

叶片泵

И.П. 格梁科 主编
〔苏〕 A.H. 帕皮拉

吴仁荣 朱家勋 钱荆桑 管洪 等译



国防工业出版社

内 容 简 介

本书叙述了有关离心泵、轴流泵、转桨泵、混流泵和可逆式水力机械的设计、研究和生产等方面的问题，同时对泵的调整、泵中的噪音和振动、泵及其零部件结构的研究与改进以及泵工况的过渡过程等问题也进行了探讨。

本书适用于从事水泵设计、研究和生产的工程技术人员使用，同时也适用于泵、泵站的设计和运行人员以及高等院校师生工作、学习中参考。

ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Под Редакцией

Л. П. ГРЯНКО И А. Н. ПАПИРА

ЛЕНИНГРАД «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ 1975

*

叶 片 泵

【苏】 Л. П. 格梁科 А. Н. 帕皮拉 主编

吴仁荣 朱家勋 钱荆桑 管洪 等译

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

邗县张家湾曙光印刷厂印装

*

850×1168¹/₃₂ 印张 14¹/₄ 362 千字

1982年11月第一版 1982年11月第一次印刷 印数：0,001—5,700册

统一书号：15034·2414 定价：1.75元

译者的话

本书是苏联水泵行业为纪念苏联水泵专业权威A. A. 洛马金教授而集体编写的。它是一本论文集，虽编有章节，但各节内容均属专题性的论文，连贯性较差。

几乎苏联所有有关水泵的研究单位、学校、设计单位和工厂都参加了本书的编写工作，因此本书牵涉面也很广，它涉及到电力、农用灌溉、化工、造船、航空等部门。参加本书编写工作的共103人。从参加编写人员和单位的阵容以及它们所涉及的国民经济部门来看，编写本书的规模是空前的。它反映了苏联七十年代水泵理论和技术研究水平。

另一方面由于参加编写的人太多，所用术语不一致，因此在翻译时我们尽可能做到术语统一。但凡有明显错误的地方，我们均作了修改，并加了说明。

本书第一章与第二章的前6节由吴仁荣译，管洪校；第三章与第四章的前11节由朱家勋译，钱荆桑校；第五章与第七章由钱荆桑译，吴仁荣校；第六章与§2.7, §2.8, §4.12由管洪译，朱家勋校。由于我们水平有限，本书所涉及的内容又广，译文中的错误及不妥之处在所难免，望读者批评指正。

本书的翻译工作得到高振榕同志的大力帮助，在此表示感谢。

原作者序(摘译)

化学、煤炭和石油工业、黑色和有色冶金业、动力和农业、海运和河运船队的发展必然会要求优先发展机器制造业及其组成部分——水泵制造业。

现在苏联生产的泵可用来抽送各种各样的液体——从温度为 -180°C 的液化气体到温度达 $+500^{\circ}\text{C}$ 的熔化金属，从蒸馏水到含有颗粒状悬浮物的化学腐蚀性介质。

无论是在改善大城市及工业区供水方面的工作，还是在灌溉农田方面的工作，不仅要求急剧地增加单机功率为 $12000\sim 20000$ 千瓦的大型轴流泵和立式泵的产量，而且还要求制造从根本上说来是全新的设备。

石油的管线运输是国民经济的一个重要组成部分。以前曾制造过流量为 $5000\text{米}^3/\text{小时}$ 和 $7000\text{米}^3/\text{小时}$ 的泵，而在1971年则制造了流量为 $10000\text{米}^3/\text{小时}$ 的泵。不久将设计制造流量为 $15000\text{米}^3/\text{小时}$ 、 $18000\text{米}^3/\text{小时}$ 和 $24000\text{米}^3/\text{小时}$ 的泵。

