最近のボイラ給水ポンプ

The Recent Boiler Feed Water Pump

小 田 保 光*
Yasumitsu Oda

内 容 梗 緒

1. 緒 言

近年、プラントの熱効率の向上を目的とした火力発電設備の単機出力の大容量化は高温、高圧化とともにまことに目ざましいものであり、したがってボイラ給水ポンプも高温、高圧になると同時にその容量も飛躍的に増大している。またボイラ給水ポンプの技術的向上によってその信頼性が著しく増加したことや、ボイラ給水ポンプ駆動用の電動機、流体継手、蒸気タービンなどの製作技術の進歩によって、火力発電設備1ユニットに付属するボイラ給水ポンプの台数は漸次減少の傾向にあり、国外ではボイラの全蒸発量を1台のポンプでまかない、予備ポンプがないプラントがふえてきており10,000ps をこえるものが多数製作されている。

このようにボイラ給水ポンプが高温,高圧,大容量になるとポンプ自体の性能,構造,材質の改良など基本的な課題について高度の製作技術の進歩を必要とすると同時に,さらに経済性を考慮に入れた駆動用原動機の選定や,運転方法,制御方式など新しくしかも興味のある課題が生まれて来る。

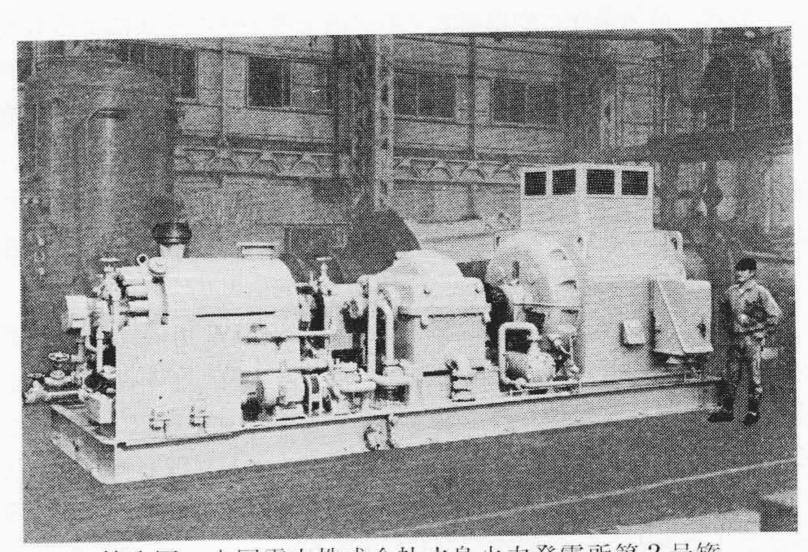
日立製作所では、大形ボイラ給水ポンプの国産第1号機として、給水量 160 t/h、吐き出し圧力 125kg/cm²g、回転数 2,866 rpm、給水温度 110°C、1,000 kW 電動機駆動のものを昭和 30 年に東京電力株式会社新東京火力発電所第1号罐(66 MW)に納入し、当時新鋭火力発電所用として多数使用されていた輸入ポンプに比較してそん色のない運転実績をあげることができた(0)。この当時の国外主要メーカーを含めたボイラ給水ポンプの製作技術を今日ふり返ってみると、数年前の最新の技術は今日においてはすでに色あせて、ただ今日の技術的発展の基礎のみになっている感がある。したがって高

温,高圧,大容量ボイラ給水ポンプの今日の問題点の中,特にポンプ自体の基本的な問題を検討し,その技術的発展の内容を調べることは今後のボイラ給水ポンプのあり方を考察することにもなる。本文においては現在建設中または製作中の中国電力株式会社水島火力発電所第2号権(156 MW),関西電力株式会社春日出火力発電所第2号権(156 MW)および東京電力株式会社五井火力発電所第4号権(265 MW)用ボイラ給水ポンプを中心にして,この課題について検討してみることとする。

