

〔展望〕

火力、原子力発電用大型給水ポンプ

工藤良一郎*

1. まえがき

火力用・原子力用を問わず、給水ポンプは発電所補機の中で最も大動力であるため、高性能であることはもちろん急激な大容量化にともなう苛酷な使用条件、また予備機容量の削減などから事故の無い信頼性の高いものであることが特に要求されている。

本稿では高揚程、多段ポンプの代表例としてボイラおよび原子炉給水ポンプの最近の傾向および特徴などについて述べてみたい。

2. 火力発電用ボイラ給水ポンプ

戦后飛躍的成長を遂げた我が国の火力発電プラントは昭和42年超臨界圧力発電所が始めて建設されてより更に大容量化の一途をたどり、現在100万KWプラントが既に稼動されている。第1表はこれら超臨界圧力プラントに使用されているボイラ給水ポンプの要目を示す。

2-1 国産最大容量ボイラ給水ポンプ

100万KW火力プラントとして先ず東京電力鹿島発電所第5号および第6号ユニットが建設されたが、これらは輸入プラントであり、給水ポンプは米国のバイロン・ジャックソン社より納入されている。

東京電力袖ヶ浦発電所第2号ユニットはこれと全く同出力のものを国産機でまかなうことになったもので、そのボイラ給水ポンプは荏原製作所が製作し納入している。ポンプは50%容量タービン駆動主給水ポンプ2台と25%容量電動機駆動予備給水ポンプ1台とから構成されており、各々ブスターポンプが設けられている。

主給水ポンプの主要々目は下記の通りである。

ポンプ型式：エハラ・バイロン式二重胴形

機名：16×16×18-5 stg.HDB

吸込口径：381mm

吐出口径：298.5mm

段数：5段

吐出量：1740t/h

吐出圧力：310kg/cm²g

給水温度：155.1℃

回転速度：5250rpm

駆動機出力：20,000KW

ポンプ効率：86%

本体重量：19,000kg

図1は本ポンプの断面図であり、また図2は工場組立時におけるポンプの外観を示す。

2-2 ポンプの構造と特徴

ボイラ給水ポンプの吐出圧力はプラント系統の中で最も高く、特に超臨界圧力プラントにおいては300kg/cm²を越えている。このように圧力がきわめて高いにもかかわらず大容量ともなるとポンプの水量もかなり多く、また回転速度も高く選定できるので比速度の関係によりポンプ段数はそれほど多くならず5～6段程度でおさまっている。しかし主給水ポンプの駆動機が復水式タービンで、そのため回転速度をあまり高くとれない場合にはポンプ段数は比較的多くなる。50Hz地区60万KW用給水ポンプの中には回転数が4500r.p.mで8段のものが多い。

ケーシング構造は例外を除いて全て二重胴体形であり、内部ケーシングは輪切り形および水平上下割り形いずれの型式も採用されている。

超臨界圧力プラントでは蒸気密度が大きく、またボイラは自由表面を持たないモノチューブ式であるため、ダンプテスト時などになんかの衝撃がポンプにかかって来る。また吐出配管も肉厚であるためポンプノズルで許容し得る配管荷重もかなり大きい値が要求されるので、ポンプケーシングは特に高い剛性を持つように考慮されなければならない。

吐出カバーを締めつけているボルトのサイズもきわめて大きくなり、ボルトヒータを使用して熱締めを行ったり、あるいはテンショナーを使用しボルトを十分に引き伸ばした状態でナットを締めつけるような方式がとられている。