近年来，采用向油田产油层注水，以保持油层压力的先进工艺操作方法得到了广泛地推广。为此曾制订了压力从 100 公斤力/厘米²到 200 公斤力/厘米²的LHC180型泵的标准系列，而为萨莫特洛尔油田的注水层制造了流量为 $500\text{米}^3/\text{小时}$ 的LHC500-1900型泵。近来，油田注水层将要使用压力为 $400\sim 500$ 公斤力/厘米²的离心泵。

在采用露天操作法采矿和采煤时，为排除采矿区中的积水需要进行大量的工作。为了解决这些问题，曾制造了一些能在直径为 $14''$ 和 $16''$ 的深井中，将深度约为 500 米的水抽出来的潜水电泵。另一方面，许多大城市和工业集中区也开始感到供水方面有

严重困难。耗水量的大幅度增加，也由于地面水的限制而不能得到保证，因而更需要增大地下水的利用量。这也就是十分注重增加深井泵产量的一种原因。进一步使这种泵日臻完善，这是当前面临着的一项紧迫任务。由于对外形尺寸越来越高的要求而显得更为艰巨。

大型动力工业在苏联的高速度发展，使得动力机械制造工业方面的任务显得更为明确，这就是要设计和生产给水泵、凝水泵、循环泵和网道泵。功率为15万、16万、20万、30万、50万和80万千瓦的汽轮机组都是用国产的泵来配套的。所有的这些泵在其技术经济指标上都具有先进水平，而且不比国外先进产品逊色。

化学和石油化学工业的迅速发展要求用新型的工艺设备来对其进行装备。主要是用来满足这些国民经济领域需要的化工用卧式泵、悬臂泵和潜水泵都已得到了成批的生产。在这些泵中，屏蔽泵占有特别重要的地位。首先，这种泵能保证清洁卫生的劳动条件，能防止贵重产品的漏泄，同时还能为化工生产的自动化创造条件。

在A. A. 洛马金教授的书中，对苏联有关泵的设计与研究方面的经验做了最详细的总结^[76]，这本书在作者逝世后的1966年出版。在该书写成之后，许多在各种不同机构中工作的研究人员，又积累了大量的有关泵的研究、设计、制造和使用方面的资料。大部分新泵的设计都是在A. A. 洛马金教授指导下进行的给水泵、裂化油泵和丙烷泵的研究成果为依据的。本书就是对这些资料首次尝试性的概括和总结。

本书由许多在各主要水泵制造工厂、学校和研究机构中工作的作者们集体编写而成。

书中最广泛地叙述了有关各种离心泵的理论、计算、设计生产和使用等方面的问题。其中尤其注重了有关对通流部分中液流的结构以及它与基本结构参数最佳值间的关系的研究；还特别

强调了给水泵、油泵和潜水泵的设计问题。由于一方面想要扩大水泵在流量和扬程方面的工作范围，另一方面还想要进一步简化泵的结构型式，因而也就提出了一系列与泵通流部分和结构的零部件通用化以及泵的标准化有关的问题。

要想进一步提高水泵设备的可靠性和容量，这在很大程度上还取决于轴向力大小的正确确定以及从结构上对其平衡问题的合理解决。书中的某些章节对如何完善轴向力和平衡机构的计算方法进行了讨论。

近年来轴流泵的应用有了很大的发展，尤其是在最近，混流泵的应用也正逐步扩大。因此，本书也研究了这些泵的设计问题、提高轴流式叶片组比转数的方法以及设计和制造化学反应器用的特殊泵等问题。

