

日本ゼオン・高岡 GPA プラント納入 コンプレッサ駆動用蒸気タービン

Compressor Mover Steam Turbine Sets for the Japanese Geon Co., Ltd.,
Takaoka Works GPA Plant (Geon Process Acetylene Plant)

西 島 捷 二* 大 橋 肇*
Shoji Nishijima Hajime Ohashi

I. ま え が き

化学プラントの大形化は世界的なすう勢であるが、プラント規模の大形化は、同時に、そこで使用される各種コンプレッサ駆動用蒸気タービンに大容量、高速、高効率、信頼性を強く要求する。不慮のタービンの停止は、生産停止ばかりでなく、プラントの一部を使用不可能や爆発の危険に至らしめる。それゆえ、タービンの信頼性はプラントの正常な運転の重要なポイントの一つである。

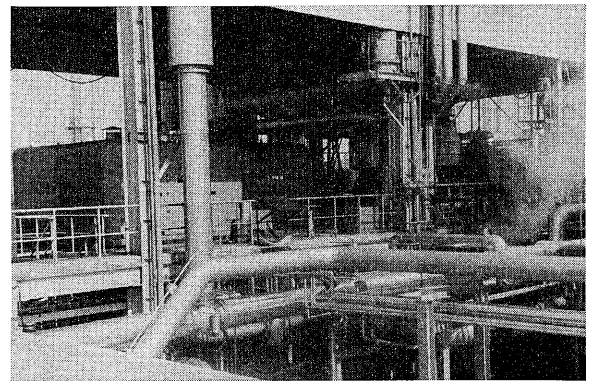
最近、世界的な規模をもつ日本ゼオン・高岡工場GPAプラントに、神戸製鋼所経由で、6,900kW 酸素原料空気コンプレッサ駆動用蒸気タービンおよび 5,340kW ナフサ分解ガスコンプレッサ駆動用蒸気タービン各1台を納入し、昭和42年11月以来、好調に連続運転中である。この機に、計画の概要と、コンプレッサ駆動用タービンの設計上、特に考慮した諸点につき述べ参考に供したい。

なお、神戸製鋼所製作のコンプレッサは、それぞれ、その種のコンプレッサの容量においてわが国記録品である。

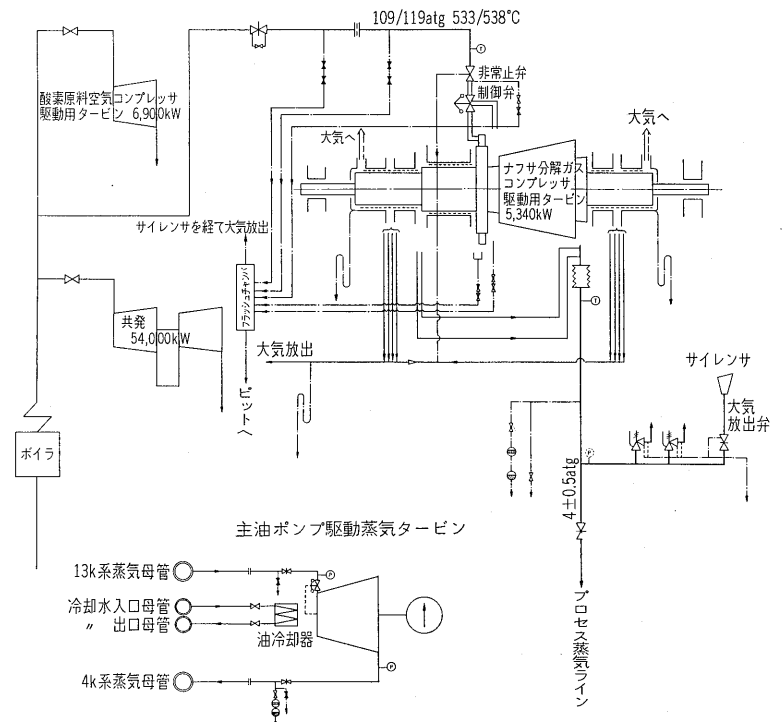
II. 計 画 の 概 要

GPAプラントとは、日本ゼオンが、高岡工場に新設したナフサを原料としたアセチレン製造プラントであり今回納入したタービンは、その動力源である、酸素原料空気コンプレッサ駆動用およびナフサ分解ガスコンプレッサ駆動用である。

