

中国造船工程学会 1962年年会论文集

第五分册

船用汽轮机与锅炉



国防工业出版社

中国造船工程学会
1962年年会论文集

第五分册
船用汽轮机与锅炉

本分册编辑

馬瑞彬、傅志方、陆行珊

国防工业出版社

1964

內 容 簡 介

本分册汇集了有关船用汽輪机与鍋炉的設計与制造經驗、船用汽輪机和燃气輪机的发展方向、船用鍋炉設計經驗、船用减速齒輪設計問題等11篇論文。

本书可供汽輪机和鍋炉专业的設計、工艺人員以及高等院校师生閱讀。

中国造船工程学会1962年年会論文集

第五分册

船用汽輪机与鍋炉

中国造船工程学会編

*

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第 074 号

国防工业出版社印刷厂印装 内部发行

*

787×1092¹/₁₆ 印張 15¹/₂ 353 千字

1964年11月第一版 1964年11月第一次印刷 印数: 5,001—1,000册

統一书号: N15034·813 定价: (科八-2) 3.20元

中国造船工程学会
1962年年会论文集

第五分册
船用汽轮机与锅炉

本分册编辑

馬瑞彬、傅志方、陆行珊

国防工业出版社

1964

內 容 簡 介

本分册汇集了有关船用汽輪机与鍋炉的設計与制造經驗、船用汽輪机和燃气輪机的发展方向、船用鍋炉設計經驗、船用减速齒輪設計問題等11篇論文。

本书可供汽輪机和鍋炉专业的設計、工艺人員以及高等院校师生閱讀。

中国造船工程学会1962年年会論文集

第五分册

船用汽輪机与鍋炉

中国造船工程学会編

*

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第 074 号

国防工业出版社印刷厂印装 内部发行

*

787×1092¹/₁₆ 印張 15¹/₂ 353 千字

1964年11月第一版 1964年11月第一次印刷 印数: 5,001—1,000册

統一书号: N15034·813 定价: (科八、-2) 3.20元

前 言

中国造船工程学会于1962年10月30日在上海正式成立，与此同时，举行中国造船工程学会1962年年会。会议在党的正确领导下，在有关单位的大力支持下，充分发扬了党的百花齐放，百家争鸣的方针，使五天半的学术活动呈现出一片活跃气氛，取得了很大成果。

这次会议共收到140多篇来自全国各地的学术论文，由于这是第一次全国性的年会，所采取的是综合性的形式，从论文的性质来分，有对某一专业发展方向的综合评述，有对某一研究成果的专题论著，也有对某一项具体技术工作的经验介绍。从论文的内容来分，有船体专业、船用机电设备专业、工艺铸工专业和航海驾驶专业等，几乎包括了船舶工业的各个有关方面。在会议期间共分十三个专业小组进行论文宣读和讨论。

在会议期间由于论文印刷份数有限，参加会议的绝大部分同志，都不能获得论文全文。因此不少同志反映，希望能获得有关论文资料。为此，我会决定出版论文集，以满足大家需要。

本论文集根据会议宣读与讨论的结果，挑选质量稍高的论文，以主要专业，分成船舶力学、运输船舶、渔船、船用内燃机、船用汽轮机与锅炉、船用电机电器、船舶工艺和航海驾驶等八个分册出版。每一个分册有若干篇论文，并附有对该篇论文的讨论意见。

本论文集的出版是我会初次尝试，同时编写人员限于水平，误编不妥之处，亦在所难免，恳请读者批评指正。

中国造船工程学会

1963年8月

序 言

本分册是中国造船工程学会总会成立及 1962 年年会学术活动中有关船用汽轮机与锅炉方面的論文选集。本分册选輯了船用汽轮机的設計、制造、低負荷經濟性、国外渦輪机发展述評、叶片减振、船舶鍋炉的設計、煤粉炉膛研究及船用管系法兰标准化等論文 11 篇。

“5000 馬力船用汽轮机設計与制造”一文，总結了我国自行設計制造的第一台船用汽轮机的經驗，論述了这一台机組的技术經濟性能、热力計算和强度計算数据、主要部件的工艺問題以及平台空載試驗結果。文章回顾了这台机組的設計試制过程，指出第二台机組設計改进的現實方法并对第一台机組迅速用于实船提出希望。

“略論船用汽轮机基本設計”这篇文章，論述了船用汽轮机进行方案設計和方案比較的方法和步驟。文中也提出了进行方案設計和方案比較計算的依据和条件，并推荐了在进行方案比較計算时若干数据。