对一般离心泵和轴流泵以及可逆式水力机械中过渡过程和动力特性的研究和对泵的振动可靠性问题的研究都给予了很大的注意。

目 录

第一章 离心泵	1
§ 1.1 现代大功率汽轮机机组用给水泵的通用化	1
§ 1.2 离心轮后液流结构的不均匀性及其 对泵级特性曲线的影响	8
§ 1.3 离心泵在切割叶轮时特性曲线的换算方法	12
§ 1.4 确定水泵叶轮进口处液流的结构	18
§ 1.5 预先绘制新设计离心泵特性曲线的方法	28
§ 1.6 用电子计算机计算离心深井泵泵级的方法	36
§ 1.7 采用特殊结构的导向机构来改善离心泵的特性曲线	42
§ 1.8 离心式杂浆泵的研究	45
§ 1.9 低比转数和高比转数离心泵级的设计特点	48
§ 1.10 确定多级离心泵叶轮进口处在水力制动时的流动参数	51
§ 1.11 采用特殊形状的叶轮提高落煤泵的水力性能	70
第二章 轴流泵和混流泵	74
§ 2.1 轴流泵叶片组的设计方法	74
§ 2.2 高比转数泵叶片组的设计特点	83
§ 2.3 采用计算空间正问题的方法设计高比转数轴流泵	90
§ 2.4 用于将北方河流的部分水调拨到伏尔加 河流域的大型轴流泵	97
§ 2.5 化工反应器用的轴流泵元件	100
§ 2.6 对选择混流泵过流部分尺寸和形状的有关建议的分析	107
§ 2.7 对角式水泵叶轮尺寸的计算	114
§ 2.8 中比转数的转桨对角式水泵	119
第三章 可逆式水力机械	126
§ 3.1 中比转数的混流式可逆水力机械	126
§ 3.2 全苏水力机械科学研究院对可逆混流式 水力机械的研究	135

§ 3.3	对角式可逆转桨水力机械	140
§ 3.4	水力损失的计算-试验方法	149
第四章	水泵中的汽蚀现象	158
§ 4.1	叶轮中的汽蚀液流	158
§ 4.2	汽蚀空洞的发展以及在圆柱翼型中汽蚀的侵蚀	165
§ 4.3	当基本叶轮出口有回流时对螺旋离心泵产生 流动过程的分析	168
§ 4.4	前置叶轮基本几何参数对泵第一级汽蚀特性的影响	178
§ 4.5	前置叶轮对水泵脉动特性的影响	186
§ 4.6	螺旋离心泵的汽蚀特性与声学特性	193
§ 4.7	对汽蚀比转数 $C = 5000 \sim 20000$ 的水泵结构图的分析	198
§ 4.8	$C_1 = 10000 \sim 20000$ 的第一级由径向水轮机 带动的泵级计算	204
§ 4.9	有限厚度翼栅中的汽蚀	210
§ 4.10	防止前置轴流叶轮汽蚀破损的方法	222
§ 4.11	轴流泵中的汽蚀现象	229
§ 4.12	离心泵和前置式喷射器联合工作	236
第五章	水泵的过渡过程及振动	242
§ 5.1	叶片泵的过渡过程	242
§ 5.2	大型轴流泵中的过渡过程	246
§ 5.3	可逆式混流水力机械模型中的过渡过程	253
§ 5.4	对角式可逆转桨水力机械中的力矩特性曲线	265
§ 5.5	离心泵内导叶和叶轮叶片数相同时发生的 叶片频率振动	280
§ 5.6	用带阻板的液力联轴器调节给水泵	284
第六章	泵结构形式	290
§ 6.1	列宁格勒金属工厂制造的离心泵	290
§ 6.2	标准型离心式油泵	302
§ 6.3	石油输送管路上用管道泵	312
§ 6.4	给水泵和多级泵	318
§ 6.5	潜水泵	325
§ 6.6	自吸式离心泵结构形式的改进	332
§ 6.7	离心式化工泵	341

