UDC. 621.165-59

# 蒸気タービン用減速歯車装置

## Reductiongear for the Highspeed Gearedturbine

西　島　捷　二*
Shoji Nishijima

## I. まえがき

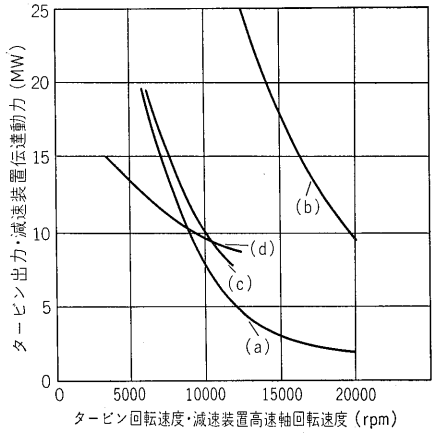
高速蒸気およびガスタービンと低速回転の発電機，電動機と高速回転の圧縮機，および各軸回転速度の異なるターボ機械のカップリングにターボ機械用減速装置が広く使用されている．特に最近の自家発電用蒸気タービンプラントでは，入口蒸気条件の高温高圧化による熱経済性の向上が図られるとともに，ギヤードタービンの採用による高効率でかつ，コンパクトな設計が一般化している．ギヤードタービンに使用される減速装置は一般に，その伝達動力が大きく，高速であり，しかも発電用の場合には，高負荷連続運転および過酷な発電機短絡に耐える高い信頼性と保守点検の容易さが絶対条件となる．蒸気タービンの高速大容量化の傾向は，きわめて顕著であり，当社での検討によると約 20,000kW 程度の容量のものまで，高速化による運転コスト，製作コストでのメリットが認められる．さらに，圧縮機駆動用として開発した，高速大容量タービン（回転速度 8,000～20,000 rpm，出力 10,000～56,000kW）を発電用に転用する場合には，既成概念を破る高速大容量減速装置を必要とする。

本稿では，当社が製作している単段二軸式減速装置の設計思想と実績の紹介，および高速大容量化に対する将来の展望を述べ参考に供するものである。

## II. 蒸気タービン用減速歯車装置

ギヤードタービン用減速装置には，単段二軸式歯車および同軸遊星歯車が一般に使用されており，前者には，シングルヘリカルとダブルヘリカル，後者には，遊星軸固定と内歯枠固定のおのおの，二つの形式がある。

第1図は，蒸気タービン回転速度と最大出力，および種々の形式の減速装置の高速軸回転速度と最大伝達動力（低速軸回転速度 3,000rpm）との関係を示す．特別な考慮をすれば，当然のことながら，この限界線から若干広い範囲まで使用できる．記号(a)は当社工業用標準タービンを，(b)は当社圧縮機駆動用高速大容量タービンを示す．これらの限界出力は，単ケーシングのものであり，




(a) 従来形蒸気タービン
(b) 高速大容量圧縮機駆動用タービン
(c) 当社標準減速装置（ダブルヘリカル）
(d) シングルヘリカル単段二軸式減速装置

第1図　タービン限界出力および減速装置限界伝達動力

Fig. 1. Limitdiagram of singlecasing steamturbine's output and reductiongear's transmitpower

タンデムにカップルすることにより，さらに大出力のものが可能である．他方，記号(c)は，ダブルヘリカル二軸式調質歯車減速装置（当社製蒸気タービン用減速装置は，後ほど述べる理由から，すべてこのタイプを採用している）．(d)はシングルヘリカル二軸式歯面硬化歯車減速装置の限界伝達動力を示す．遊星歯車装置は，一般に大容量のものは少なく，小容量で速度比の大きいものに限って使用される傾向がみられるのは，二軸式減速装置に比べ構造が複雑で保守点検が容易でなく，潤滑および振動的に高度の設計製作技術を必要とするためと考えられる。

ギヤードタービン用減速装置に要求される特性として，下記のものがあげられる。

1) 高負荷連続運転に対する高い信頼性（フレキシビリティの高い設計であること）。
2) 発電機短絡時および負荷急変時の衝撃荷重に耐えること。
3) 構造が簡単で保守点検が容易なこと。
4) 無負荷時および負荷時に，振動騒音のない静粛な運転特性をもつこと。