船用“5000馬力单缸及双缸汽轮机組的方案設計与比較”这篇文章的主要内容曾在上海交通大学 2 系学术报告会中討論过，在这次学术活动中由动力装置学組負責人約請論文作者写出，作为对上述两篇論文的补充。这三篇文章对照来看，对讀者是会有很大帮助的。

“船用齿輪减速器設計中若干問題的探討”对船用减速齿輪設計中各主要数据的選擇和結構設計中各傳动型式的選擇、傳动比的分配、材料的選擇提出論述和商討。对船用减速齿輪設計的几个主要問題有較詳盡的論述。

“資本主义国家舰用汽轮机組的发展”，“資本主义国家船用燃气輪机的发展”两文系統地評述了几个主要資本主义国家在舰用汽轮机和船用燃气輪机的最新成就和已达到的技术水平和发展趋向，資料丰富，可供讀者找到发展方向的綫索。

“提高低負荷时舰船汽轮机組經濟性的措施”一文分析論証了影响舰船汽轮机經濟性的几个因素，論述了几种功率調节的方法，并指出采用旁通調节——慢速級組的应用是提高舰船汽轮机組低負荷經濟性的有效方法。

“影响渦輪机叶片减振性能的主要因素及阻振方法”一篇探討了影响渦輪机叶片减振性能的一些主要因素，分析了各种阻振方法的优缺点和国外机組的实例；提出采用阻振拉筋，减振效果較好，結構亦較簡單。

“八年来船用水管鍋炉設計經驗”是对船用低参数自然循环水管鍋炉設計工作的經驗总结。文中論述了設計中如何提高效率、改进結構和布置的措施，并推荐了若干数据。

“提高船用火管鍋炉煤粉燃燒效率的研究”系根据試驗室 19 次試驗資料，研究分析火管鍋炉提高煤粉炉膛效率的方法和达到的指标。論文并指出了进一步改进燃燒的途徑。

“对我国船用和陆用法兰标准統一的建議”一文对国内外十几种法兰标准进行了分析比較，对我国陆用与船用法兰的异同点和优缺点作了較全面的論述，指出将我国現行的陆

用法兰标准作为我国包括船舶在内的统一标准，是可行的，也是符合发展需要的。

本分册在编辑过程中，区士澄同志及高柱中同志付出了辛勤的劳动，本分册编者特向他们致谢。

目 录

前言	3
序言	4
5000馬力船用汽輪机的設計与制造	7
略論船用汽輪机基本設計	32
船用 5000 馬力单缸及双缸汽輪机組的方案設計及比較	43
提高低負荷时舰船汽輪机組經濟性的措施	65
資本主义国家舰用汽輪机組的发展	91
影响渦輪机叶片減振性能的主要因素及阻振方法	114
船用齿輪減速器設計中若干問題的探討	133
資本主义国家船用燃气輪机的发展	149
八年来船用水管鍋炉設計經驗	200
提高船用火管鍋炉煤粉燃燒效率的研究	214
对我国船用和陆用法兰标准統一的建議	229

5000馬力船用汽輪机的設計与制造

上海汽輪机厂設計科

(一) 緒 論

我国第一个五年計劃期間，造船工业的主要矛盾之一，是造机能力大大落后于船体；有好几只船下水后为了等待主机，竟在水中泡了几年，这种情况严重影响着造船事业的发展。因此国家的有关部門于1957年初提出了自行設計制造船用汽輪主机的計劃，为生产大功率船用主机打开了一条道路。当时中国唯一的汽輪机制造厂——上海汽輪机厂，正在設計中压25000瓩发电用汽輪机，对陆用汽輪机的生产还只有三年的經驗，但考虑到国家的需要，毅然接受了船用汽輪机的任务。

設計工作是較正規地按照三阶段制度进行的，技术任务书由当时的船舶工业管理局第二和第四产品設計室、造船科学研究所、上海海运局等单位与上海汽輪机厂設計科經過多次方案設計，选定船型，反复协商后才肯定下来的。技术任务书中規定机組功率为5000馬力，也規定了进汽参数为30大气压，420°C，排汽压力为0.05大气压，螺旋桨的轉速为110轉/分。同时还对机組提出了有效效率不低于75%及总重量不大于75吨的經濟指标。技术任务书于1957年7月份在北京由第一机械工业部及交通部組織了联合审查，审查会上同时还批准了上海汽輪机厂提出的机組的初步設計。1958年2月，第一机械工业部及交通部又在上海审查批准了机組的技术設計。1958年8月上海汽輪机厂設計科完成了机組的全部施工圖紙。由于生产准备及大鍛坯厂外訂貨的拖延，1959年夏才正式投料制造。經過一年試制完毕，1960年6月在制造厂的試車台上，由上海市电机局主持了空負荷試車鉴定會議。但因鍋炉生产脫期未配套，及机組陆上重負荷試車台基建投資的取消，5000馬力机組至今尙未能安装在船上作进一步的試驗和使用。