§ 6.8	化工反应器用泵	344
§ 6.9	灌溉系统用圆管式轴流泵	350
§ 6.10	低扬程的卧式泵机组	354
§ 6.11	排灌泵站用的电动泵机组	358
§ 6.12	管道输油线上泵机组工作状况的分析计算	361
第七章	泵部件的结构及其研究	371
§ 7.1	重水堆核电站主循环泵主要部件的结构特点	371
§ 7.2	离心泵轴向力平衡机构的静力计算	376
§ 7.3	平衡机构的动力稳定性	383
§ 7.4	给水泵的平衡盘	393
§ 7.5	流体静力端面密封的静力学和动力学	402
§ 7.6	高扬程电动离心深井泵中轴向力的平衡	410
§ 7.7	水力机械中轴承的研究	414
§ 7.8	在研究轴承中升力的基础上改进给水泵的结构	418
§ 7.9	多级离心泵轴向力平衡机构的修正计算方法	422
§ 7.10	有色金属和塑料在船用离心泵结构中的应用	428
§ 7.11	混流式可逆水力机械的叶轮模型	436

第一章 离心泵

§ 1.1 现代大功率汽轮机机组用给水泵的通用化

热能动力工程的发展和汽轮机机组单机功率的增高，势必会导致给水泵单机功率的增高。值得说明的是，在没有备用泵的情况下，给水泵由于其工作的重要性而常常是被当作热电站的主要设备来看待的。使机器最大程度的通用化是高速发展机器制造业的重要条件。这种情况同样适用于动力机械制造，其中包括上述汽轮机机组中给水泵的制造。

由于这种原因，我们要对这些泵高度通用化的可能性进行研究。所谓高度通用化就意味着对所有的泵都采用相同的结构，在其外形尺寸相同的情况下，只是叶轮过流部分和叶片式压出室的几何参数有所不同。

实现这种通用化的根据是基于下述几个基本论点。

叶轮内的水力损失在足够大的流量范围内基本不变，也即是没有明显的最低值。只是在压出室中的水力损失有明显的最低值。

至于泵级的机械损失和容积损失，它们也没有最低值，并且其相对值随流量的增加而降低，而所对应的效率略有提高。因此，泵级的最佳工况是由压出室来决定的。由于所有形式的损失都具有上述分配特性，因而就可以将同样一个叶轮用于具有不同最佳流量值的泵级中。文献〔77〕中所列举的资料以及图 1.1 和图 1.2 所示的某一模型泵级平衡试验的结果都能够使上述论点得到明显的证明，这种模型泵是列宁格勒加里宁工学院水力机械教研室为 120 万千瓦汽轮机机组的给水泵而设计的。