ポンプの締め切り圧力は400kg/cm²位にまで上るので外部ケーシングの耐圧テストは600kg/cm²近い

* 荏原製作所

第1表 我が国における超臨界圧プラント用ボイラ給水ポンプの代表例

出力MW	電力会社名	発電所名	水量t/h	吐出圧力kg/cm ²	回転数r.p.m	給水温度℃	原動機KW	台数	製作者	納入年
1000	東京電力	鹿島#5	1740 870	310 312	5250 5600	155.1 155.1	20,000 10,450	2 T (主) 2 M (予)	B.J.	1973
		鹿島#6	1740 870	310 312	5250 5600	155.1 155.1	20,000 10,450	2 T (主) 2 M (予)	B.J.	1973
		袖ヶ浦#2	1740 870	310 312	5250 5600	155.1 155.1	20,000 10,450	2 T (主) 1 M (予)	荏原	1974
		袖ヶ浦#3	1740 870	319 308	5250 4830	157 149	19,700 10,900	2 T (主) 1 M (予)	日立-I.R.	1975
		袖ヶ浦#4	1750 875	311.5 312.3	5250 5800	149 149	18,500 11,000	2 T (主) 1 M (予)	三菱	1977
700	中部電力	知多#4	1300 650	300 294	5500 6550	185.2 170.2	14,000 7,500	2 T (主) 1 M (予)	荏原	1972
		知多#5	1300 650	300 294	5500 6550	185.2 170.2	14,000 7,500	2 T (主) 1 M (予)	荏原	1976
600	東京電力	姉崎#1	1160 580	305.3 310.8	4500 7000	147 147	12,000 6,700	2 T (主) 2 M (予)	W.O.	1967
		姉崎#2	1130 565	305.3 310.7	4500 7100	145.5 145.5	11,600 6,700	2 T (主) 2 M (予)	荏原	1968
		鹿島#1	1130 565	305.3 311.1	4500 6800	147.1 147.1	11,900 6,720	2 T (主) 2 M (予)	日立	1969
		鹿島#2	1130 565	316.5 327.2	5850 6375	143 143	11,600 6,800	2 T (主) 2 M (予)	三菱	1969
		袖ヶ浦#1	1130 565	305.3 310.7	4500 7100	145.5 145.5	11,600 6,700	2 T (主) 1 M (予)	荏原	1973
	関西電力	海南#4	980 560	309.5 309.5	5700 5950	173.5 173.5	11,500 7,000	2 T (主) 1 M (予)	日立	1971
		姫路II#5	950 540	309 309	5850 6250	175 175	11,000 7,100	2 T (主) 1 M (予)	三菱	1972
500	中部電力	知多#3	968 484	302 307	5000 7400	162.3 162.3	10,000 5,600	2 T (主) 2 M (予)	W.O.	1967
		西名古屋#5	940 470	305 308	5000 6300	182 173	10,400 5,900	2 T (主) 1 M (予)	日立	1973
		渥美#1	940 470	294 286	5000 6700	155.4 155.4	9,600 5,500	2 T (主) 1 M (予)	荏原	1970
450	関西電力	海南#1	730 400	305 310	6000 7200	174 174	8,560 5,100	2 T (主) 1 M (予)	三菱	1969
		海南#2	730 400	305 310	5460 6750	174 174	8,565 5,100	2 T (主) 1 M (予)	日立	1970
	四国電力	阿南#4	800 400	307 314	5700 6700	174.5 174.5	9,100 5,200	2 T (主) 2 M (予)	荏原	1975

(注) W.O.: ウォシントン社 (米), B.J.: バイロン・ジャックソン社 (米), I.R.: インガソル・ランド社 (米)

高い圧力で行なわれる。

最も主要な部品である羽根車はその外周速度が高速大容量のもので120～130m/sec位に達するため、性能上の配慮と相いまって強度的に特に慎重な設計が必要とされる。羽根車材質は13%クロム鋼が普通であるため高速流に対する耐食性は充分である。

次に軸受の問題であるが、給水ポンプでのオイルホイップは従来ほとんど無かったけれども最近のように主軸ジャーナルの径が大きくなって来ると何らかの予防対策をこうしておくべきであり、圧力ダム方式、ティルティングパット方式などが採用されて

いる。

2-3 スタフリングボックス型式

スタフリングボックスの型式はポンプ保守の面で最も注目されるところである。比較的小容量のポンプではグランドパッキングまたはメカニカルシールが採用され、構造・摺動部材質の組み合わせなどにより出来るだけ寿命を長くするように考慮されているが、メンテナンス・フリーを期待することは難しい。最近の大型ポンプに対してはもっぱらフローティングリング形またはスロットルプッシュ形が採用されているが、これらの型式は恒久的な寿命と保守