(二) 設計情况

船用汽輪机在5000馬力这样的功率范围，無論在尺寸、效率、或重量方面都較难与低速直立式柴油机相匹敌；尤其是近数年来，柴油机廢气增压及燃用重油的巨大成就使汽輪机的技术經濟指标在相比之下，更显得不利。但由于1957年的油价按单位重量价格計算比煤价高10倍以上；按热值計算比煤价高5~7倍。而当时相类似功率的柴油机国内亦尙不能設計制造，因此决定这档功率的船用汽輪机在我国仍可作为发展机型之一，将用于沿海甲型客貨輪，5000~6000吨的干貨輪，7000~8000吨的貨輪，或申連綫等快速客輪上（双机組）作为主机。

設計这台机器时的总原則有下列几点：

1. 安全可靠，寿命长；
2. 經濟效率高，应接近当时世界先进水平；
3. 輕，外形尺寸小。

4. 結構系統簡單完善;
5. 操縱運行維修方便;
6. 材料加工設備立足于國內, 製造水平適合國內。

茲將設計時所遇到的一些關鍵問題分述于后:

1. 參數問題——長久以來英美以 32.5 絕對大氣壓, 399°C (450 磅/吋² 750°F) 的蒸汽參數作為小功率民用汽輪機船的一檔標準參數, 因在這個壓力溫度下許用碳鋼管道, 蘇聯同級的一檔參數為 28 絕對大氣壓, 395°C, 但近年來各國對碳鋼的許用溫度極限已有所提高, 勞氏法規提高至 450°C (850°F)。蘇聯 1956 年船規提高至 430°C (開始設計 5000 機時, 中國的船舶材料規範尚未正式頒發, 因此任務書中規定以 1956 年蘇聯船規為依據)。為了爭取較高的效率, 我們進行了參數的分析比較, 最後在技術任務書中推薦用 30 絕對大氣壓, 420°C 的進汽參數; 它比 400°C 的參數提高 2.0% 以上的熱經濟性, 排汽溫度亦較佳, 對末二級葉片受水珠侵蝕有利, 因此是一個較先進的小功率船用參數。排汽壓力定在 0.05 絕對大氣壓, 是在肯定冷卻海水為 24°C 后, 選取合適的冷凝器冷卻水流速及低壓缸末級葉片高度在應力許可情況下決定出來的。給水溫度 150°C 是考慮到效率要高, 但加熱器又不應太多的原則下決定的, 這樣可用三只加熱器, 包括除氧器來作給水加熱, 而汽輪機只具高、中二級抽汽, 低壓加熱的蒸汽來自汽輪給水泵的 1.2 絕對大氣壓排汽。

2. 機組的型式結構——經過分析比較決定採用雙缸并聯型式。由於我們對衝擊式汽輪機較熟悉, 因此高低壓缸的採用衝擊式。為了提高效率, 低壓缸末二級用反动度較大的等環流扭轉葉片。分缸壓力的依據是高低壓二缸的功率接近相等。為了減少級數減輕重量, 在高压缸內採用了直徑為 550 毫米的雙列復速級。由於船機快速操縱的要求, 高压轉子必須用正鍛結構。對高压缸內的壓力級級數, 直徑, 轉速, 強度及結構工藝等性能, 按不同的組合進行反復的方案計算與分析比較 (包括與低壓轉子轉速的比較), 最後得出 550 毫米, 5500 轉/分, 1 個復速級 6 個壓力級為最佳方案。葉型方面, 復速級採用當時認為效率較高 (有 30% 反动度) 的西屋葉型 (後于 1959 年在陸用 25000 機組上証實效果並不理想, 因此除第一台 5000 機外, 圖紙上已改為 МЭИ 葉型作今後生產之用)。壓力級採用了捷克 3045/45 葉型 (在我廠 6000 千瓦汽輪機上証明效率較高)。並採用部分進汽來增大葉片高度, 以提高級效率。隔板汽葉採用 1688 (西屋葉型)。高压缸隔板均用鋼隔板焊接結構。高压缸前端的蒸汽室內噴嘴分成 4 組, 各組面積分別為噴嘴進汽總面積的 50%, 30%, 20% 及 10%。50% 這一組噴嘴直接由正車操縱閥控制, 其它三組尚裝有手動噴嘴閥, 需要時可開關各閥門使負荷組合達到 50%, 60%, 70%, 80%, 90%, 100%, 110% 的數值。