2. ポンプの特性

2.1 ポンプ効率

ボイラ給水ポンプが高温, 高圧, 大容量になると, 特に高度の信



第1図 中国電力株式会社水島火力発電所第2号権 (156 MW) 用ボイラ給水ポンプ

第1表 日立製作所製ボイラ給水ポンプの発電所容量別代表例

| 電力会社名 | 発電所名 | ユニッ ト出力 (MW) | ボイラ 蒸発量 (t/h) | 蒸 気 | 条件 | ボイラ | | | 給水ポン | | プの概 | | 安 | 常用ポン同左(ユプの原動ニット出 | | |
|--|--|--------------------|---------------------|---------------|---------|--------------|------------------------------------|--------------|-------------------------|-------------------|-----|----|-------------|------------------|-------------------------|------------|
| | | | | 圧 力 (kg/cm²g) | 温度(℃) | 給水量 (t/h) | 吐出し圧力 (^{kg/} cm²g) | 回転数 (rpm) | 原動機 出力 (kW) | 給 水 温 度 (℃) | 段数 | 台数 | | 機出力合計 (kW) | 力に対する る 百 分 率)(%) | * 757 |
| 京電力 株式会社 | 新東京-1 | 66 | 280 | 91 | 513 | 160 | 125 | 2,866 | 1.000 | 142 | 11 | 3 | M | 2,000 | 3.03 | 国産第1号機 |
| 国電力株式会社 | | 66 | 280 | 92 | 513 | 150 | 119.5 | 3,550 | 800 | 145 | 9 | 3 | M | 1,600 | 2.42 | |
| | | 75 | 260 | 106 | 541/541 | 150 | 133 | 2,970 | 850 | 150 | 11 | 3 | M | 1,700 | 2.27 | |
| 海道電力株式会社 水共同火力株式 } | | 75 | 260 | 131 | 541/541 | 143 | 190 | 3,460 | 1,300 | 155 | 13 | 3 | M+F | 2,600 | 3.47 | 貫流ボイラ |
| 社 | 新清水-1 | 125 | 420 | 139.5 | 541/541 | 220 | 163.8 | 2,980 | 1,500 | 151 | 11 | 3 | M | 3,000 | 2.40 | |
| 海道電力株式会社 国電力株式会社 | WI-17/WITTER/OFF | 125 | 435 | 131 | 541/541 | | 160 | 3,570 | 1,500 | 138.2 | 9 | 3 | M | 3,000 | 2.40 | |
| The second secon | | 156 | 520 | 173 | 569/541 | 267 | 204.8 | 6,000 | 2,250 | 169 | 8 | 3 | M | 4,500 | 2.88 | |
| 国電力株式会社 | | 156 | 510 | 173 | 569/541 | | 230 | 5,850 | 2,500 | 162 | 9 | 3 | M+F | 5,000 | 3.20 | 貫流ボイラ(製作中) |
| 州電力株式会社 | A STATE OF THE PARTY OF THE PAR | 175 | 590 | 174 | 571/543 | F-127-147 | 198.5 | 4,600 | 1,800 | 165 | 8 | 4 | M | 5,400 | 3.09 | 1111 |
| 京東電力株式会社 | 100 | 250 | 330 | 169 | 566/538 | | 211.6 | 7,000 | ${3.500 \atop 3.750}$ | 170 | 5 | 3 | T-2台,M-1台 | 7,000 | 2.80 | (製作中) |
| 国西電力株式会社 | 170.0 | 250 | 840 | 176 | 571/571 | | 233 | 6,750 | [3,900 | 158.8 | 6 | 3 | T-2台,M+F-1台 | 7,800 | 3.12 | 貫流ボイラ(製作中) |
| 東北電力株式会社 東京電力株式会社 | | | 907.2 | 175.8 | 571/568 | 10000000 | 239 | 7,200 | 12.650×2 3,150 | 165.5 | 6 | 4 | M+F | 9,450 | 3.56 | 貫流ボイラ(製作中) |

(注) 駆動方式の記号 Mは電動機駆動, Fは流体継手付き, Tはタービン駆動を示す。

^{*} 日立製作所亀有工場

第2図 火力発電ユニット出力と常用ボイラ給水ポンプ の原動機出力合計との関係

175 200

ユニット出力(MW)

265 300

頼性が必要で、後に述べる軸封装置をはじめとして構造上、材質上 の諸問題が重要な課題となるが、基本的な問題の一つとしてポンプ 効率の向上があげられる。

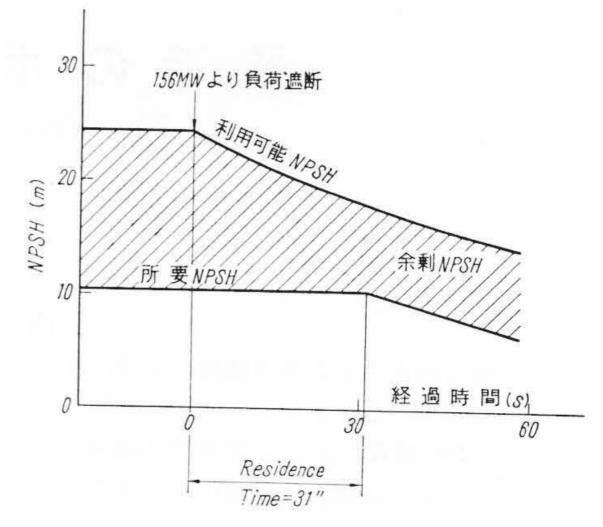
第1表は日立製作所製ボイラ給水ポンプの発電ユニット容量別の代表例を示すもので、125 MW 以下は電動機直結駆動のため50~、60~ それぞれの例をあげている。また第2図は現在製作中または建設中のものを含めて、わが国のボイラ給水ポンプの常用動力を発電ユニットの出力別にまとめたもので、表および図で明かなように1ユニット当たりのボイラ給水ポンプ駆動用動力は10,000 kW 近くになりつつある。ボイラ給水ポンプ駆動用動力のユニット容量に対する比率は第2図に見るとおりかなりの幅がある。これはボイラの形式、蒸気条件その他ポンプの計画上の条件の差異によるものと考えられるが、おおよそ発電ユニット出力の3~4%の動力がボイラ給水ポンプの駆動動力として消費される。したがってボイラ給水ポンプとして絶対必要条件である安定性能を確保し、しかも高い効率のポンプを得るため各ポンプメーカーとも懸命な努力を払っており、今日では80%をこえる高効率のポンプを得ることができるようになった。

