷排水機場にすえ付が完了した吐出し量 $50 \text{ m}^3/\text{s}$ の超大形ポンプ用減速機の断面構造を示す。原動機はディーゼルエンジンで、伝達動力は 6200 PS 、出力軸回転数は 75 rpm 、減速比は 5.44 の2段減速である。1段めまがりばかさ歯車は、熱処理ひずみの小さい窒化処理とし、2段めはすば歯車は、小歯車を浸炭研削

仕上げとし、大歯車は溶接構造調質シェービング仕上げである。減速機で支持するポンプ軸推力は 180 t に達するので、歯車箱の設計にあたっては、有限要素法により計算するなど剛性に対する配慮がなされている。

3. 流体機械駆動用流体継手

流体機械であるポンプ、送風機などの流量制御を行う目的で、従来より、回転数制御がその方法として採用されてきた。そのうち流体継手による回転数制御について最近の動向を述べる。

ポンプ、送風機などのうち、特に遠心形またはターボ形の流体機械の流量制御については、回転数制御が弁による絞り制御に比べて、損失動力が少なく、弁の損耗がなく、メンテナンスコストが低いなど、多くの利点があり、各方面に広く使用されてきた。特に流体継手による回転数制御は可変速電動機による場合に比べて、一般にメンテナンスが容易で信頼性が優れていると言われている。そして、この方式は最近の経済の高度成長に応じた、機器の大容量化にともない、その有効性が広く認識されるようになり、この数年の間新しい設計・加工技術を活用した大容量機がつぎつぎと開発され、実用化されてきている。

3.1 性能の向上 機器の大容量化にともなって、伝動効率の向上、回転数の安定性の向上、信頼性の向上など流体継手の性能向上がますます強く要求されてくるのは当然であり、それに応じて、幅広い研究が行われてきた。

伝動効率の向上に関しては、透明モデルを用いて、油膜法⁽⁸⁾やタフト法⁽⁹⁾により流体継手の羽根車内部の流れを観察し、流れ損失の少ない回路形状を開発することとか、すくい管の流体力学的挙動のはあくによって流れ損失の低減策の研究が行われるなど基礎研究をもとに、伝動効率の向上への努力が払われてきた。

一方、回転数の安定性の向上は、一般に、自動運転されるプラントにおいては、ポンプ、送風機などの回転数制御では、運転性能の向上、信頼性の向上の上にも重要な課題である。一例として図7に示した沸騰水形原子炉の再循環ポンプの場合、回転数制御に使用される可変周波数電源M-Gセッ

図5 排水ポンプ用減速機の伝達動力に対する回転数 (日本機械学会機械工学年鑑より)

図6 排水ポンプ用減速機の構造例

ト⁽¹⁰⁾を構成する流体継手の回転数制御精度が重要である。すくい管を一定位置に保持しているにもかかわらず、発電機回転数が所定精度外に変動したとすると、再循環ポンプの流量が脈動し、それがそのまま原子炉の中性子束の脈動につながってしまう。これら安定化の究明のために、前述した透明モデルが有効な手段として流れの解析に活用され、バッフルプレート、コアリング、羽根車回路形状、羽根枚数、羽根ピッチ、すくい管形状などの影響が究明され、速度脈動の少ない流体継手が開発されるに至った⁽⁹⁾。最近、設定回転数に対する速度変動率が0.3%（片振動）以内と言う極めて安定度の高い流体継手が開発されている。

信頼性の向上については、各種の研究開発が行われた⁽¹¹⁾。流体継手の羽根車内部で発生する流体スラスト力が、理論計算と実測の比較から、原因が究明され設計が容易にできるようになった。さらに、複雑な形状をしている羽根車の応力計算、軸受の性能計算、振動計算などはコンピュータにより詳細に設計計算ができるようになり、これを計測技術の向上により実測値で裏付けすることにより、従来に比べてはるかに信頼性、耐久性の高い流体継手が設計・製作されている。

3・2 高速・大容量化 歯車変速機と同様、流体継手についても高速・大容量化は、時代のすう勢であった。ボイラ給水ポンプ、送風機、パイプラインポンプなどの変速駆動用として羽根車周速が200 m/s、伝達馬力が10 000 kWに達するものが開発された⁽¹⁾。このような流体継手の高速・大容量化にともなって、解決すべき種々の技術的問題点があるが、その最大のものは、羽根車強度と振動問題である。ここでは紙面の都合から、強度についてのみ簡単に触れる。

図7 M-Gセット用流体継手の使用例

羽根車の強度については、周速の増加にともなって、遠心応力も増大し、羽根車は過酷な応力状態にさらされるが、有限要素法による詳細な応力解析とFMテレメータなどによる応力実測を行い、実働応力の正確なはあくがなされた⁽¹²⁾。その一例を図8に示す。