* 川崎工場原動機部

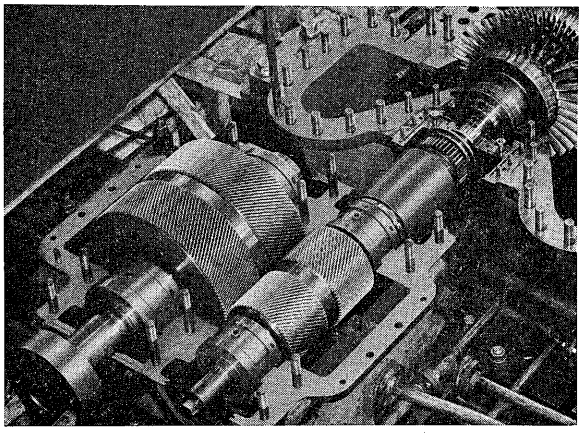
5) 高速であることを考慮した良好な噛合特性を与える設計であること。
6) 損失が小さいこと。
7) 高度の熟練を必要とする特殊な歯形加工法を可及的使用しない安定した製品であること。
8) 精密加工，特に歯形誤差，歯筋方向誤差の少ない加工法のこと。
9) 歯車材の品質が安定していること．特に，浸炭焼入，窒化歯車を使用している場合には，熱処理管理を厳格に実施すること。
10) 速度比が正確で，かつ，可及的歯車軸間距離一定のこと。
11) 平軸受およびスラスト軸受が無理のない設計であること．特に大容量の場合には，スラストの生じない設計であることが望ましい。
12) 歯面および軸受部の潤滑，冷却用給油が無理のない設計であること。
13) 短納期，低価格なこと。
14) コンパクトなこと。

## III. 富士蒸気タービン用減速歯車装置の特長

当社がギヤードタービン用として，納入または製作中の減速装置は，第1表に示すように，32台，総伝達動力約 19 万kWに達し，その安定した性能は国内外ユーザ各位の絶大なご信頼をいただいている．特に，最近の蒸気タービンの高速大容量化にマッチした歯車設計であることから，さらに大形化が進むものと考えられる．第2図は，7,000kW 抽気復水タービンの工場試運転のために据付中の減速装置を示す。

富士ギヤードタービン用減速装置の特長は下記のとおりである。

1) ダブルヘリカル単段二軸歯車
2) 調質 SCM, SNCM 鋼歯車



第2図 据付中の減速装置
Fig. 2. Reductiongear under assembling

第1表 富士ギヤードタービン用減速装置納入実績
Table 1. Supplylist of the reductiongear for highspeed steamturbine

| 納入先 | 伝達動力 (kW) | 回転速度 (rpm) | 納入年度 | 形番号 |
|---|---|---|---|---|
| 日本軽金属(清水) | 5,840 | 6,000/3,600 | 32 | Tb 45 |
| 古河鉱業(好間) | 4,170 | 7,000/3,000 | 33 | Tb 45 |
| 横浜精糖(岡山) | 1,640 | 7,200/1,800 | 34 | Tb 45 |
| 出光興産(徳山) | 3,610 | 5,000/3,600 | 35 | Tb 40 |
| 出光興産(千葉) | 3,380 | 5,000/3,000 | 35 | Tb 40 |
| 日本鋼管(水江) | 7,010 | 6,000/3,000 | 35 | Tb 50a |
| 日本鋼管(水江) | 7,010 | 6,000/3,000 | 35 | Tb 50a |
| フジ製糖(三沢) | 2,320 | 8,000/3,000 | 36 | Tb 36 |
| 大昭和製紙(吉永) | 6,280 | 5,000/3,000 | 37 | Tb 45 |
| 九州石油(大分) | 2,670 | 8,000/1,800 | 38 | Tb 45 |
| 出光石油化学(徳山) | 5,990 | 6,000/3,600 | 38 | Tb 45 |
| 三興製紙(祖父江) | 10,120 | 6,000/3,600 | 38 | Tb 50a |
| 日本ゼオン(高岡) | 7,530 | 8,000/3,600 | 38 | Tb 45as |
| 日本鋼管(鶴見) | 960 | 6,000/3,000 | 39 | 26 |
| 旭化成(延岡) | 1,660 | 10,750/4,050 | 39 | Tb 26 |
| 旭電化(尾久) | 9,510 | 6,000/3,000 | 39 | Tb 50a |
| 日本ゼオン(徳山) | 7,340 | 6,000/3,600 | 39 | Tb 45 |
| チッソ(水俣) | 8,280 | 8,000/3,000 | 39 | Tb 55 |
| 東洋化学(韓国) | 5,660 | 8,000/3,600 | 42 | Tb 45 |
| 日本軽金属(清水) | 7,310 | 7,000/3,600 | 42 | Tb 50 |
| 東亜石油(川崎) | 3,130 | 8,000/1,500 | 43 | T 62 |
| 日本ゼオン(徳山) | 11,980 | 6,000/3,600 | 43 | Tb 50a |
| 十条製紙(都島) | 7,300 | 6,000/3,600 | 44 | Tb 45 |
| 韓国電力(斉州島) | 5,210 | 6,500/3,600 | 44 | Tb 45 |
| 韓国電力(斉州島) | 5,210 | 6,500/3,600 | 44 | Tb 45 |
| 不二製油(泉佐野) | 5,320 | 8,000/3,600 | 44 | Tb 45 |
| チッソ(五井) | 9,580 | 8.000/3,000 | 45 | Tb 55 |
| 横浜精糖(岡山) | 1,620 | 10,000/1,800 | 45 | T 45 |
| 三興製紙(祖父江) | 10,420 | 6,500/3,600 | 45 | Tb 50 |
| サミット(タイ) | 6,250 | 8,000/3,000 | 45 | Tb 45 |
| サミット(タイ) | 6,250 | 8,000/3,000 | 45 | Tb 45 |
| 日本興油(水島) | 4,170 | 8,000/1,800 | 46 | T 57 |