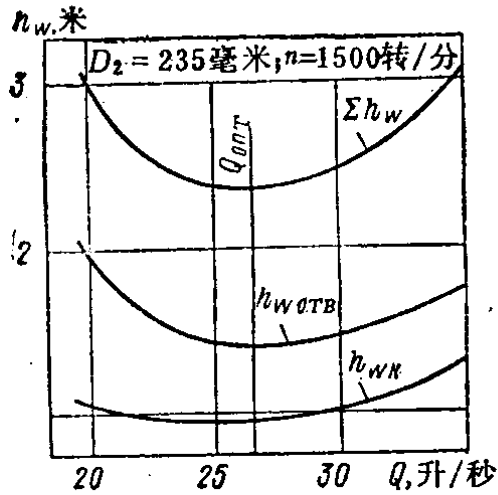


图1.1 叶轮、压出室和泵级中的水力损失

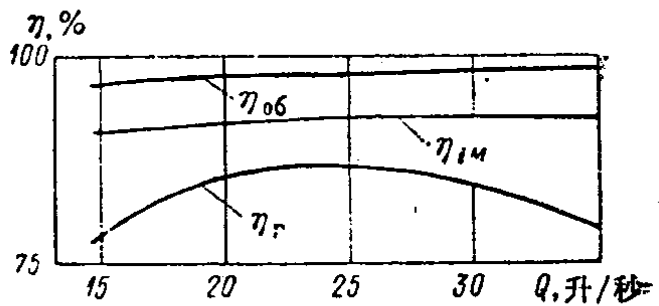


图1.2 泵级的效率组成

$\eta_{об}$ —容积效率； $\eta_{м}$ —泵内的机械效率；
 $\eta_{г}$ —水力效率。

此外，在解决所提出的任务时，同样也参考了该教研室在为《节煤器》工厂生产的30万、50万和80万千瓦汽轮机机组设计通用给水泵时的资料。

根据初步分析可以确认：为大功率汽轮机机组设计的通用泵，应以减小径向尺寸为其基本原则（在公式中用下角字《6》以示区别），这曾经应用于120万千瓦汽轮机机组的泵上。与原有泵级相比，这种泵级的径向尺寸要小10~16%。在功率为50万千瓦的机组里，采用一台在100%流量负荷下工作的汽轮泵，而在功率为80万千瓦的机组里，要采用两台在50%流量负荷下工作的汽轮泵。如果这些泵采用同一个叶轮时，那么这个叶轮就应按平均流量来计算：

$$Q_{cp} = \frac{Q_{50万} + Q_{80万}}{2}$$

按照下述基本假设来计算压出室的进口断面，就可以保证获得所要求的最佳工况。

压出室导向流道扩散段的进口断面，可按其上的液流速度值来计算^[84]：

$$v_3 = K_3 \sqrt{2gH} \quad (1.1)$$

其中 K_3 为压出室过流能力的系数，

$$K_s = \frac{8.5}{n_s^{2/3}} + 2.2 \times 10^{-4} n_s \quad (1.2)$$

如果要使 30 万千瓦汽轮机机组用的给水泵与 50 万、80 万以及 120 万千瓦汽轮机机组用的给水泵实现通用，那么由于它的诸如流量和需用功率等基本参数与 50 万、80 万以及 120 万千瓦汽轮机机组用的大容量泵，相应参数间的差别比较大，因而上述的情况就不可能做到通用化。

在表 1.1 中列出了所研究的泵系列泵级的基本参数。按照通用化条件，所有泵级的叶轮直径和泵的级数都应取相同值。为了保证得到所需要的、对所有汽轮机机组用泵都是相同的最终压力值，那么每级叶轮的扬程值也应相同。所有泵的泵级中的扬程之所以相等，主要还是由于它们具有相同的转速。

表 1.1 大功率汽轮机机组用给水泵的基本参数

机组型号	流量 米 ³ /小时	扬程 米	转速 转/分	级数	泵级的 比转数	泵的 台数	驱动功率 千瓦
K-500	1900	610	4700	6	102	1	23000
K-800	1500	610	4700	6	90	2	18000
K-1200	2200	610	4700	6	109	2	25000

这样，大功率机组给水泵的通用化，就为设计同样也是通用化的驱动汽轮机创造了条件。使驱动汽轮机和给水泵的转速相匹配是一件很复杂的事情。常常希望泵具有较少的级数，以获得紧凑的结构，而达到高扬程和高经济性，因此通常都采用高转速（5500~6000转/分以上）。采用背压式驱动汽轮机，实质上就是使所需转速的上限不受到限制。在单机功率超过 30 万千瓦的机组里，采用凝汽式驱动汽轮机以提高汽轮机装置的经济性是合理的。但是，这种型式汽轮机的转速受到末级叶片振动可靠性条件的限制，因为叶轮需要根据机组负荷的变化而在较大的转速变化

范围内运转，以便能最经济地调节泵的流量，所以一般说来其转速值不会超过 5000 转/分。

要想进一步提高转速，就需要设计双流程汽轮机，这样就使其结构变得十分复杂且使汽轮机的外形尺寸和重量都加大了。

根据所谈到的这些情况，对所有的泵都取转速为 4700 转/分，也即等于 120 万千瓦汽轮机机组用泵的转速。

考虑到按照通用化条件，所有泵级叶轮的直径都应相同，并且等于基准级的叶轮直径 D_2 ，而且 D_2 值的大小均能保证 50 万和 80 万千瓦机组用泵的给定扬程值，因此就应该正确地选择按照这些泵级平均流量 Q_{cp} 计算而得的新叶轮的叶片出口角 β_2 。对 50 万和 80 万千瓦机组用泵的泵级来说，叶轮叶片的 β_2 角要根据装有这种叶轮的泵级的扬程与 120 万千瓦机组用泵的泵级扬程相等的条件来决定（基准方案用下标《6》表示），我们可以根据叶片泵的基本方程式将这个条件写成如下形式：

$$\frac{u_{26}}{g} \mu_6 \eta_{r,6} \left(u_{26} - \frac{v_{2m6}}{\operatorname{tg} \beta_{26}} \right) = \frac{u_2}{g} \mu \eta_r \left(u_2 - \frac{v_{2m} \bullet}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (1.3)$$