タービン駆動用主蒸気は、本タービンプラントと同時期に営業運転に入った高岡共同発電・高岡火力発電所 54,000kW 蒸気タービン(当社製、富士時報第41巻



第1図 コンプレッサ駆動タービンプラント外観
Fig. 1. Outer view of turbine plant



第2図 蒸気系統図
Fig. 2. Steamline diagram

* 原動機部技師室

第2号に紹介)用ボイラより直接供給される。2台のコンプレッサ駆動用タービンの本体基本設計は同一とし、高温、高圧の主蒸気(109 atg, 533℃)から背圧4 atgまでの大きな熱落差を単気筒で消化し、しかも、高効率と急速起動性を得るために、発電用として、多数の実績をもつ高速つば形ケーシングを採用した。

共発54,000kWタービンを含む3台のタービンの蒸気系統を、並列にしたため、タービン停止時や通常運転時の相互の影響がないことも利点の一つである。

第2図に蒸気系統線図を示す。共発ボイラより約200m主蒸気を導き、排気は4 atg プロセス用蒸気として利用する。

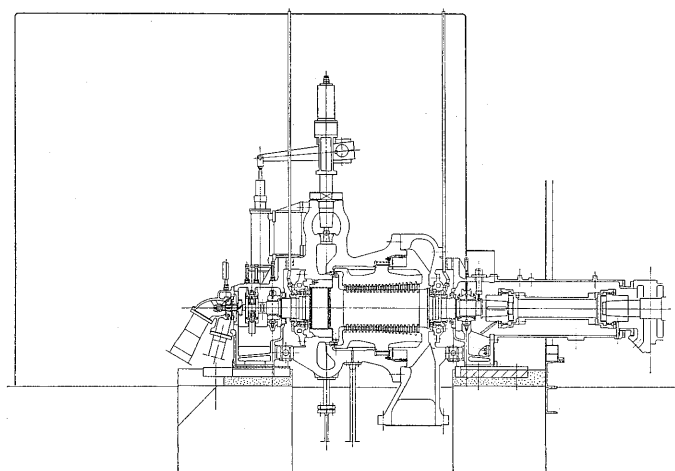
ナフサ分解ガスコンプレッサ駆動用タービンの主油ポンプ駆動用小形蒸気タービンの主蒸気は既設の13 atgラインよりとり、排気は4 atgラインに接続している。なお、酸素原料空気コンプレッサ駆動用タービンの系統も小形タービンをもたないことを除いて、まったく同一である。

このように、本タービンプラントは、新鋭火力で発生する安価な蒸気を有効に利用する動力プラントである。

III. 酸素原料空気コンプレッサ駆動用タービン

1. タービン仕様

単気筒反動背圧式タービン	1台
定格出力	6,900kW
回転数	5,500 rpm
主蒸気圧力	109/119 atg
主蒸気温度	533/538℃
背気圧力	4±0.5 atg
衝動段数	1段



第3図 タービン組立断面図
Fig.3. Sectional view of steamturbine

反動段数	21段
制御方式	回転数制御油圧式
主油ポンプ	タービン直結
被駆動機	KOBE-ALLIS 遠心コンプレッサ
結合法	直結式

2. 制御性

高効率、高速機であるため、タービンおよびコンプレッサの回転部のGD²が小さい割に出力が大きく、しかも、コンプレッサ側の制限より、タービン非常停止回転数は定格回転数の+5%と低い設定のため、調定率は若干大きくするとどめ制御器の時間遅れを極力小さくし、応答性を良好にする必要があった。このため、制御弁駆動用サーボモータのパイロットバルブの改良と、サーボモータ開閉時間の短縮を計った。この結果、負荷しゃ断時(コンプレッサ空気入口案内翼急全閉時)定格負荷の約1/2の負荷が残ること、および油圧式制御器の早い応答性により、非常停止装置が作動することもなく、安定な制御性を保つことが確認された。