低壓缸正車部分共 7 級。第一級節圓直徑為 1000 毫米。前 5 級動葉片採用 3045/45 的葉型 (第三級開始全進汽), 末二級用扭葉片, 末級節圓直徑為 1126 毫米。倒車功率為正車的 40%, 置在低壓缸內的另一端, 選用一個 1000 厘米的雙列復速級及一個 1000 毫米的壓力級均用捷克葉型。低壓缸若採用整鍛轉子有許多有利的方面, 如重量可減輕, 轉速可提高等, 只因鍛坯直徑較大, 當時國內無法解決, 因此用了套裝葉輪的結構。這種結構, 轉子的轉速與葉輪級數, 葉輪直徑, 葉輪應力, 葉輪振動, 軸的直徑, 轉子臨界轉速, 軸承的中心距及低壓缸的效率等八個變數相互影響, 相互矛盾, 因此在設計及計算時產生了不少困難。經過數十次繁復的試算與分析, 並与高压轉子的轉速相比較才得 4000 轉/分

較完善的結果，但輪孔应力偏高，最高達 3500 公斤/厘米²，只得採用 35XMΦA 的高強度合金鋼做葉輪材料。低壓缸的隔板採用鋼板汽葉及大頭汽葉，第二級後用鑄鐵隔板，茲將表 1：主要規格及熱力計算數據。表 2：熱力計算舉例（最終計算）及表 3：通流部分及主要尺寸數據一覽表列在下面。

表 1 5000馬力船用汽輪機主要規格及熱力計算數據

項目	名稱	單位	50 % 負荷	80 % 負荷	100 % 負荷	110 % 負荷	高壓缸 單缸運轉	低壓缸 單缸運轉	倒車
1	主汽門前壓力	公斤/厘米 ²	30	30	30	30	26.5	26.5	30
2	主汽門前溫度	°C	420	420	420	420	360	360	390
3	噴嘴前壓力	公斤/厘米 ²	28.6	28.6	28.6	28.6	22.8	1.78	28.6
4	初焓	大卡/公斤	782.5	782.5	782.5	782.5	751.5	751.5	766.4
5	進汽量	公斤/小時	9120	13770	18000	19940	11000	8500	13500
6	汽閥	—	—	—	—	—	—	—	—
7	噴嘴面積	毫米 ²	775	1200	1543	1716	1180	—	—
8	噴嘴只數	—	9	14	18	20	13	—	—
9	高	轉速	轉/分	4360	5100	5500	5680	3680	—
10	可用焓降	大卡/公斤	108.74	109.58	103.28	100.83	97.82	—	—
11	理想焓降	大卡/公斤	161.8	145.5	132.8	129.2	256.5	—	—
12	內效率	%	67.2	75.2	77.9	77.9	38.1	—	—
13	內功率	馬力	1513	2280	2814	3020	1663	—	—
14	低	轉速	轉/分	3180	3710	4000	4130	—	2680
15	可用焓降	大卡/公斤	103.26	115.78	122.65	126	—	124.95	120.7
16	理想焓降	大卡/公斤	130.76	140.42	149.22	147.57	—	259.3	243.8
17	內效率	%	79	82.4	82.1	84.2	—	48.1	49.5
18	內功率	馬力	1221	2045	2850	3240	—	1660	25.28
19	總	可用焓降	大卡/公斤	212	225.36	225.93	227.43	—	—
20	理想焓降	大卡/公斤	280.5	277.3	273.5	271.7	—	—	—
21	內效率	%	75.5	81.3	82.7	83.7	—	—	—
22	內功率	馬力	2734	4325	5664	6260	—	—	—
23	第一級抽汽壓力	公斤/厘米 ²	3.3	4.83	6.45	7.05	—	—	—
24	第一級抽汽焓	大卡/公斤	705.5	705.6	712.9	716	—	—	—
25	第一級抽汽量	公斤/小時	390	1060	1500	1600	—	—	—
26	第二級抽汽壓力	公斤/厘米 ²	1.44	2.18	292	3.2	—	—	—
27	第二級抽汽焓	大卡/公斤	673.8	672.9	679.2	681.7	—	—	—
28	第二級抽汽量	公斤/小時	1100	1250	1400	1550	—	—	—
29	進入冷凝器蒸汽量	公斤/小時	7560	11320	14880	16490	10810	8500	13210
30	冷卻水溫度	°C	24	24	24	24	24	24	24
31	排汽壓力	公斤/厘米 ²	0.0395	0.045	0.05	0.053	0.0484	0.04	0.1
32	汽封效率	%	99.4	98.8	98.6	98.4	98.4	1	1
33	機械效率	%	97	97	97	97	97	97	97
34	齒輪效率	%	97	97	97	97	97	97	97
35	機組效率	%	70.6	75.5	76.8	77.5	35.2	45.3	46.5
36	螺旋槳功率	馬力	2570	4070	5340	5890	1565	1560	2380
37	汽耗	公斤/軸馬力小時	3.55	3.38	3.38	3.38	7.03	5.45	5.67
38	折合不抽汽汽耗	公斤/軸馬力小時	3.35	3.06	3.05	3.05	—	—	—
39	給水溫度	°C	126	140	150	150	—	—	—
40	熱耗	大卡/軸馬力小時	2330	2170	2137	2137	—	—	—
41	熱效率	%	27.45	29.5	30	30	—	—	—