式中 μ_6 和 μ ——基准方案叶轮和新方案叶轮的、考虑有限叶片数影响的系数；

$\eta_{r,6}$ 和 η_r ——基准方案叶轮和新方案叶轮的水力效率。

根据叶轮直径 D_2 相等的条件，可得：

$$u_{26} = u_2, \quad \eta_{r,6} = \eta_r \quad (1.4)$$

在初步近似计算中，取 $\mu_6 = \mu$ 。考虑到等式 (1.4) 并忽略叶轮出口处排挤系数的差值，可以从表达式 (1.3) 中求得：

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta_{26} \frac{Q}{Q_6} \quad (1.5)$$

按照 (1.5) 来选择新叶轮的 β_2 可以保证 50 万和 80 万千瓦汽轮机机组用泵的泵级在平均工况下获得所需的扬程值。正如上面所指出的那样，采用挑选压出室导向流道进口断面面积的方法，

● 原文误为 v_{m2} 。——译注

可使这些泵达到所要求的最佳（计算）工况。显然，这时所得到的扬程值，将与计算（要求）值有所差别。因此，应该对新计算叶轮所产生的扬程与按 50 万和 80 万千瓦汽轮机机组用泵计算的扬程的差值作适当地估算。

将扬程的表达式写成：

$$H = K_{u_2} \eta_r \frac{u_2^2}{g} \quad (1.6)$$

根据文献〔35〕，取系数 K_{u_2} 为：

$$K_{u_2} = 1.87 n_s^{-0.28} \quad (1.7)$$

将 (1.7) 式的 K_{u_2} 代入 (1.6) 式中，就求得了表示比转数的公式：

$$n_s = \frac{3.65 n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.8)$$

这样，在作某些变换之后，就得到了用来表示泵级最佳工况时的扬程，表达式如下：

$$H = 4.46 \times 10^{-5} n^{2.175} Q^{-0.177} D_2^{2.53} \eta_r^{1.285} \quad (1.9)$$

如果将某一个泵级的扬程和其它参数当作原始数据，并用下标《и》表示，而其它泵级的参数不用下标注明，那么利用 (1.9) 可以写出：

$$H = H_{и} \left(\frac{n}{n_{и}} \right)^{2.175} \left(\frac{Q}{Q_{и}} \right)^{-0.177} \left(\frac{D_2}{D_{2и}} \right)^{2.53} \left(\frac{\eta_r}{\eta_{r.и}} \right)^{1.285} \quad (1.10)$$

根据表达式 (1.10) 得出用来确定泵级在新的最佳工况时的扬程与原始方案泵级参数间的关系式：

$$H = H_{и} \left(\frac{Q_{и}}{Q} \right)^{0.177} \quad (1.11)$$

因为此时具有下述等式：

$$n = n_{и}; \quad D_2 = D_{2и}; \quad \eta_r = \eta_{r.и}$$

这时只有通过改变压出室进口断面面积的方法才能保证泵的工况。

正如上面所指出的那样，在 50 万和 80 万千瓦汽轮机机组用

泵中建议采用同一个叶轮，并按最佳工况流量 $Q = \frac{Q_{50万} + Q_{80万}}{2}$

计算以及保证此工况下的所需扬程为 $H = 610$ 米。

根据表达式 (1.10)，可以确定出上述泵在用新叶轮来保证计算工况时的扬程值。对 80 万千瓦汽轮机机组用的泵级：

$$H = H_n \left(\frac{Q_n}{Q} \right)^{0.177} = 610 \left(\frac{1700}{1500} \right)^{0.177} = 624 \text{ 米}$$