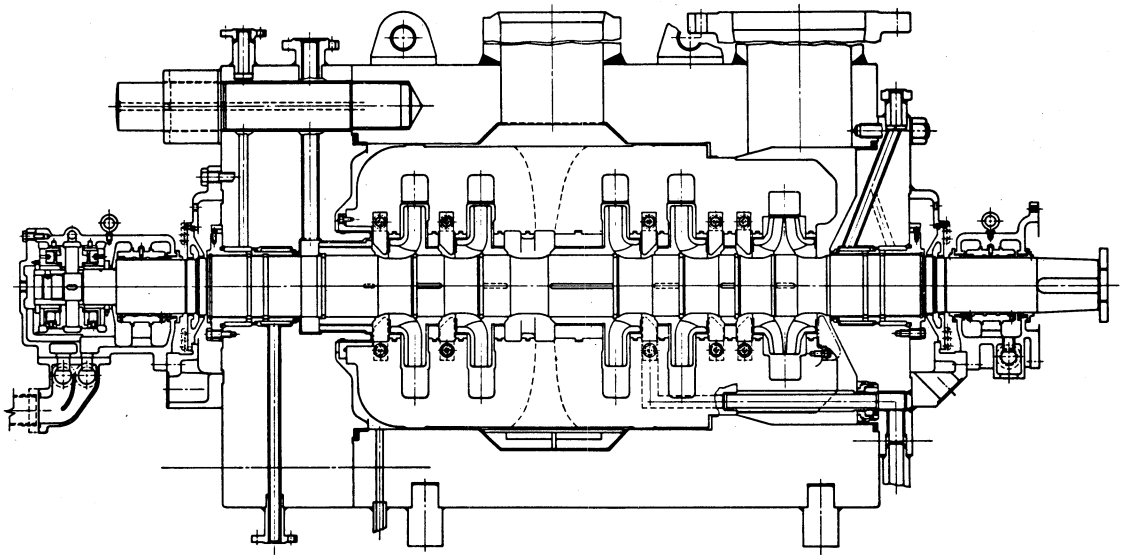


図1 100万kW用ボイラ給水ポンプ断面図

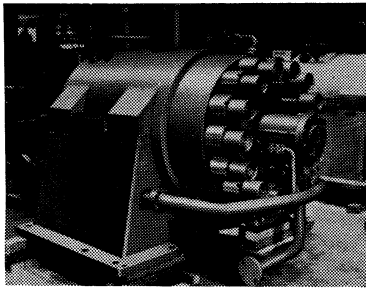


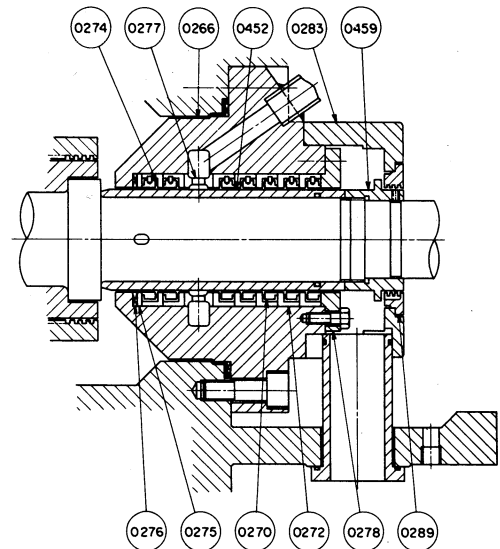
図2 100万kW用給水ポンプ写真

不要を目標として開発されたものである。外部よりシーリング水の注入および漏洩水の回収などを必要とし、これらの系統を含めると多少複雑なものとなるが、圧力・温度および回転速度にほとんど制限なく使用でき、数多くのすぐれた実績を有している。

2-3-1 フローティングリング式シール

フローティングリング方式は第3図に示されるようにシールリングとリテー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。

シールリングはリテーナにピンで回り止めされており、軸スリーブとの間隙を微小に保ちながら軸直角方向に遊動するので自動調心作用がある。ポンプ内部の高温水を直接外部へ漏らすとフラッシングするため、運転中・停止中にかかわらずシーリング水として復水を注入する必要がある。この復水の一部