3・3 加工技術 流体継手の性能向上、高速・大容量化とともにその加工技術の進歩には著しいものがある。

流体継手の羽根車には、従来、中速のものはアルミニウム合金鋳物または鋳鉄、高速のものは鋳鋼というように、形状が複雑なため主に鋳物が使用されてきた〔極低速の大形のものは製かん(罐)物であった〕。しかし、最近は溶接技術の著しい進歩により、小、中形まで溶接構造が可能となり、自動溶接の採用により作業能率の良い安定した品質の羽根車が製作できるようになった。さらに、周速約100 m/s以上のものは、一般に遠心強度上の問題があるが、これを電解加工を用いて高張力鍛鋼から羽根車を製作することが行われるようになり、高速・大容量を実現できるようになった。さらに、表面に鏡面仕上げを施して疲労強度の向上をはかり、信頼性の向上をはかっている。

3・4 複合化 従来、流体機械の機場は、駆動については原動機、流体継手、歯車変速機がタンデム配置になっている。これを流体継手と歯車変速機を1個のケースに収納して一体化した構造が最近、採用されるようになった。これにより、設置面積の縮減はもちろんのこと、部品点数の節減、潤滑装置・計器類・油種の統一がはかれ、大幅な信頼性の向上が達成されることになった。

図9はボイラ給水ポンプに使用した例⁽¹²⁾であ

図8 有限要素法による流体継手の羽根車の要素分割の例

図 9 ボイラ給水ポンプ用入力増速形流体継手の構造例

図 10 排水ポンプ用かさ歯車減速機内蔵形流体継手の構造例

る。流体継手の入力側に歯車増速機を組み込み、流体継手を高速駆動することによって大幅な軽量・小形化をはかったものである。この構造を採用した結果、従来の別個に配列したものに比べて、一例として、重量は $1/5$ に面間距離は $1/3$ に低減される。

図 10 は排水ポンプに使用した例であり、流体継手とかさ歯車減速機とを複合することにより、従来の別個に配列したものに比べて一例として、重量、面間距離ともに $2/3$ に低減され、排水ポンプ駆動部の適正なレイアウトが実現されるとともに、基礎工事費用の大幅な節減が可能となった。

以上は複合化の代表例であるが、その他にも遊

星歯車変速機と組み合わせたものなど、複合変速機の応用例が多くみられるようになった。

3.5 将来の展望 性能向上、高速・大容量化、加工技術、複合化などに焦点を絞り、流体継手の最近の動向について概略を述べた。流体継手の将来の発展方向は、次のように想定される。

省資源、省エネルギー、省力の方向として、

(1) ユニット化の推進 歯車変速機と流体継手との一体化のみにとどまらず、原動機または被動機との一体化、すなわちユニット化が推進される。

(2) システム化の推進 コンピュータ制御に基づく、無人運転化がますます普及するため、流体継手による速度制御システムがプラント全体のシステムとより密接に関連しあうこととなり、全体のシステム化が推進される。

4. あとがき

流体機械用歯車増速、減速装置および流体継手の最近のすう勢と問題点について概説した。各種プラントの大形化に伴い、歯車装置および流体継手もますます高速化、大容量化が進むものと思われるが、省資源、省エネルギー指向、メンテナンスフリー化、低騒音化、高い信頼性の追求など社会ニーズに対する施策が急がれるところとなる。

(原稿受付 昭和 52 年 5 月 23 日)

文 献

- (1) 小林・ほか 3 名, 日立評論, 58-7 (昭 42-7), 533.
- (2) Van Laningham, F.L., *Hydroc. Process.*, 56-1 (1977-1), 91.
- (3) 仙波, 歯車 4 巻, (昭 36), 1121, 日刊工業新聞社.
- (4) Dudley, D.W., *Practical Gear Design*, (1954), 141, McGraw-Hill.
- (5) Dudley, D.W., *Gear Handbook*, (1962), McGraw-Hill.
- (6) 松永, 機械設計, 20-7 (昭 42-7), 31.
- (7) Takanishi, T., *JSME 1967 Semi-International Symposium*, (1967-9), 241.
- (8) 内山, ターボ機械, 3-3 (昭 50-5), 664.
- (9) 内山・ほか 2 名, 機講論, No. 760-18 (昭 51-11), 229.
- (10) 川村・ほか 2 名, 日立評論, 53-11 (昭 46-11), 80.
- (11) 黒岩, 機械設計, 20-5 (昭 51-5), 15.
- (12) 黒岩・ほか 2 名, 日立評論, 58-11 (昭 51-5), 55.