3. コンプレッサ軸芯の浮き上り

コンプレッサの構造上、起動時コンプレッサ軸の芯がタービン軸のそれに比し最大約1mm上昇する。このため、タービンとコンプレッサとの結合には、比較的長い中間軸と、軸方向クラウニングをした歯車継手を採用した(芯出しはホットアライメントとした)。試運転時の測定および点検の結果、高速、高負荷における、かかる大きな芯のずれに対しても、なんら不安がないことが確認された。

4. 低速回転

低速回転装置は装備していない。これは、プラントの性格上、タービンは昼夜連続運転であり、起動停止がほとんどないばかりでなく、高温、高圧タービンでありながら、軸受間距離が1,530mmと小さく、タービン停止時のタービン軸の変形が無視できること、またコンプレッサ側にも、必要ないことによっている。ただし、車軸を回転させたい時には、コンプレッサ軸端にレバーをつけ、手動で行なうことができるように考慮されている。

5. 急速起動性

プラントの性格上、不慮の事態で、タービンコンプレッサがトリップした場合には、15分以内に再起動できないと、酸素プラントが正常に復帰するまで、約1週間を要するとのことで、タービンの急速再起動が要求されるが、本タービンでは数分で全負荷までとることができる。これは、つば形ケーシングと、円板を焼ばめしない剛性車軸の採用によってのみ可能なものである。

通常の起動の場合には、零回転数から定格回転数まで 20 分。この時、負荷は定格負荷の約 $\frac{1}{3}$ に達する。その後の負荷の変更はコンプレッサ空気入口案内翼の角度を変化させて行なう。

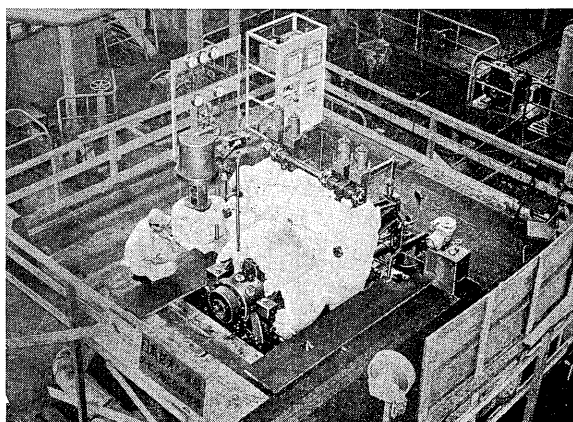
6. 油 系 統

主油ポンプはタービン直結遠心式で、容量は $30 \text{ m}^3/\text{h}$ である。これでタービンおよびコンプレッサに必要な潤滑油と制御油をまかなった。回転数が一定であることとコンプレッサ側の必要油量が少ないため、一般の発電用ターボセットの場合と、まったく同一と考えてよい。

IV. ナフサ分解ガスコンプレッサ駆動用タービン

1. タービン仕様

単気筒反動背圧式タービン	1 台
定格出力	5,340 kW
回 転 数	3,570~6,800 rpm
主蒸気圧力	109/119 atg
主蒸気温度	533/538°C
背 気 圧 力	4±0.5 atg
衝 動 段 数	1 段
反 動 段 数	21 段
制 御 方 式	回転数制御油圧式
主油ポンプ	横形小形蒸気タービン駆動
被 駆 動 機	KOBE-SRM コンプレッサ
結 合 法	変速歯車装置