品 番	部 品 名	品 番	部 品 名
0266	プレッシャレデュシ ングケース	0277	ランタンリング
0270	シールリング	0278	グランド
0272	リテーナ	0283	ハウジング
0274	バネ	0289	バップル
0275	リング	0452	スリーブ
0276	エラスチックパッキン	0459	ロックナット

図3 フローティングリング式シール

はポンプ内部へ漏れ込み、大部分はポンプ外部へ漏洩する。内部漏れ込み量や外部漏洩量が多くなると、

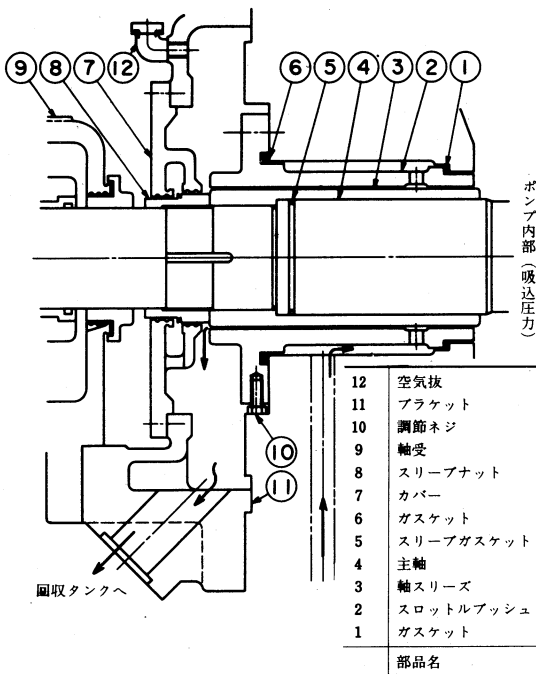


図4 スロットル・ブッシュ式シール

ポンプのウォーミング効果に影響を与えたり復水ポンプ容量の上昇を伴うので注入水量はできるだけ少ない方が好ましい。

フローティングリングシールは間隙を微小にして漏れを少なくしているにもかかわらず、軸のたわみやケーシングの熱変形に自由に追従するので、かじり付きの危険性が少なく、積局的に摺動回転する部分がないので、寿命が長く保守が容易であり高度の信頼性を発揮する。

2-3-2 スロットルブッシュ式シール

スロットルブッシュ方式は第4図に示されるように一個の長いブッシュで軸スリーブとの間に適度な間隙を保って固定されているものであり、ブッシュの中間にシーリング水を注入して高温水の噴出を防止している。フローティングリングのようにラジアル方向に遊動することはできないので、ブッシュとスリーブとの間隙は比較的大きく設計しなければならず、したがってシーリング水の量はフローティングリング方式に比べて若干多くなる。しかし長期間の運転経験に基づいて下記のような改良を加えられたスロットルブッシュ方式は、他のシール方式と異なって摺動する面が全くないということで寿命が長く、取り扱いも簡単で非常に高い信頼性をもった型式であると考えられる。

(a)ブッシュの内面と軸スリーブの外周にスクリー形(スクリーン)の溝を設け、スクリーポンプ作用により漏洩を少くすると同時に、ブッシュとスリーブが接触して摩耗したり異物に対してかじり付きを生じないように考慮されている。

(b)最近の大型ポンプにおいては、軸スリーブを取り去り主軸とブッシュが直接摺動するようにしている。これはシーリング水注入系統の不慮のトラブルにより注水が停止したとき、高温水がポンプ内部より噴出して来るので、軸スリーブがあるとまずスリーブが急速に膨張して間隙が狭くなり、ブッシュと焼け付きを起こすことを防止するための手段である。

(c)スロットルブッシュに対するシーリング水の注入系統であるが、ポンプ内圧より若干高い圧力で注入する圧力制御方式と、スタフィングボックス出口における漏洩水の温度が一定となるように調整する温度制御方式とがある。圧力制御のときはポンプ停止中冷水がポンプ内部に入り、ケーシングのウォーミングの均一化を妨害し、また脱気器を通らない水がポンプ内部に入るので好ましいことではない。これに反し温度制御は、ブッシュの中間に注入されたシーリング水とポンプ内部の高温水とを混合させて、スタフィングボックス出口の温度が一定(50°～60℃)となるように制御するので、冷水がポンプ内部に入り込むことはない。