第2図において、出力175 MW および265 MW 用ボイラ給水ポンプの駆動動力合計が他の出力のユニットに比較してかなり高い比率を示しているが、これの一因はポンプを4台編成としたことにある。ポンプの設置台数は法規上の問題やプラント計画上の考慮に基づいて決められるが、ボイラ給水ポンプの側のみから考えると、技術的進歩にともない信頼性が向上してきたので、ポンプの台数を余り多くすることはポンプの設計上の基本条件を苦しくし、ポンプ効率の低下を招く一因となるので、特に高温、高圧プラントにおいてはこの点も考慮の上、プラント計画を進める必要があると考えられる。

2.2 最高圧力の高さ

火力発電設備が大容量になるに従ってボイラ給水ポンプの出力も増加し、出力 250 MW 以上のプラントに設置されるボイラ給水ポンプはタービン駆動のものが多く採用される。この場合タービン駆動の特長を生かし、給水制御のために駆動用タービンの回転数制御が採用される。また火力発電設備の高温、高圧化は従来の自然循環式ボイラから次第に貫流式ボイラへと移り変わりつつあり、また近い将来に実現を予想される超臨界圧プラントでは必然的に貫流式ボイラが採用される。貫流式ボイラにおいては給水制御の特性上これまでの給水加減弁による制御に代わってボイラ給水ポンプの速度制御が採用される。

従来ボイラ給水ポンプの最高圧力と設計点における圧力との比は 115%程度におさえられることが多く、しかも完全下降性能とする



第3図 主タービン負荷遮断時に起るボイラ給水ポンプ の NPSH の過渡現象

ためにポンプの部分負荷においてはかなり平担な給水量一圧力曲線 を有するポンプが選ばれていた。

しかし上記のように速度制御を採用するポンプが多くなりこのポンプを2台または3台並列運転する場合に、このような平担な給水量一圧力曲線を有するポンプでは速度制御上の偏差に対する給水量の変動が大きく、制御系の安定度を失う恐れがある。したがって高圧給水加熱器の製作技術の進歩と相まって、従来の考え方にとらわれることなく、ボイラ給水ポンプの設計上最も効率よくしかも安定した特性を選ぶ必要がある。

2.3 回転数および吸込性能

第1表に示すとおりボイラ給水ポンプを1ユニット当たり3~4台編成にすると、出力156 MW以上では増速機を使用し、5,000~8,000 rpmの高速回転のポンプを採用する。したがって高速回転羽根車の吸込性能の向上もきわめて重要な事項の一つである。

東京電力株式会社五井火力発電所第 4 号籬用ボイラ給水ポンプは 4 台編成としたために 7,200 rpm を採用し、ポンプの所要 NPSH を確保するためにブースタポンプを付属させた。この結果所要 NPSH はわずかに $2.7 \,\mathrm{m}$ であった。

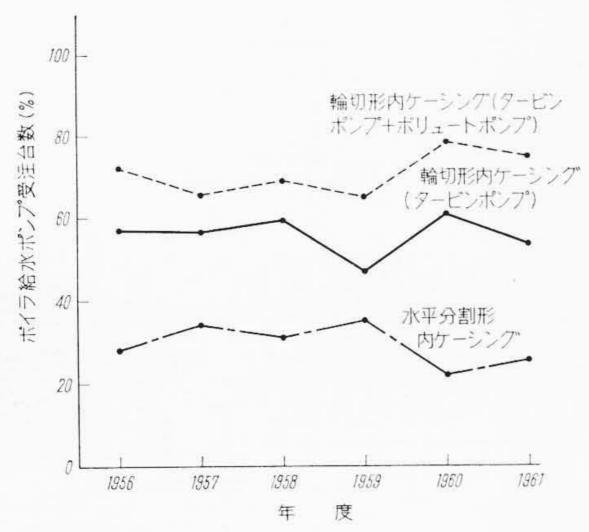
中国電力株式会社水島火力発電所第2号権用ボイラ給水ポンプでは6,000 rpm であるが、1段目羽根車を両吸込形とし、所要 NPSH を低くすることにより、ブースタポンプは不要である。