3) 小さなモジュール
4) 特殊転位法
5) 鋳鉄製歯車箱
6) シリーズ化と短納期
7) 高い加工精度
8) FACOM 230-50 による設計計算の完全電算化

上記特徴について，補足説明すると，

1) ダブルヘリカル単段二軸歯車

構造がすこぶる簡単で，保守点検が容易であり，二軸がずれる配置上の不利をカバーしうる。

シングルヘリカル歯車では，必然的に生ずる過大なスラストは，ダブルヘリカル歯車では自然にバランスしこのためのスラスト軸受は必要なく，したがってスラスト軸受金破損という危険は，まったくない．また，高速歯車では，動力の伝達をスムーズにするために，同時に噛合う歯数を増す必要があり，ヘリカルアングルを大きく

設計することが望ましいが，ダブルヘリカル歯車では，事実上なんらの制限がないのに対し，シングルヘリカル歯車では，先に述べた動力伝達に伴うスラストの発生の点から，小さいヘリカルアングルにせざるを得ない．発電用では，短絡時負荷が，正逆の方向に衝撃的に作用するが，この点に関してもダブルヘリカル歯車は有利である．高速比の歯車では，特に小歯車軸径が小さくなり，軸のたわみ，およびねじれによる歯面応力の軸方向不均一に及ぼす影響が大きくなるが，ダブルヘリカル歯車では自動的に軸方向スラストがバランスし，したがって二つのヘリカル面の伝達動力は等しくなり，軸の同一たわみに対し歯幅をシングルヘリカル歯車の約2倍にすることができ，歯車装置の重量を軽減することが可能である．同時に，同一伝達動力に対し歯噛合点での周速度が小さくなり，動的荷重が小さく，騒音レベルの低い設計となる．歯面潤滑の面からみても，ダブルヘリカル歯車では，歯面中央部に油たまりができ，歯幅が大きくなっても，均一な油供給が確保され，特に高速歯車では利点となる。

2) 調質 SCM, SNCM 鋼歯車

歯車材として　大歯車　SCM 1

小歯車　SNCM 2　を使用している。

当社で製作する歯車のなかには，浸炭焼入歯車または表面窒化歯車などの表面処理後マーグ歯車研磨機により歯面研磨仕上しているものがある．ギヤードタービン用歯車に，特に調質材を使用しているのは次の理由にもとづくものである．すなわち，歯車の強度は歯根元の曲げ応力および歯面強度の二つがあり，一般に表面硬化した歯車では，その許容伝達動力は歯根元の曲げ応力によってきまり，調質材歯車では，歯面強度による．前者の歯車では，歯根元応力を小さくするためにモジュールを大きく，すなわち歯数の少ない設計となる．このように設計製作される歯車では，熱処理層の均一性がきわめて重要で，特に衝撃的負荷の作用する場合，歯の折損という重大事故になる可能性があるが，この点当社の歯車はフレキシビリティのある設計といえよう．また，調質材を使用する大きな利点は一つの機械に一度セットしたままで荒加工および仕上加工用カッタを用い，それぞれ定められた適切な切削条件のもとで，恒温室にて加工されることである．すなわち，表面硬化に伴う工程の追加は時間的ロスばかりでなく高速歯車での絶対条件である加工精度の低下をもたらす危険性がある。