2-4 主要部の材質

二重胴形の外部ケーシングは一般に炭素鋼の鍛造で製作され、インロー部やガスケットの当り面のみを18：8ステンレス鋼の盛金によって保護しているのが普通であるが、高速回転になると外部ケーシングと内部ケーシングの隙間を通る給水の流速が限度以上に大きくなるので、通水部全面に亘って18：8ステンレス鋼を肉盛りし浸食を防止したものが多い。

羽根車、ディフューザおよびうず巻室などは従来より5%クロムまたは13%クロムなどの合金鋼が使用されているが、大容量となりますます高流速になるにつれて13%クロム鋼に統一されてきているようである。

各段間の回転部と静止リングの摺動部および推力つり合い装置の摺動面などは、高い圧力差による摩耗を極力少なくするため耐食性ならびに耐摩耗性の優れた材質が要求される。過去においては13%クロム鋼にステライト盛り金をしたものや窒化処理をほどこしたもののなどの組み合わせが多く使用されていたが、最近では特殊クロム鋼を熱処理して硬度を上げ、また硬度差をつけたものの組み合わせの方が摺

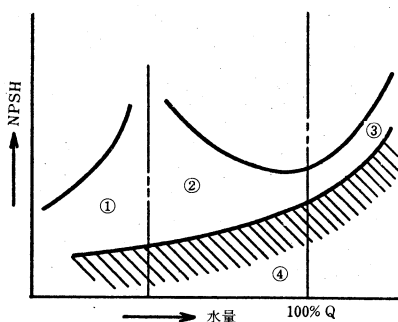


図5 キャビテーション発生図

動と高速流による摩耗に対して良好な結果を得ているようである。

主軸は一般的に13%クロム鋼の鍛造で製作され適当な抗張力・硬度を保つように焼入れ焼戻しされる。

熱処理、荒引き加工などによる歪を取るため焼鈍を行うのが普通であるが、この際曲りを防止するため立型炉にて行うことが望ましい。

次に軸受ジャーナル部についての問題であるが、大容量機となると軸受の面圧が高くなり、また周速もかなり早くなるので、タービン軸受などでも最近問題となっているクロム合金鋼に特有なワイヤーウール状の損傷を生じる恐れがポンプにおいても同様に起って来ている。これは潤滑油中の異物が軸受内部に浸入して局部的に損傷したとき、ジャーナルと凝着摩擦によってジャーナルがむしり取られ、その結果生じる生成物と軸受が同じ現象を繰り返すことによってジャーナル全面が刃物で切削されたような状態に損傷を生ずる現象である。従って大型・高速となって軸受の周速がある限度を越すと、このような事故を防ぐため軸受ジャーナル部に特殊表面処理をほどこすことが品質向上の点より重要である。硬質クロムメッキまたは炭素鋼の盛り金などがその特殊な方法として採用されている。

2-5 ポンプの低速ターニング

給水ポンプ駆動用の蒸気タービンは起動に先立って、また停止後にターニングギヤーによる低速回転でのターニングを行うことが必要である。過去においてはこのターニングはポンプにとって好ましくないもので、なるべく避けることを提唱するポンプメーカーが多かった。その理由は規定の回転数では摺動部の差圧が大きいため異物が混入しても押し出されるが、回転数が低下して圧力が下って来ると段間の圧力差も小さくなり異物を流出させることが出来なくなっ

る。そのため例えばターニングを行わず急速に回転数を2000rpm程度まで上昇させタービンの振動その他に異常の無いことを確認の上除々に規定回転数まで上昇させる方式を取るとか、あるいはポンプとタービンとの間に分離クラッチを設けてタービンのみのターニングを行うようにした装置もある。しかしこのような運転方式は実状にそぐわないことであり、やはり自由にターニングすることの出来るポンプであることが必須の条件である。摺動面に溝を加工する方法などは異物によるかじり付きに対して有効な処置であるが、いずれのメーカーのポンプにおいても何らかの改良を加えることによって現在では一般にターニングは自由に行なわれており、そのために事故を生じることは殆んどないようである。