NPSHの検討において重要なことは主タービンの負荷遮断時に過渡的に起こる利用可能 NPSH の低下の問題である⁽²⁾。第3図は水島火力2号権用ボイラ給水ポンプについてこの問題を検討した結果を示すもので、主タービンの負荷遮断後脱気器からボイラ給水ポンプまでの給水管内の熱水がポンプを通過し終わるまでの時間(residence time)が経過した時に余剰 NPSH が最小となるが、うこのよな過渡的現象の時においても所要 NPSH に対して十分な余裕があることを確認しておくことが必要である。

3. ポンプの構造

3.1 ケーシング構造

ボイラ給水ポンプのケーシング構造としては内ケーシングを強固な円筒形外ケーシング(バーレル)の内に収納し、ポンプの吐き出した圧力水を内ケーシングと外ケーシングとの間に充満させて、内ケーシングには外圧として水圧をかけるいわゆる二重ケーシング構造のものとがあるが、後者はヨーロッパのメーカーのみが採用しているだけで、大形ボイラ給水ポンプ用としては国の内外を問わず圧倒的に二重ケーシングが採用されている。二重ケーシング構造が高温、高圧ボイラ給水ポンプとしてすぐれていることは内外の実績が如実に示しており、



第4図 アメリカにおけるボイラ給水ポンプの 構造,形式別製作実績

ボイラ給水ポンプの今日の大容量化に即応し,しかも十分な信頼性 を発揮することができたゆえんの一つである。

さらに内ケーシングの構造としてボリュート形ポンプを採用し、水平2つ割れ構造としたものと、タービン形またはダブルボリュート形ポンプで輪切り形にしたものに大別される。これらの構造については各ポンプメーカーがそれぞれ創意工夫を凝らし、その特長を生かしているが、その優劣を製作実績の面で調査したものが第4図である。これは1956年度から1961年度までの各年度別のアメリカにおけるボイラ給水ポンプの全需要をケーシングの構造別に分類統計したものである。前に述べたとおりポンプはすべてバーレル形二重ケーシング構造であるが、そのうち約70%が輪切り形内ケーシングのポンプである。

なお図中の実線は輪切り形内ケーシングのうちのタービンポンプ の実績を示しており、全ボイラ給水ポンプの約60%近くがタービ ンポンプである。

3.2 軸 封 装 置

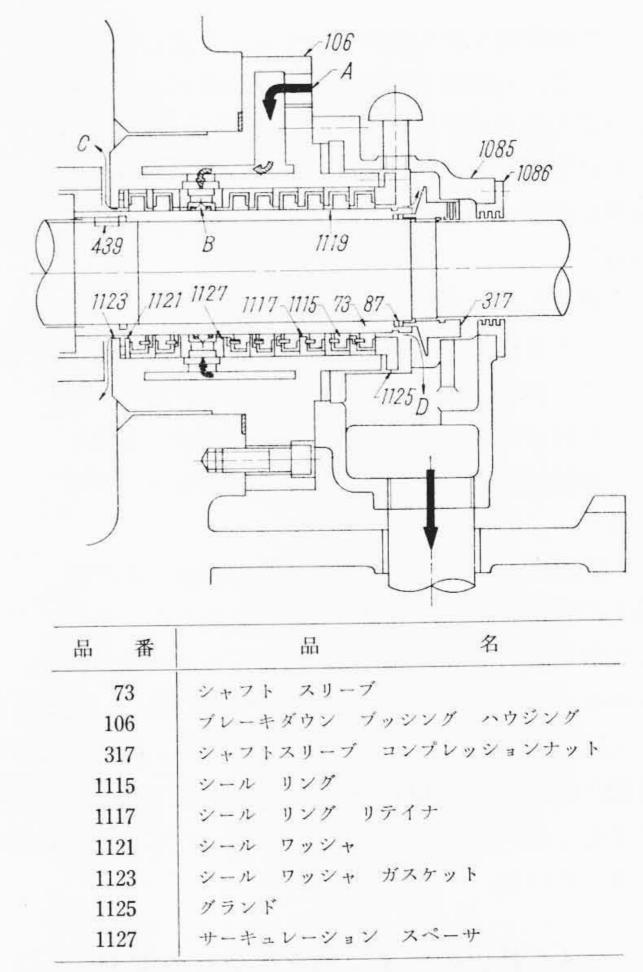
最近のボイラ給水ポンプにおいて構造上顕著な改良を行なったものとしてはまず軸封装置があげられる。圧力、温度、周速が比較的低いものではグランドパッキンを用いても十分軸封の目的を達することができるが、ポンプが高温、高圧、大容量になり、高速化してくるともはやグランドパッキンでは十分な耐久性能を期待することは困難になってくる。たとえば、周速 28 m/s、押込圧力 8 kg/cm²g、給水温度 165℃という条件の下では、いかなる種類のパッキンを使っても高々 240 時間程度しかもたず、保守が非常に繁雑である上に、パッキンくずがポンプ内部に流れ込み給水の純度を悪くし、ポンプの入口ストレーナを閉塞するといった付加的な問題点も生じてくる。