3) 小さなモジュール

単位歯幅当たりの伝達動力を小さく余裕のある設計が可能のため，歯根元応力的にもモジュールを小さくとることができ，噛合歯数の多い静粛な動力伝達と速比精度の向上がもたらされる．また，歯面すべり速度は必然的に小さくなることにより摩擦損失の小さい高効率の運転が可能となる。

3) 特殊転位法

すべり速度と歯面圧との積が歯面ピッチング発生に大きな影響を与えるという考え方にもとづいて転位量を決定している．これは同時に摩擦損失を最小にし，歯噛合点でのショックの小さい静粛な運転を可能としている。

当社での理論解析にもとづき算出した転位量を，現在すべての歯車設計にアプライしているが，本転位法の採用が当社のギヤードタービン用減速装置の優秀性を高めているといっても過言ではない。

5) 鋳鉄製歯車箱

歯車箱にダンピングキャパシティの大きい鋳鉄製を，また大形減速装置では二重ケーシング構造にするなど，騒音に対し充分考慮を払っている。

6) シリーズ化と短納期

歯車装置は速度比 1～4.2 まで　19系列

速度比 4.3～10 まで　21系列

伝達動力　約 100～20,000 kW

最高小歯車回転速度　14,000rpm

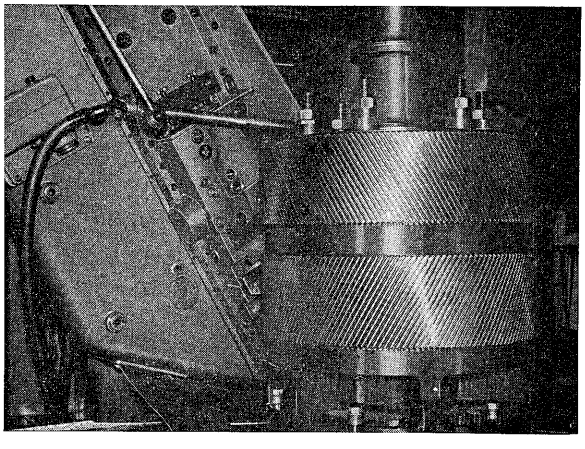
という豊富な標準歯車シリーズをもち，受注即製作開始が可能であり納期の短縮に役立っている．なお，上記シリーズの歯車はすべて前述のような設計思想にもとづいており多数の実績に裏づけされたフレキシビリティの高い標準設計となっている。

7) 高い加工精度

マーグ社製ギヤシエーパによる精度の高い加工をしており精度は JIS 0 級である．また，高度の加工技術を必要とする歯筋方向クラウニングはしない．したがって慣し運転を必要としない設計である．第3図は加工中の大歯車を示す。

8) FACOM 230-50 による設計計算の完全電算化

当社開発の歯車設計プログラミングにより複雑な転位



第3図　歯切削加工中の大歯車

Fig. 3.　Wheelgear under cutting

計算，歯面強度への軸ねじり，たわみおよび油膜の影響などが容易に求められ最適設計が可能である．シリーズ化された歯車装置の設計図諸寸法の中で速度比，回転速度，伝達動力などの設計仕様により個々の製品で変わる部分の数値は，またぎ歯数，またぎ寸法などの検査寸法も含めてすべてアウトプットされる。

## IV. 高速大容量減速歯車装置

高速軸回転速度 3,000 rpm 以上で，伝達動力 5,000 kW以下を小容量，5,000 kWを越え 10,000 kW以下を中容量，10,000 kWを越えるものを大容量歯車装置と仮に分類すると，小容量機では伝達動力が小さいためスラストが小さくモジュールも小さくとれるのでシングルヘリカル歯車で充分である．第1図に示すように中容量，大容量機ではダブルヘリカル歯車はシングルヘリカル歯車に比べ有利であり，しかも従来形ギヤードタービンの出力は，当社標準減速装置の伝達動力のカバーする中にあり，この点ではなんら問題ない。