2-6 NPSHと低負荷運転

ポンプを規定容量近辺で連続運転している場合はあまり問題は起らないが、低負荷で運転する頻度の多いプラントではポンプ1段目羽根車にキャビテーションを発生し、なし地状の浸食を生ずる例が多い。建設当初のようにポンプをミニマム・フローで長時間運転するとか夜間に負荷が低下することが屢々起る時にこのような現象を生じることがある。一般にポンプの必要NPSHは少水量になるほど小さくなると考えられているが、これは揚程曲線が低下しない限界という意味のNPSHであり羽根車入口部に生ずる初期のキャビテーション発生に関しては別に考えなければならない。キャビを発生した場合の現象はその発生段階に応じて第5図に示すような様相を呈するものであることは周知の事実であり、図の①②③の範囲はポンプの性能には影響を及ぼさないが羽根車入口部に初期のキャビテーションを発生する範囲、また④は性能の低下する範囲である。

ポンプ計画①②③のキャビを完全に防ぐためには非常に大きな有効NPSHをつけなければならない。

しかしこれは実際的ではなく、かつこれらのキャビは一般に微細であり性能上の悪影響はないので、NPSHは普通④の範囲を防止するという条件で定められることが通例であった。しかし大容量のポンプに対しては運転条件とも考え合わせて有効NPSHに相当の余裕を見て初期キャビテーションの影響も出来るだけ軽減するように考慮されている。

2-7 ポンプの騒音

ポンプの出口圧力は羽根車翼数と回転数との積に担当する振動数で脈動しており、この脈動は部分負荷になる程激しい。ポンプを含めた送水系はポンプ回転数の周波数の他に、この脈動による周波数で振

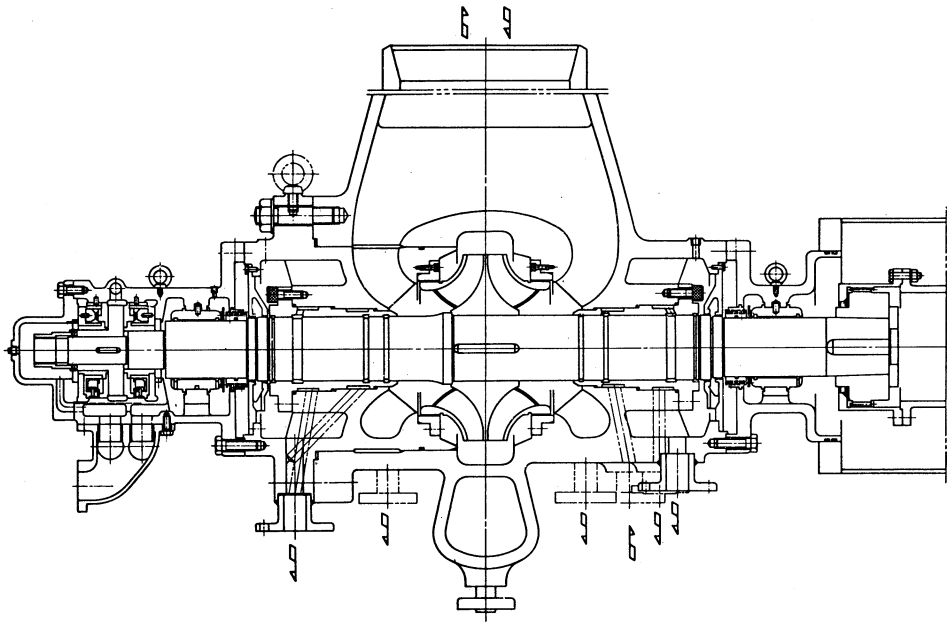


図6 リアクター給水ポンプ断面図

動し、またこの振動が音響となって現れる。羽根車の翼枚数が多いほどこの圧力脈動が小さく安定しているが、その他に羽根車外周とディフューザ内周との間隙を出来るだけ大きくする、また各段の羽根車出口翼の位置を少しづつずらしてディフューザとの関係位置を調整すること等が有効な手段である。更に最近の大型ポンプの中には、最終段の羽根車を出た給水が屈折させて作られた通路を通り抜けることによって圧力脈動が減少して吐出ノズルに導かれるような方式を採用しているものがある。