そこでこの対策として、軸がケーシングを貫通している部分で、 回転体とケーシングとのすき間を極小に保ち、外部から冷水を封水 としてこの間げきに注入し、ケーシング内部の高温水が外部に漏れ 出るのを防ぐ方式のものが考案された。

一般にボイラ給水ポンプ用軸封装置を大別すると

- (1) グランドパッキン
- (2) メカニカルシール
- (3) ラビリンス形ブッシュ
- (4) ブレーキダウンブッシング (フローティングリング)

の4種に分けられ、後の二つが高温、高圧用ボイラ給水ポンプの軸封装置として開発されたものである。この目的のためにはラビリンス状のみぞを設けたブッシュによってもその目的を果たすことはできるが、封水量が過大にならないようにするためには、ブッシュの軸方向長さも長くなり、回転体との間げきもごく小さくする必要がある。



第5図 ブレーキダウンブッシング式軸封装置断面図

したがってこのブッシュはかじり付く危険性が高いので軸のたわみにたいしてはポンプを高速回転とし段数を極端に少なくすることによって軸のたわみを少なくするとともに間げきを大きくし、ケーシング上下の温度差による熱変形にたいしてはウォーミング方法を非常にきびしく規制するなどの必要がある。これらの欠点を改良したものとしてブレーキダウンブッシングが開発された。これらの軸封装置を比較試験した結果、ブレーキダウンブッシングが高温、高圧の大形ボイラ給水ポンプ用として最もすぐれていることが報告されている。。

ブレーキダウンブッシングの概略の構造は第5図に示すとおりで、主要部はシールリングとリティナとバネとより成るエレメントを圧力差に応じて数段重ねたものである。シールリングとリティナの接触面は両方とも高度の平担な仕上面となっており、この面からの液の漏えいはない。またシールリングは回転しないのでこの接触面はしゅう動しない。シールリングとシャフトスリーブとの間は細げきとなっているが、シールリングは軸と直角方向に遊動可能なので自動調心作用がある。

ポンプの内部の高温水を軸封装置部分より直接外に漏らせるとフラッシングするから、冷い復水を注入する。この封水は一部はポンプ内部に漏れ込み、大部分の水はポンプ外部へ漏えいし、集水室から復水器へもどされる。このために封水量の分だけ復水ポンプの容量を増し、また漏えいした封水を復水器にもどす装置が必要であるが、プラントの熱効率に対してはわずかに熱効率の0.02~0.06%程度の低下であり、全く問題とならない。

ブレーキダウンブッシングは固定したラビリンス形ブッシュに比較して自動調心作用があるので、軸のたわみやケーシングの熱変形に自由に順応するためかじり付きの危険がきわめて少なく、グランドパッキンまたはメカニカルシールのように積極的にしゅう動回転する部分がないので、ポンプの他の部品と同様に寿命が長く、保守上の手数が省け、高度の信頼性を発揮することができる。アメリカでは大容量ボイラ給水ポンプにはこのブレーキダウンブッシングが数多く用いられ、超臨界圧プラント用ボイラ給水ポンプとして押込圧力308 kg/cm²g、給水温度297℃、回転数4,600 rpm という軸封

装置としては記録的な使用条件(4)ですらも安定した性能を発揮している。わが国では大形ボイラ給水ポンプ用としては東京電力株式会社川崎火力発電所第2号権(175 MW)の日立製作所製ポンプに採用されたのが初めてであり、優秀な成績をあげており、今後いよいよ多く採用される傾向にある。

高圧、大容量のボイラ給水ポンプにメカニカルシールを採用することも一部では検討されているがまだ一般化されておらず、信頼性の上で問題が残るのでメカニカルシールを取り付けられるようにはしておくが差し当たりはブッシュ形軸封装置を使ったという大形給水ポンプの報告もある(5)。

構造上の問題点としてはこれらのほかに軸推力の平衡 方法,軸心の調整方法など重要な問題点があるが,その 中のおもな事項は次項で具体的事例によって述べる。ま

た最近のボイラ給水ポンプでは材料の面でも著しい進歩をしている。たとえば高速回転の軸および羽根車の材料,高速回転しゅう動部分の材質,熱処理など13 Cr 鋼および高炭素17 Cr 鋼の活用が多くなって来たことが認められるが、材料については別の機会に説明したいと考えている。