表2 高压缸第三級热力計算

項目	名 称	符 号	单 位	50%負荷	80%負荷	100%負荷	110%負荷	单缸运轉
1	級流量	G	公斤/小时	8970	13540	17710	19620	10810
2	噴嘴流量	G_c	公斤/小时	8834	13320	17437	19320	10645
3	初焓	i_1	大卡/公斤	715.16	716.13	723.8	727.46	698.08
4	初压	P_1	公斤/厘米 ²	4.13	6.2	8.24	9	4.85
5	初温	t_1	°C	265	270	287	297	231
6	理想焓降	Δh	大卡/公斤	13.06	13.78	14.2	14.76	11.48
7	終焓(等熵)	i_2'	大卡/公斤	702.1	702.35	709.6	712.7	686.6
8	背压	P_2	公斤/厘米 ²	3.3	4.83	6.15	7.05	3.90
9	压力比	P_2/P_1	—	0.8	0.779	0.785	0.778	0.805
10	理想速度	C_0	米/秒	331	339	344	351.5	=
11	速度系数	φ	—	=	=	0.97	=	
12	实际速度	C_1	米/秒	321	329	334	342	
13	平均直徑	D	毫米	=	=	569	=	
14	圓周速度	u	米/秒	130	152	164	169.5	109.5
15	速度比	U	—	0.393	0.4485	0.477	0.482	0.354
16	噴嘴損失	Δh_c	大卡/公斤	0.3	0.3	0.3	0.3	0.23
17	噴嘴出口焓	i_{2c}	大卡/公斤	702.4	702.65	709.9	713	686.83
18	噴嘴出口比容	v_{2c}	米 ³ /公斤	0.719	0.492	0.372	0.352	0.544
19	出口角正弦	$\sin \alpha$	—	=	=	0.2149	=	
20	汽道数	K	—	=	=	21/44	=	
21	节距	t	毫米	=	=	40.6	=	
22	断面收縮率	τ	—	=	=	0.819	=	
23	进汽垂直通道	$O_\perp$	毫米	=	=	315	=	
24	計算流通面积	f_A	毫米 ²	5500	5535	5400	5540	5350
25	全进汽噴嘴高度	l_i	毫米	17.45	17.57	17.13	17.60	17.65
26	折算高度	l_{iekn}	毫米	15.36	15.47	15.1	15.53	15.5
27		δ	—	0.051	0.056	0.0586	0.0588	0.0471
28		α	—	2.982	2.925	2.885	2.89	3.05
29	最佳高度	L_0	毫米	36.9	37.02	35.4	36	38
30	实际高度	L_c	毫米	=	=	36	=	
31	部分进汽折算高度	L_{red}	毫米	20.4	20.65	19.72	20.1	20.4
32	圓周效率	η_π	—	0.759	0.784	0.787	0.794	0.727
33	漏汽損失	C_y	—	0.985	0.9835	0.984	0.985	0.985
34	內效率	η_{oi}	—	0.747	0.771	0.775	0.781	0.715
35	焓降	$\Delta h_i'$	大卡/公斤	9.76	10.61	11	11.52	8.2
36	叶輪摩擦損失	N_m	仟瓦	1.4	1.135	2.78	2.8	0.5
37	折合热焓	Δh_m	大卡/公斤	0.136	0.070	0.135	0.12	0.04
38	有效焓降	Δh_i	大卡/公斤	9.62	10.54	10.865	11.4	8.16
39	級效率	η_s	%	73.7	761.5	76.5	77.1	71
40	終焓	i_2	大卡/公斤	705.51	705.59	712.935	716.06	689.92
41	內功率	N_{oi}	馬力	135	225	300	350	138
42	流量系数	β	—	0.833	0.862	0.854	0.867	=
43	临界流量	G_0	公斤/小时毫米 ²	1.97	2.95	3.83	4.19	2.39
44	計算流通面积	F_{pac}	毫米 ²	5550	5400	5420	5490	=
45	实际流通面积	F	毫米 ²	=	=	5400	=	