对 50 万千瓦汽轮机机组用的泵级：

$$H = 610 \left(\frac{1700}{1900} \right)^{0.177} = 596 \text{ 米}$$

由此可以看出，当 50 万和 80 万千瓦汽轮机机组用的泵级均采用同一个叶轮时，所得到的最佳（计算）工况的扬程和它们的计算（要求）值要相差 2.3%。实际扬程值和计算扬程值的这种偏差值，能够在对模型级进行精加工时得以消除，比如扬程不够的话，就可以将叶轮叶片的出口边锉平，如果扬程值比要求值略高，则可以切割叶轮外径。

应该注意到，当泵级的最佳工况由于压出室进口断面面积的变化而发生移动时，也可以用公式 (1.10) 以同样的精确度来确定其扬程值。

在图 1.3 上绘出了模型泵的对比特性曲线，这些模型泵是列宁格勒加里宁工学院为《节煤器》工厂生产的 30 万和 50 万千瓦汽轮机机组用的通用泵而设计的。这时是以 30 万千瓦汽轮机机组用的泵级来作为基准泵，而 50 万千瓦汽轮机机组用的泵级与基准泵级的不同之处，就在于它的压出室的进口断面面积较小。很明显，30 万千瓦汽轮机机组用的泵级的最佳工况与计算值相吻合，而对 50 万千瓦汽轮机机组用的泵级来说，其最佳工况，位于计算值的右侧。从图上可以看出，当最佳工况从 $Q = 38.6$ 升/秒移到 $Q = 35$ 升/秒时，扬程就从 $H = 25.9$ 米变到 $H = 26.9$ 米。

我们可在最佳工况产生上述移动时按照公式 (1.10) 来计算所预期的扬程值：

$$H = H_n \left(\frac{Q_n}{Q} \right)^{0.177} = 25.9 \left(\frac{38.6}{35} \right)^{0.177} = 26.4 \text{ 米}$$