4. 最近のボイラ給水ポンプの実例

4.1 中国電力株式会社水島火力発電所第2号権(156 MW)用 ボイラ給水ポンプ

これまでに述べたとおり、最近のボイラ給水ポンプの進歩は目ざましく、しかもポンプの台数は漸次減少の傾向にあるので、ボイラ、タービン、発電機などの主機と同じように高度の信頼性が要求される。これらの急速な技術の進歩に対応し、使用条件に対して最も信頼性の高いボイラ給水ポンプを製作するために、日立製作所ではパシフィックポンプ社(アメリカ)と技術提携を結び、日立製作所の既存の技術と設備の上にさらにパシフィック社の高度の信頼性を加えた日立パシフィックボイラ給水ポンプを製作することとなった。

パシフィックポンプ社は最近の6年間の統計において、アメリカにおけるボイラ給水ポンプの製作台数で第1位の専有率を保持する会社で、現在建設中のプラントとして世界最大の容量であるTVA、パラダイス発電所第1、2号権(いずれも出力650 MW)用13,500 ps×5,500 rpmのボイラ給水ポンプ4台をはじめとして、多数の高温、高圧、大容量ボイラ給水ポンプを製作した実績があり、急速に発展するわが国の火力発電所建設計画に十分に対応することができると考えられる。

今回完成した中国電力株式会社水島火力発電所第2号権 (156 MW) 用ボイラ給水ポンプ3台は技術提携による製品の第1号機であり、将来の大容量火力プラント用ボイラ給水ポンプの基礎をなすざん新な構造のものとして特に注目されるものであり、そのおもな仕様は次のとおりである。

台 数 3台

形 式 バーレル形多段タービンポンプ

(6 RX BFIDS)

段 数 8

吸 込 口 径 260 mm

吐 出 口 径 200 mm

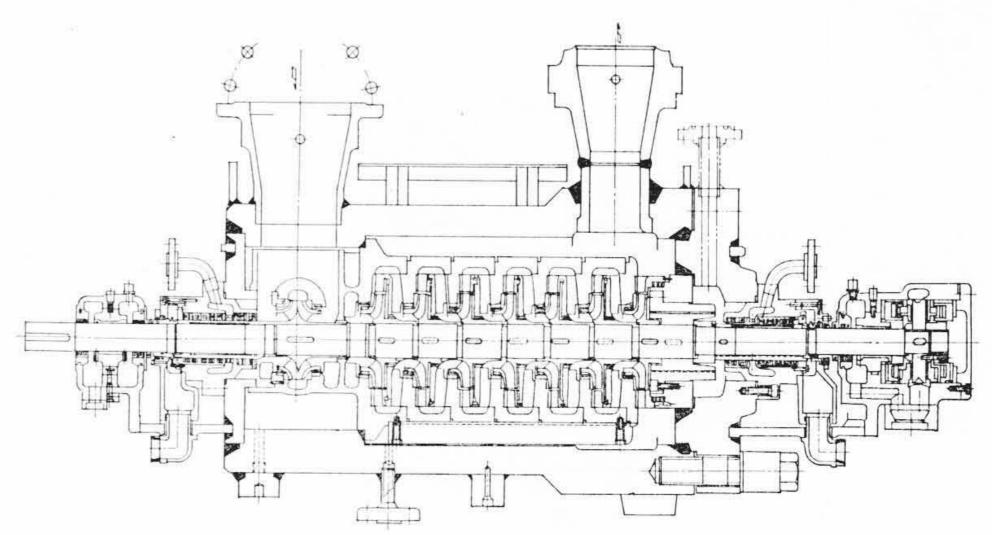
給 水 量 267 t/h

全 揚 程 165.6 kg/cm²

吐 出 圧 力 204.8 kg/cm²g

押 込 圧 力 9.2 kg/cm²g

回 転 数 6,000 rpm



第6図 中国電力株式会社水島火力発電所第2号権 (156 MW) 用 ボイラ給水ポンプ断面図

給 水 温 度 169℃

電 動 機 2,250 kW 4 P 60~ 1,800 rpm (s. s)