(續)

項目	名 稱	符 号	单 位	50%負荷	80%負荷	100%負荷	110%負荷	单缸運轉
46	动叶片高度	l_r	毫米	=	=	39	=	
47	动叶片只数	Z_r	只	=	=	94	=	
汽封漏汽 1 — 漏汽直徑261毫米，漏汽間隙0.25毫米，齿数 7								
1	漏汽面积	F_y	毫米 ²	=	=	209.5	=	
2	漏汽系数	β_s	—	0.33	0.355	0.34	0.344	0.33
3	漏汽量	G_y	公斤/小时	136	220	273	300	165

为了减少突然倒車时的热应力，倒車汽缸与低压汽缸的連接均給予較大自由膨脹的可能。倒車复速級叶輪也借装有徑向梢釘的紅套圈与主軸相联，以防驟然受热时松脫使叶輪作軸向位移。

高低压缸之汽封均沒有自动調节系統，汽封的最外二档为0.98 絕对大气压左右的吸气装置及 1.02 絕对大气压左右的送汽装置，均装有自动控制压力的 閥門，以避免汽封蒸汽漏入机艙。

高压缸第三級及高压缸排汽接管上沒有抽汽口，将蒸汽抽出作給水加热之用。为了使高低压缸的推力軸承更可靠地工作，我們采用了与徑向軸承分开的金氏 均压式 推力軸承，装在靠前端的軸承座內。

汽輪机各主要零件的应力数据及选用的材料規格可参閱表 4。

机組的詳細結構及布置情况可参閱图 1，图 2，图 3。

3. 減速齒輪——設計制造这台船用汽輪机中最關鍵的項目是減速齒輪問題。在国外，即使在这方面已有数十年經驗的国家里，目前也仍把这个題目列为造船工业中首要技术之一，不断加以研究改进，并且到現在精益求精的阶段里，实际使用中的大小缺陷仍不断发生。而我国在这門专业中却还是非常缺乏經驗，因此需要研究探討的問題較多。

設計时高压轉子的轉速已定为 5500 轉/分，而螺旋桨的轉速为 110 轉/分，減速比为 50:1，因此必須采用双級減速齒輪。

双級減速齒輪有多种式样，根据各国实际使用的經驗，鏈式比巢式具有較多的优点；前者虽然占机艙长度及面积較大，但它的第一級及第二級由撓性軸及內齿式 联軸器相接，使整个結構富于彈性，在中心准确度稍差或变形的情况下仍能維持良好的嚙合。巢式虽然結構布置紧凑，但兩級齒輪間彈性不够，齒輪箱壳体的剛性也感不足，且需要高級的制造安装精度。因此我們設計时采用了鏈式的双級減速齒輪。

船用汽輪机的減速齒輪，尤其是民用的，因經常全速运行，一般載荷都很高，所以加工的精度及材料性能都列为主要的技术要求。設計时高压缸第一級小齒輪的尺寸是關鍵。若尺寸小了，应力及变形不允許，若尺寸大了，又会影响第二級大齒輪的直徑及重量，因此在決定它的直徑及齿寬时，除了考虑本身在工作时的变形（扭变形 + 弯变形 小于 0.025 毫米）及齿面挤压应力，齿根弯曲应力不超过允許值外，同时还需反复核算第二級大齒輪的直徑及齿寬，使不超过当时所具备的机床設備条件及重量指标。例如我們当时对第二級尺寸指标为不超过 3 米重量不超过 15 吨，因此最后把小齒輪的直徑定为 180 毫米，齿寬 2×250 这样齿面挤压应力已接近 30 公斤/毫米²。