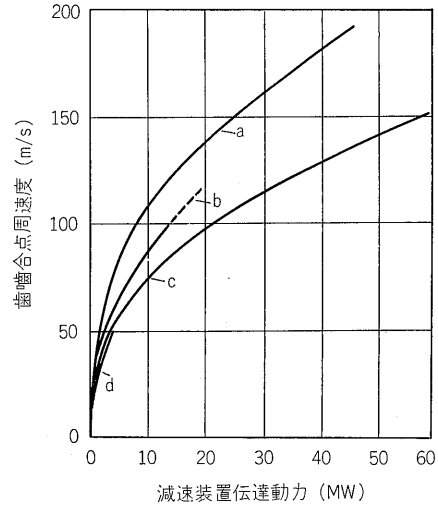
わが国と同様エネルギ源の大半を海外に依存している西ドイツでは必然的に高効率のギヤードタービンが早くから採用され，シーメンス社では 2,000～20,000 kW程度のものを年間約 100台量産している．第2表にシーメンス社の伝達動力 10,000 kW 以上の減速装置の最近の納入実績を示す．欧州では伝統的に比較的小容量ギヤードタービンを数台併置する場合が多いが，電力システムの容量が大きく，しかも設備投資に対するユーザの革新的気風が強いわが国の場合とか，確立された技術の導入により工業化の課程が急激で比較的大形のプラントが建設される発展途上国の場合には，中容量機が多く，さらに大容量機へ暫次移向の傾向がみられる。

第2表　シーメンス社ギヤードタービン用減速装置納入実績 (10,000 kW以上)

Table 2. Siemens supplylist of the reductiongear for highspeed steamturbine (10,000 kW over)

| 製造番号 | 伝達動力 (kW) | 回転速度 (rpm) |
|---|---|---|
| T 1529 | 15,250 | 6,000/ 3,000 |
| T 1568 | 14,000 | 7,000/ 3,000 |
| T 4121 | 18,000 | 6,000/ 3,000 |
| T 4424 | 10,000 | 3,000/ 1,500 |
| T 4436 | 13,500 | 6,000/ 3,000 |
| T 4437 | 13,500 | 6,000/ 3,000 |
| T 4516 | 12,000 | 8,000/ 3,000 |
| T 4609 | 13,255 | 7,000/ 3,000 |
| T 4640 | 19,000 | 6,500/ 3,000 |
| T 4691 | 13,800 | 6,500/ 3,000 |
| T 4743 | 10,200 | 8,000/ 3,000 |
| T 4785 | 12,800 | 7,000/ 3,000 |
| T 4786 | 12,800 | 7,000/ 3,000 |
| T 4812 | 12,000 | 6,500/ 3,000 |
| T 4838 | 10,000 | 6,500/ 1,500 |
| T 4840 | 10,200 | 8,000/ 1,500 |
| T 4910 | 18,070 | 4,625/10,182 |
| T 4911 | 10,770 | 6,700/ 8,900 |
| T 4939 | 10,200 | 8,000/ 1,500 |
| T 4954 | 14,390 | 4,500/ 1,500 |
| T 4969 | 11,200 | 6,500/ 1,500 |
| T 4970 | 11,200 | 8,000/ 1,500 |
| T 4973 | 12,300 | 6,500/ 1,500 |
| T 5003 | 12,700 | 6,500/ 1,500 |
| T 5009 | 19,200 | 5,500/ 3,000 |
| T 5023 | 10,424 | 8,000/ 1,500 |
| T 5034 | 10,350 | 8,000/ 1,500 |
| T 5035 | 13,633 | 6,500/ 1,500 |

将来の展望にたって高速大容量減速装置についてふれよう．従来，高速大容量ギヤードタービンでは，高温高圧下で作動するタービンサイドで種々の問題があるとされていたが，高速大容量圧縮機の出現と，それを直結で駆動する原動機への要求から，高速大容量蒸気タービンが開発されるに及んで，新しい展開期を迎えることになった．高速大容量ギヤードタービンの問題点は，一つは経済的理由であり，具体的にいえば，たとえば蒸気タービンの高速化によるコスト低下と減速装置の付加によるコスト上昇とのバランスである．他の一つは歯車設計製作上の技術的問題である．経済的検討では製作される台数にも大きく影響されるものであり，ここでは技術的な点に絞って説明する．第4図は Dr. Ehrlenspiel による種々の形式の減速装置の伝達動力と歯噛合点での周速度を示すもので高速大容量機では，まず動的荷重，騒音，損失の増大および歯面潤滑の問題としてとらえることができる．同時に二軸式歯車で必然的に生ずる伝達トルク