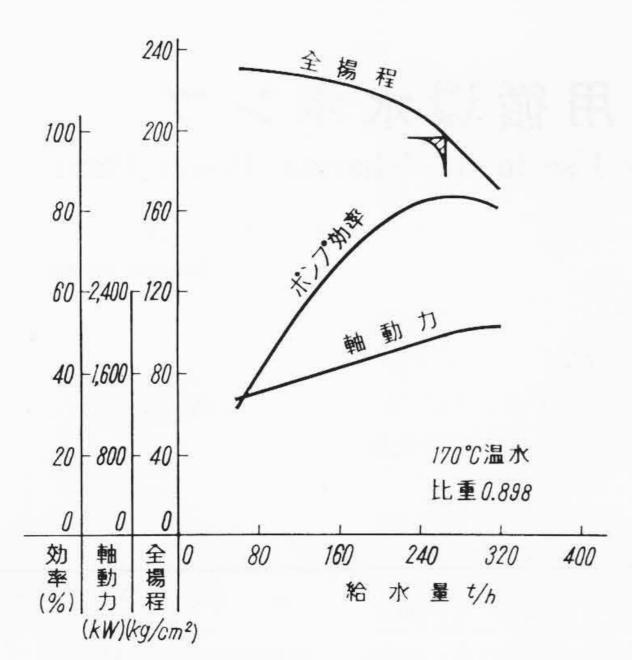
ポンプの構造は断面図(第6図)に見るとおり,高温,高圧にたいして最も信頼性の高いバーレル形二重ケーシング構造で、バーレルケーシングは鍛鋼、内ケーシングは輪切り形とし、13% Cr 鋳鋼製である。前に述べたとおり利用可能な NPSH にたいしてブースタポンプなしでもキャビテーションを起こすことなく運転できるようにするため1段目のみは両吸込形羽根車を採用した。1段目羽根車の周囲は1段目羽根車への吸込流路と1段目羽根車出口から2段目羽根車に至る流路とがたがいに交錯するので、1段目だけは案内羽根をやめてダブルボリュート形ケーシングとし、1段目羽根車に対する吸込流路をゆったりと確保し、羽根車の吸込性能を阻害しないようにしている。2段目以降は片吸込羽根車を一方向に配列した多段タービンポンプで、半径方向に作用する水力学的推力を各段ごとに完全に平衡させている。

このポンプの構造上の最も大きな特長は軸封装置と軸推力平衡装置である。軸封装置については前に述べたように高温,高圧,高速回転にたいして最も信頼性の高いブレーキダウンブッシングを採用した。また軸推力の平衡装置としてはパシフィック社独特のバランスドラムを採用した。

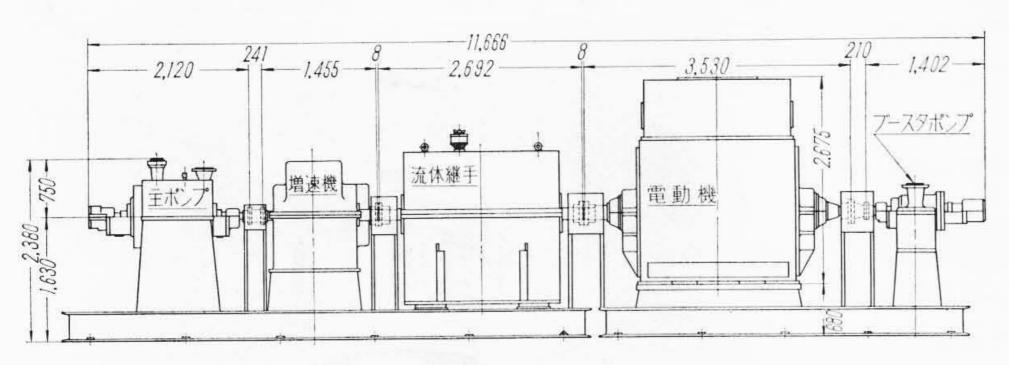
一般に高温、高圧のボイラ給水ポンプでは回転体とケーシングとの間の微小な間げきと軸のたわみとを考慮の上軸心の位置を決める必要がある⁶⁰。すなわち軸受の中心をケーシングの中心線から上方へ移動し、軸のたわみを微小な間げきの中で処理することにより、高いポンプ効率を維持し、しかも長期間にわたって安定した運転を行なえるようにする。これらの量はいずれもきわめて微小であり、実測確認することが必要である。たとえば軸のたわみ量を高精度で計算するためには羽根車のはめあいが軸の剛性に及ぼす影響もあり、軸自体も単一な形状ではないので、その計算はかなり複雑となり、精度の低下を招くことになる。

従来のバランスジスク形軸推力平衡装置をやめてバランスドラム 形軸推力平衡装置を採用することにより、軸のたわみを考慮に入れ て回転体とケーシングとの間の微小な間げきを実測確認の上、軸受 中心の位置を決定することがよりいっそう確実になった。さらにバ ランスジスク形軸封装置を採用した場合には、バランスジスクしゅ う動面での軸方向の間げきと、バランスジスク保護のための推力軸 受の油膜の厚さ、ケーシングおよび軸の熱膨張差を考慮の上バラン ランスジスクと推力軸受との相対位置を慎重に決める必要がある が、バスジスドラムについてはこのような組立上の繁雑さがなく、 回転体の軸方向の位置決めが容易である。