表 3 5000馬力船用汽輪机通流部分及主要尺寸数据

	单 位	高 压 汽 輪 机						低 压 汽 輪 机							倒 車		备 注			
		C ₁	C ₂	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	7		C ₁	C ₂	1
級圆直徑	毫米	550	550	563	565	569	571	576	580	1000	1010	1007	1020	1046	1076	1126	1000	1000	1000	
噴嘴高度	毫米	16		30	32	36	38	42	46	45	55	52	85	135	166	216	15		68	
动叶高度	毫米			33	35	39	41	46	50	49	59	56	90	140	176	226	21	34	72	
动叶寬度	毫米	38	38	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	40	40	30	30	30	
部分进汽度		0.234		0.4	0.46	48	52	58	66	45	56	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00				
隔板厚度	毫米			50	40	40	40	40	40		35	40	35	39	45	64			50	
輪緣厚度	毫米			36	36	36	36	36	36	40	40	40	40	44	60	64		95	40	
軸承中心距	毫米				1630							2150								
軸徑×軸承长	毫米				140×120							φ 160×140								
进汽管尺寸	毫米				125							350						100		
进汽管流速	米/秒				42.8													67		
排汽口尺寸	毫米				350								1200×2000							
高压轉子軸最大直徑	毫米				260															
低压主軸最大直徑	毫米												500							
总长	毫米				2407								2995							
机組总长×总闊×总高	毫米												6500×7700 (包括冷凝器抽管) ×5000							
重量	吨				6.5								15						冷凝器16, 齿輪箱33, 其它4.5	
机組总重	吨																			