第 4 図 工場試運転中のタービン

Fig. 4 Steamturbine under factory test

2. 制 御 性

3,570~6,800 rpm という回転数範囲で自動運転し、さらに 2,180~3,570 rpm で手動運転可能とするように計画した。このように広い回転数範囲での運転は、変速運転するブロワタービンの場合と同一で制御上まったく問題ない。タービンの調定率は発電機駆動用の場合と異り、負荷が回転数の約 3 乗に比して増大することや厳密

な意味での並列運転は一般に行なわれないので、それほど重要な意味をもたない。また、本タービンでは熱落差が大きく蒸気の容積流れが小さいため、制御弁口径を 35ϕ と小さくしても、弁リフトが小さくなり、弁閉方向に働くばね常数は大きな値となった。それゆえ、ばねセッティングのわずかの誤差により、弁閉方向でのばね力不足が生じ弁スティックの原因ともなるので、ばねのセッティングは特に注意して行なった。

3. コンプレッサの逆転

コンプレッサのガス吐出圧高でタービントリップのインタロックが作動した時コンプレッサバイパス弁全開により吐出側のガスを入口側にバイパスさせるが、リショルムコンプレッサの構造上吐出側ガスの一部が、コンプレッサ内を逆流しタービンを逆転させることがある。試運転時一度逆転したが、逆転時最高回転数は約 1,000 rpm 継続時間は約 1 分程度であった。

このため、タービン平軸受およびスラスト軸受は逆転可能な構造とした。これは、平軸受については、逆転時における軸受冷却用の給油の流れの問題であり、スラスト軸受については、ミッチェル形スラストの支点を左右の回転方向に対し有効に働くように 2 点にすることのみで解決されるものである。軸受のほかには、逆転によって、不都合が生ずる箇所はない。

なお、リショルムコンプレッサの逆転は、吐出側ガスの大気放出または、逆止弁により防止可能であるが、今回のものは、作動流体として、有毒、可燃性のナフサ分解ガスを扱っている関係から大気放出することができず、またかかるガス吐出圧高のインタロック作動は、プラントのガス流路閉塞によることも考えられるので早急に圧力を低下させる必要があることから逆止弁をつけることは好ましくないためである。