給水ポンプの騒音レベルはこのような処置を施したもので95ホン位であるが、増速機などが付属すると更に高くなる。最近は特に騒音を出来るだけ下げることが要求されるので、ポンプおよびその付属機器すべてを覆うような防音カバーを設ける場合が多い。

3. 原子力発電用リアクター給水ポンプ

原子力発電プラントも急激に大容量化し既にBWRで110万kW、PWRで117.5万kWが建設中である。火力と比べて蒸気圧力が低いので、給水ポンプの吐出圧力は比較的低い80kg/cm²程度であるが、それに代って流量がかなり多いのが特徴である。従ってポンプ段数は一般に少なく50万kWまでは2極電動機直結で段数は3段ぐらいであるが、75万kW以上では主給

水ポンプはタービン駆動となり回転速度も高く選定されるのでポンプ段数は単段でおさまってしまう。

圧力が低いのでケーシングは普通一重であり、第6図に示されるように立割り単段両吸込型のものが多い。しかし最近では品質保証の点で信頼性を高めるため鍛造品のバーレルを有する二重胴形が採用されている例もある。

単段の場合は一枚の羽根車に大動力が全てかかるので強度的に特に慎重な設計が必要とされる。しかし軸受スパンが短いので軸の撓みが小さく剛性軸の設計となっており、負荷変動の激しい苛酷な使用条件に対して高い信頼性を有する。

軸封機構や軸受構造などは火力の給水ポンプと同様な方式が採用されており、特に変わったものは使われていない。

一般に原子力プラントでは給水ポンプ吸込側には脱気器が無い場合が多く、復水ポンプ出口から加熱器を通して直接連結されている。従って給水温度が高くまた負荷に応じて加熱器の抵抗による圧力損失が変るので給水ポンプの吸込圧力は大巾に変動する。

例えば給水温度195℃の吸込系統で、常用吸込圧力が30kg/cm²とすると、ミニマムフローの近くでは吸込圧力は60kg/cm²ぐらいに上昇する。

第2表は我が国における代表的リアクター給水ポンプの要目を示している。

第2表 我が国における原子力発電用リアクター給水ポンプの代表例

出力MW	電力会社名	発電所名	水量t/h	吐出圧力kg/cm ²	回転数r.p.m	給水温度℃	原動機KW	台数	製作所	納入年
1175	関西電力	大飯#1	3770	82.8	6000	184.5	9000	2 T (主)	三菱	1975
			1770	75	3570	184.5	4000	1 M (予)	〃	
1100	東京電力	福島#6	3740	90	5200	191.7	8500	2 T (主)	I.R.	1976
			1870	101.5	5500	191.7	5500	2 M (予)	荏原	
826	関西電力	高浜#1	2800	86.7	5600	182.1	7600	3 M	三菱	1972
784	東京電力	福島#5	2450	91	5100	194.7	5800	2 T (主)	三菱	1973
			1225	96.2	2980	194.7	3400	2 M (予)	荏原	
		福島#4	2450	90.8	5520	194.6	5700	2 T (主)	日立	1975
			1225	96.5	2980	194.6	3400	2 M (予)	〃	
		福島#3	2450	91	5100	194.7	5800	2 T (主)	荏原	1972
			1225	96.2	2980	194.7	3400	2 M (予)	〃	
559	九州電力	玄海#1	1870	70.8	3570	183	4100	3 M	三菱	1973

4. あとがき

発電設備における給水ポンプの役割りはプラントが大容量化するにつれてますますその重要性を増し、今や発電プラントにおける主機の一つとして考えられるまでになって来ている。原子力関係機器の製造にともなって給水ポンプ全般の品質管理技術も格段

に向上した。従来経験を生かした慎重な設計技術と相まって今後より一層の高性能ならびに高い信頼性の要求に対して充分こたえて行けるものと信じている。

最近の大容量給水ポンプの要点について略述した。何らかの参考としていただければ幸甚である。