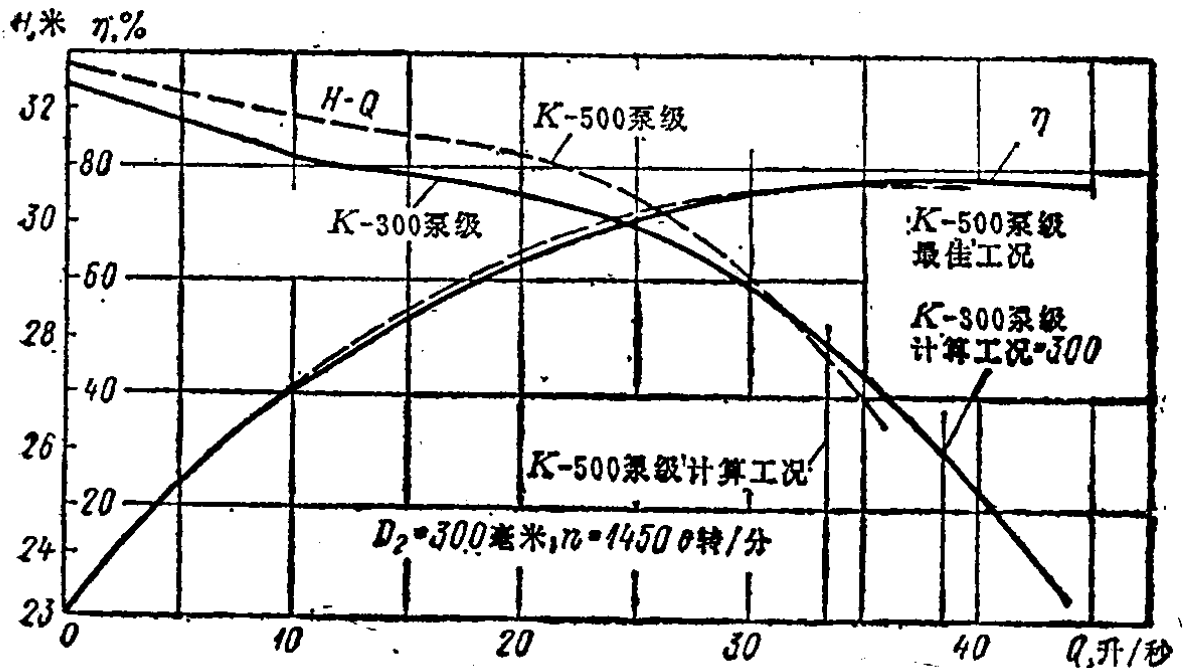


图1.3 K-300和K-500型汽轮机机组用的模型泵级的对比特性曲线

此时在确定扬程值上的误差为：

$$\frac{26.4 - 25.9}{25.9} \times 100\% \ominus \approx 1.9\%$$

因此可以作出这样的结论：当采用改变压出室过流能力的方法，来使泵的最佳工况产生移动时，可以利用公式(1.10)来确定泵级的扬程，并且对实际使用来说，具有足够的精度。

这样一来，要使三种大功率汽轮机机组（50万、80万和120万千瓦）用的给水泵能最大限度地通用化，如果对所有的泵都打算采用相同结构，而只是叶轮过流部分和压出室尺寸不同的话，那么就可以采用使基准泵减小径向尺寸的方法来实现。这时候，在50万和80万千瓦汽轮机机组用的泵级中，将采用同一种叶轮，其叶片的出口角 \$\beta_2\$ 可以按公式(1.5)来确定。通过对压出室导向流道进口断面面积的计算来保证所要求的最佳工况。这时所得

⊖ 原文误为100。——译注

最佳工况的扬程值与 50 万和 80 万千瓦汽轮机机组用泵的计算值将有所不同。可以根据表达式 (1.10) 来估算所要求的扬程值和实际扬程值的偏差, 这对实际使用, 可以保证具有足够的精度。正如计算所表明的那样, 上述扬程值的偏差值并不大, 而且可以通过采用修整特性的办法来加以消除。

应该指出, 所讨论的大功率汽轮机机组用的给水泵的通用化方案, 并非唯一的。另外也可以在 50 万和 120 万千瓦汽轮机机组的泵中, 通过采用同一个叶轮的方法来实现通用。当然也不排除使泵的转速作某些改变的可能性。

显然, 根据上述情况可知, 要想使大功率汽轮机机组用给水泵通用化的问题得到最有效地解决, 还是应该在其泵级的设计过程中来加以实现。

众所周知, 现代大功率汽轮机机组用的给水泵都是具有很高的经济性的。比如, 80 万千瓦汽轮机机组用泵的效率已达到 84%。但是, 由于这些泵的能量都很大, 因此在进行通用化工作的同时, 还应该在进一步提高其经济性方面适当地进行一些研究。

§ 1.2 离心轮后液流结构的不均匀性及其对泵级特性曲线的影响

在离心泵中, 通常都要在叶轮的出口后面配置一种螺旋形压出室或者是导向机构。这种装置是过流部分的重要组件, 整个机器的技术指标在很大程度上是取决于其工作性能的。

对多级离心泵而言, 应用得最为普遍的压出室是一种带有矩形扩散流道的导向机构。这种形式的流道, 具有和转子轴线相平行的边壁。采用这种流道形状是基于下述假设: 叶轮出口处的液流在叶轮和压出室间不大的间隙中均匀分布, 而进入叶片式压出室的液体本身就是一种单元的涡流源。

液流的真实结构是用离心泵叶轮的生产样机, 在空气动力学试验台架上进行测定的。在叶轮出口后, 装有无叶扩散管。这样,