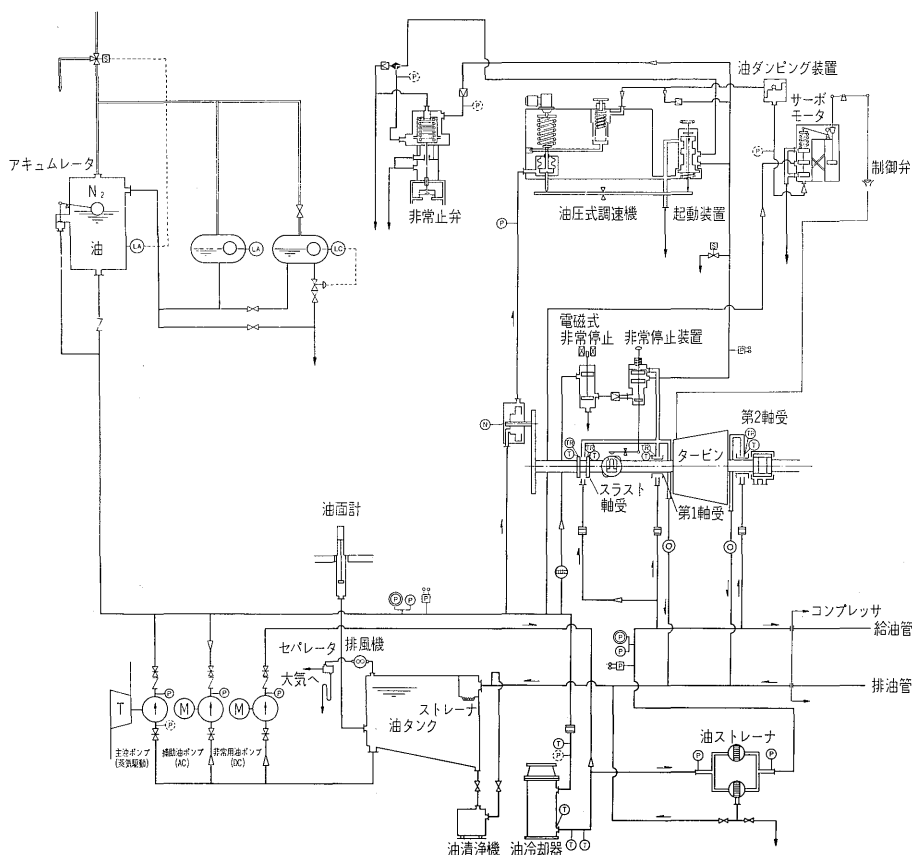
4. 低 速 回 転

原料空気コンプレッサ駆動用タービンは III. 4 低速回転の項で、すでに述べたように、タービン側では、低速回転装置を必要としないが、コンプレッサ側の必要から電動式のもの装備された。

5. タービンの起動および振動

タービンの起動は零回転数より、最低自動運転回転数 3,570 rpm まで 10 分。この間、コンプレッサバイパス弁を全開し、吐出圧を上げず低負荷運転を行なう。3,570 rpm 時のトルクは定格負荷 5,340 kW 時の約 28% に達する。その後の負荷の増減は中央制御室にて、回転数設定装置により行なう。

タービンは 3,570~6,800 rpm の回転数範囲で使用されるが、タービン車軸の一次の曲げ振動数およびねじり振動数とも、最高運転回転数 6,800 rpm より、ずっと高い所にあるため、起動および運転の全域にわたって、



第5図 油系統線図

Fig. 5. Oilsystem diagram

振動に関する問題が生じない。これは、剛性車軸をすべてのタービン機種に採用している、当社製タービンの共通した特徴の一つである。なお、翼の固有振動数は、いずれも運転サイクルの6倍以上となっており、共振によるトラブルは考えられない。

6. 油系統

大形リシオルムコンプレッサと結合するタービンプラントでは、特に油系統について、コンプレッサメーカーとタービンメーカーとの間で、入念な打合わせを行なう必要がある。本タービンプラントでは、タービンとコンプレッサの油系統を同一とし、油ポンプ、油冷却器、油タンクは、タービン側のものを共用した。すなわち、タービン側より、コンプレッサ側で、要求する流量、圧力、温度の油を供給し、排油はタービンの油タンクにもどすように計画した。第5図に油系統線図を示す。

主油ポンプは 13 atg プロセス蒸気ライン（既設）の蒸気を使用し、4 atg の背圧をもつ、横形、小形タービン駆動とし、補助油ポンプは主油ポンプと同容量の AC 電動機駆動とした。また、非常用油ポンプは軸受油をまかなう容量の DC 電動機駆動とした。主油ポンプを主タービン直結駆動にしなかったのは、コンプレッサ側に軸シール用その他に 70 m³/h という多量の油を必要とし、しかも運転範囲の全域にわたり、油量および油圧一定という厳しい制限があったためである。また、万一主油ポンプ駆動用タービンがトリップした時 AC 電動機駆動補助油ポンプは自動起動するが、その切換の際の油圧低

下を防止するため、3 atg N₂ ライン（既設）を利用した 400 ℓ の容量をもつ油アキュムレータをタービン室床より約 5 m の高さに設置し、油ポンプ吐出側（操作油圧 6.3 atg）に接続した。試運転時のテスト結果は良好であった。

なお、計画時、油アキュムレータを省略するために、主油ポンプを AC 電動機駆動とし、補助油ポンプを急速起動性をもつ縦形超小形自動起動蒸気タービン駆動とする案についても検討を行ない、工場での実験によって切換時の油圧低下を許容値内に抑えうることを確認している。最終的には、顧客の要望もあり、コンプレッサ駆動用タービンと同じく、動力源として、蒸気を使用する、先に述べた小形蒸気タービンを主油ポンプ駆動とする案が採用された。