なおバランスドラムを採用した場合, この部分で一方向に配列さ



第7図 中国電力株式会社水島火力発電所第2号権 (156 MW) 用ボイラ給水ポンプ試験結果



第8図 東京電力株式会社五井火力発電所第4号罐(265 MW)用 ボイラ給水ポンプ寸法図

れた羽根車が発生する軸推力の大部分を平衡させ、残りの軸推力を 軸端に設けた推力軸受で完全に平衡させている。

第7図は工場試験結果を示し、ボイラ給水ポンプとして絶対必要条件である完全下降特性を得、しかもポンプ効率83%という高い値を得ることができた。

4.2 東京電力株式会社五井火力発電所第 4 号籬 (265 MW) 用 ボイラ給水ポンプ

過熱器出口における蒸気条件が $175.8 \text{ kg/cm}^2\text{g}$, 571/568 の UP ボイラ用ボイラ給水ポンプであるため吐き出し圧力が高く($239 \text{ kg/cm}^2\text{g}$), ポンプを 4 台編成としたためにポンプの回転数は 7,200 rpm という高速回転を採用し、ポンプの所要 NPSH を確保するために 両吸込形単段ボリュートポンプをブースタポンプとして採用した。

配置は第8図に見るとおり両軸形の電動機軸の一端に流体継手および増速機を介して主ポンプが連絡され、電動機軸の他端にはブースタポンプが直結され、全長は約12mに達する。ポンプの主な仕様は次のとおりである。

4台 数 台 バーレル形多段タービンポンプ (6 RX BFI) 形 式 (ブースタポンプ付き) 段 数 6 200 mm 径 吸 込 П 吐出口 160 mm 径 333 t/h量 給 水

232.3 kg/cm²

程

全

吐 出 圧 力 239 kg/cm²g 押 込 圧 力 6.7 kg/cm²g 回 転 数 7,200 rpm 給 水 温 度 165.5℃

電 動 機 3,150 kW, 4 P, 50~, 1,500 rpm (s. s)

ポンプの2段目吐き出し圧力を抽水し、アテンペレータに散水可能にするため、内ケーシングとバーレルケーシングとのはめ合いが特殊となっていることと、ブースタポンプを付属させたため主ポンプは1段目も片吸込形羽根車を採用していることのほかは前記水島発電所第2号権用ボイラ給水ポンプの構造と同じである。

UPボイラとしての給水制御性能を満足するために流体継手による速度制御を行ない、3台または2台のポンプを並列運転したときにも安定した制御が可能であるように、十分な下りこう配を持った完全下降性能のポンプを採用した。3台のポンプを並列運転したままボイラの13 MCR 運転時の給水量まで自動的に制御することができる。そのほか、たとえばプラント起動時に過熱器バイパス弁部分における振動、騒音を避けるため規定回転数の40%程度の低速

回転で運転することなど従来の一定回転数で運転する ボイラ給水ポンプにはなかった新しい制御上の課題に ついても十分検討された特性を採用した。

貫流ボイラでは給水を高純度に維持する必要があるが、この的目のために最も適した 13% Cr 鋼を羽根車、案内羽根、内ケーシングに採用するなどのほか、鋳造品の仕上処理についても細かい注意が払われている。

5. 結 言

最近のボイラ給水ポンプの進歩について,特にポンプ自体の基本的な問題について述べたが,国外では

10,000 ps をこえる大容量のボイラ給水ポンプや, 超臨界圧プラント 用ボイラ給水ポンプが多数製作されている。またわが国でも蒸気タービン駆動のボイラ給水ポンプがつぎつぎと製作されつつあるので, 本文ではふれなかった問題点たとえばポンプの駆動方式制御方式など新しい課題が多数あるが, これらについては次の機会に紹介したいと考えている。

ポンプの基本的な問題点についてもこれまで述べてきたようにその進歩の跡は著しく、性能的にも構造上でも数多くの改良がなされていると同時に、ボイラ給水ポンプの使用条件は日増しに高温、高圧、大容量となり、主機と同様な高度の信頼性がいっそう強く要求される。日立製作所では大形ボイラ給水ポンプとしての国産第1号機を製作し、その後も多くのボイラ給水ポンプを製作してきたが、この既存の技術と設備にさらにパシフィックポンプ社の高度の設計と信頼性を加えた日立パシフィックボイラ給水ポンプを製作し、わが国の火力発電技術の進歩の一端に参画し、寄与したいと念願している。

参 考 文 献

- (1) 寺田: 日立評論 別-19, 61 (昭 32-9)
- (2) 堀内, 二宮: 日立評論 43,736 (昭 36-6)
- (3) R. A. Strub, W. Ryman: Sulzer Reserch Number., 1961,
- (4) J. H. Harlow: ASME Paper No. 56-A-165, 1957
- (5
- (6) 山田: 機学誌 第65巻 第519号,63(昭37年)