(a) 単段二軸式
(b) 遊星歯車（遊星軸固定式）
(c) ＢＨＳ社多用途歯車
(d) 遊星歯車（内歯枠固定式）

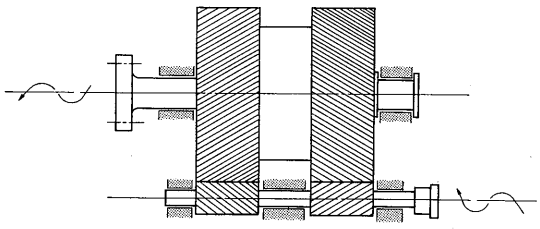
第4図　各種減速装置の歯噛合点周速度

Fig. 4. Peripheralspeed at teethcontact point of the variousarts reductiongears

第3表　高速大容量減速装置設計仕様

Table 3. Designdata of the highspeed, large power reductiongear

| | | |
|---|---|---|
| 形　　式 | 特殊二軸式ダブルヘリカル調質歯車 | |
| 最大伝達動力 | | 20,000 kW |
| 回転速度 | 小歯車 | 15,068 rpm |
| | 大歯車 | 3,000 rpm |
| 歯　　数 | 小歯車 | 44 |
| | 大歯車 | 221 |
| モジュール | | 4 |
| 圧力角 | | 20° |
| ヘリカル角 | | 30° |
| 材　　質 | 小歯車 | SNCM 2 |
| | 大歯車 | SCM 1（焼バメタイヤ） |
| 歯面硬度 | 小歯車 | $H_B$　248以上 |
| | 大歯車 | $H_B$　207以上 |
| 中心間距離 | | 620mm |
| ロイドK値 | | 240 lb/in² |
| ピッチ円周速 | | 165 m/sec |
| 歯元曲げ応力 | | 2.9kg/mm² |

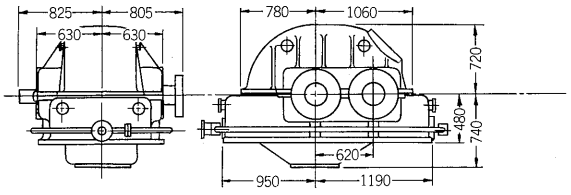


第5図　高速大容量減速装置概念図

Fig. 5. Schematic arrangement of the highspeed, large power reductiongear

の反力による平軸受荷重の増大が問題となる。

高速軸回転速度 15,000rpm, 速度比 5, 伝達動力 20,000 kW 機の設計製作について歯形加工精度の実績など詳細な検討をした結果，特殊二軸式ダブルヘリカル調質歯車を採用し高度の品質管理のもとでの歯切削加工を前提に可能であることが判明した．第3表に設計仕様を第5図に概念図を第6図に外形寸法図をを示す．設計製作上の主要点は




第6図　高速大容量減速装置外形寸法図
20,000 kW 15,000/3,000rpm

Fig. 6. Outerdimentions of the highspeed, large power reductiongear

1)　小歯車軸のたわみによる荷重分布の不均一を防止するために，歯幅中央部に軸受部を設けた三軸受構造とする。

2)　調質材を使用し，歯形加工精度を高め動的負荷の減少を図る。

3)　単位歯幅当たりの伝達動力を小さく歯根元応力を低いレベルに押えた安全性の高い設計とする。

4)　軸受部は充分な剛性をもたせかつ軸受形状は低負荷時の軸受特性をも考慮した設計とする。

## V. むすび

減速装置メーカであると同時に工業用タービンメーカである立場からギヤードタービン用減速装置について述べた．また，当社の設計製作技術を集大成する中で進めている高速大容量減速装置の開発についてふれ，実用化の見通しを報告した。

技術革新の時代にあって遅ればせながらの減速装置に関する既成概念打破の鍵は，ユーザ各位の手中にあることを併記し，一層のご指導ご鞭達をお願い申し上げる次第である。

### 参考文献

(1) Ehrlenspiel, K.: Mehrweg-Getriebe für Turbomaschinen, VDI-Zeitschrift 111 (1969) Nr. 4, S. 218/21

(2) Niemann, G.: Maschinenelemente Bd. 2.: Springer-Verlag 1964

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。