上記、油アキュムレータのほかに、コンプレッサ側では、多数の油アキュムレータを使用しており、タービン停止時に油タンクにリターンする油量は総量 2.2 m³ にも達する。このため、原料空気コンプレッサ用タービンプラントでは、3m³ の油タンクを使用しているのに比し、10m³ という大きな油タンクを使用した。その上、コンプレッサ排油管レベルを低くする必要から油タンク位置は一階床上に設置する必要があった。また、万一コンプレッサの油による軸シールが破れると、シール用 N₂ が排気管を通じて、タービン側油系統に侵入する可能性があるが、油タンクには、排風器を装備し、油タンクおよびタービン軸受台内部を若干の負圧に保ってい

る。これは、油タンク内の水蒸気を除去すること、同時に、火災の原因となる軸受台油きりと車軸との隙間からの油蒸気の漏れ防止に役立つ。なお、試運転時軸受台内の圧力を水柱マンオメータで測定したが計画値より低い負圧であるが目的を達していることが確認された。

V. タービンプラント共通事項

酸素原料空気コンプレッサ駆動用およびナフサ分解ガスコンプレッサ駆動用タービンに共通した事項として、

1. 防爆性および耐候性

プラントの性格上、事故などで、ナフサ分解ガス、酸素などの漏れの可能性があるため、補機駆動用電動機、スイッチ類など、電気品はすべて耐圧防爆形とした。また、タービンを設置した建屋は、屋根のみで、四面の壁は、まったく設けられていない。このため、2台のタービンとも、カバーは、冬期の北陸地方特有の豪雪に耐えうるような準屋外形とした。カバー内に爆発性ガスの溜まるのを防止することおよび夏期に温度が対流により異常に上昇するのを防止するという、運転員の健康管理上の考慮から強力な換気扇を各2台装備した。また、カバー内面には吸音の目的でグラスウール約 30mm を全面にわたって張った。この結果、密閉したカバー内においてもさほど騒音を感じられない。これは、石油精製プラント向け蒸気タービン用屋外カバーでの数多くの経験をもとに、改良を加えたものである。

2. 運 転・保 守

タービンプラントの運転は3名で行なわれるため、タービンの起動停止および通常の運転は電動機なみの容易さをめざして、起動のみ現場の起動盤で行ない、その他は、すべて、中央制御室で行ないよう計画した。ま

た、2台のタービンの本体基本設計を同一にしたため設計、製作上の時間の短縮は当然のこと、運転および保守の上でも有利となった。

3. ナフサ分解ガスの銅合金アタック

ナフサ分解ガスが、銅合金をアタックすることから、万一、タービン制御油系に、ナフサ分解ガスが溶け込むことを考慮して、制御器に使用しているベローズの材質を燐青銅からステンレスに設計変更した。

4. 性 能 試 験

通常監視計器の値よりして、保証効率を満たしていると判断されたので、日本ゼオンのプラント運転日程上の都合によりタービンの性能試験は中止された。

なお、大形コンプレッサ駆動用タービンの性能試験では、負荷を直接実測できない場合があり、負荷の算出法については、試験前にタービンメーカーとコンプレッサとの間で打合せる必要がある。

VI. む す び

われわれは、大形化する化学プラント用コンプレッサ駆動機への要望に対し、大容量、高速タービンを鋭意開発中であるが、今回納入したタービンは、発電用として多数の実績をもつ、従来形タービンに若干の改良を加えるのみで、運転保守の容易な調和のとれたコンプレッサ駆動タービンプラントとして納入できた点に、大きな意義がある。この貴重な経験をもとに、コンプレッサ駆動用タービン分野での一層の進展を計りたい。

終りに、今回、コンプレッサ駆動タービンプラント設計の機会を与えられ、また計画時、および試運転時、種々お世話いただいた、日本ゼオン、神戸製鋼所に厚くお礼申し上げる。



*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。