冷凝器16, 齿輪箱33, 其它4.5

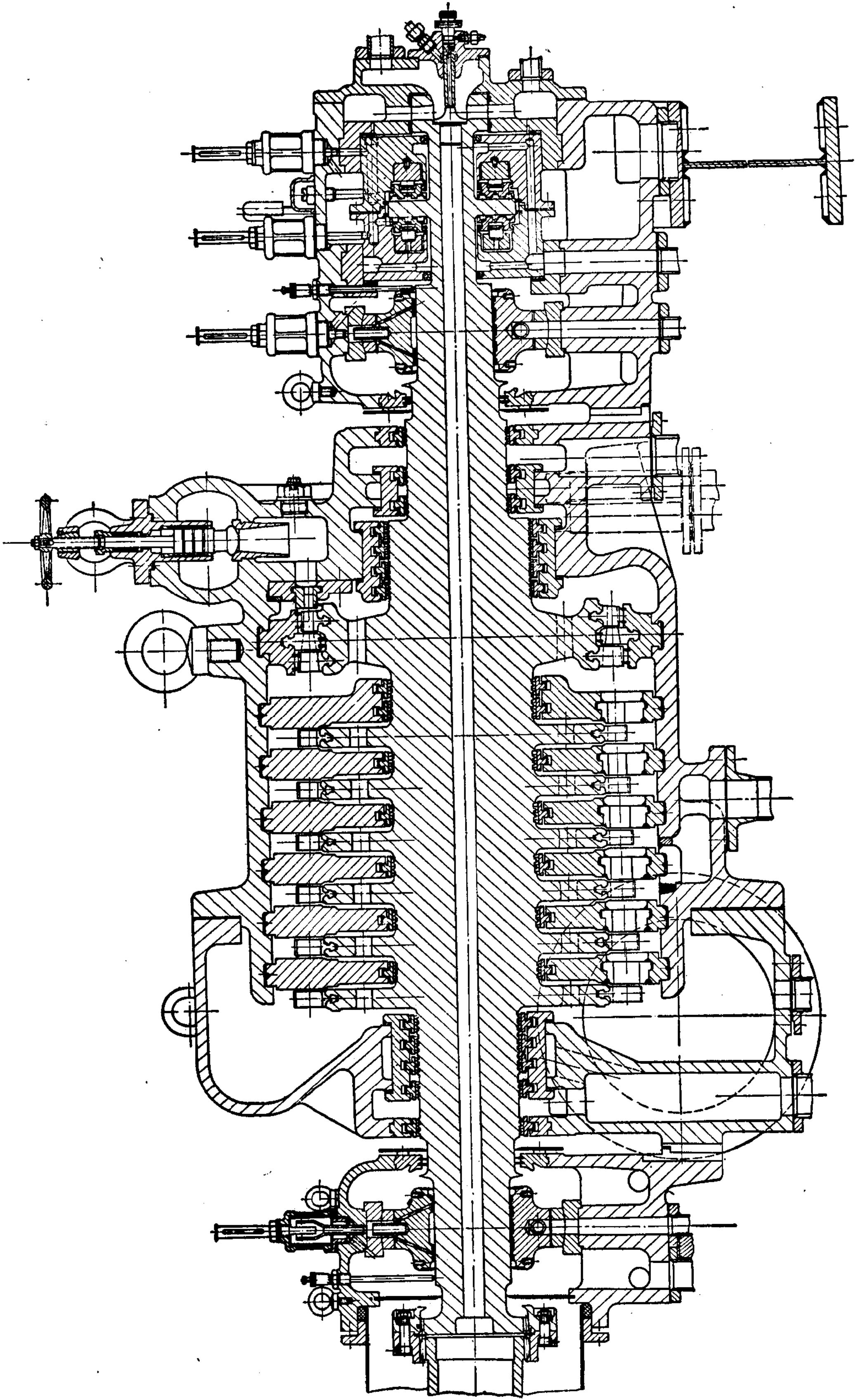


图1 5000 馬力船用汽輪机高压缸纵剖面图。

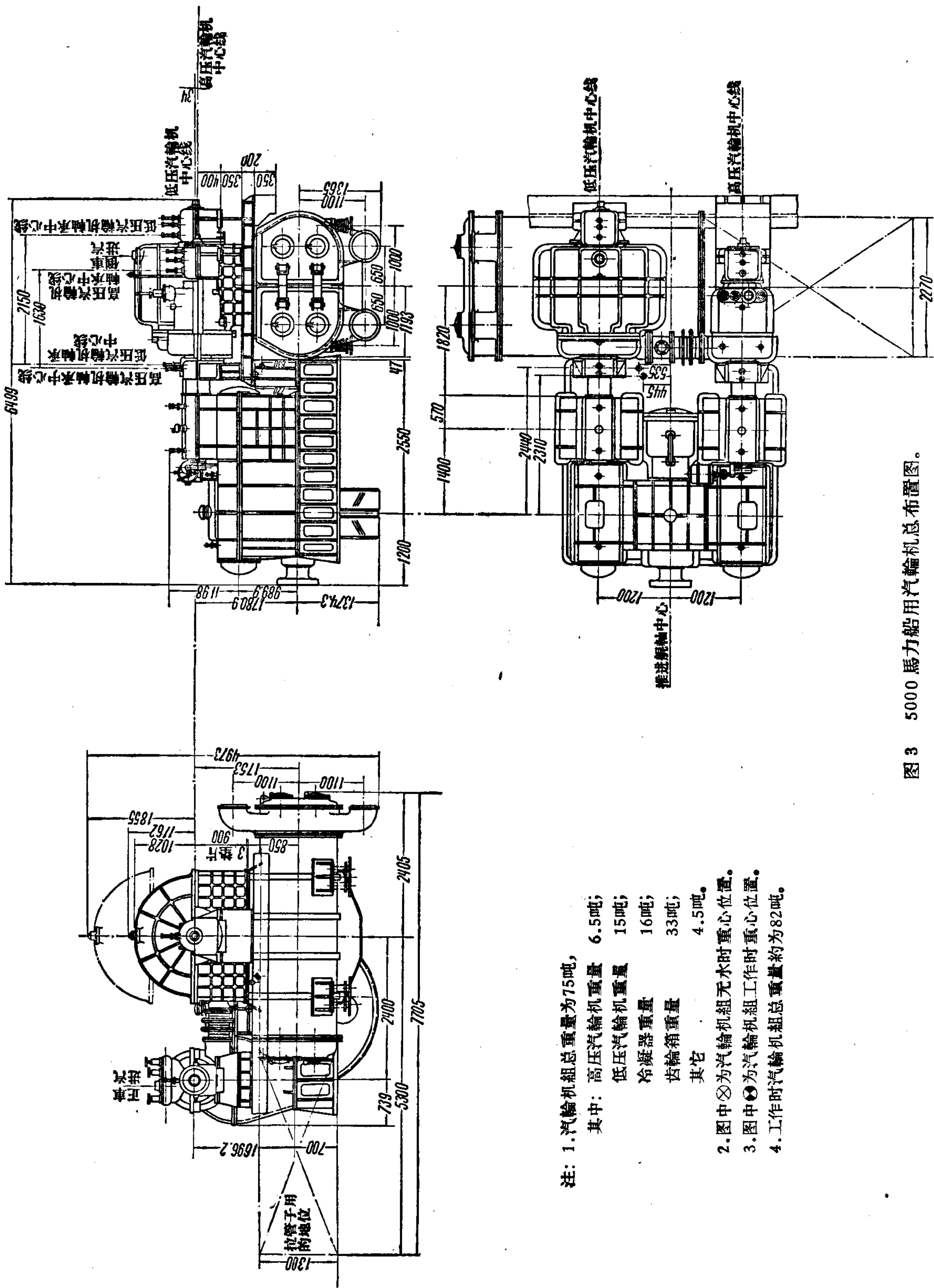


图 3 5000 馬力船用汽輪机总布置图。

- 注: 1. 汽輪机組总重量为75吨,
其中: 高压汽輪机重量 6.5吨;
低压汽輪机重量 15吨;
冷凝器重量 16吨;
齿輪箱重量 33吨;
其它 4.5吨。
2. 图中⊗为汽輪机組无水时重心位置。
3. 图中⊙为汽輪机組工作时重心位置。
4. 工作时汽輪机組总重量約为82吨。