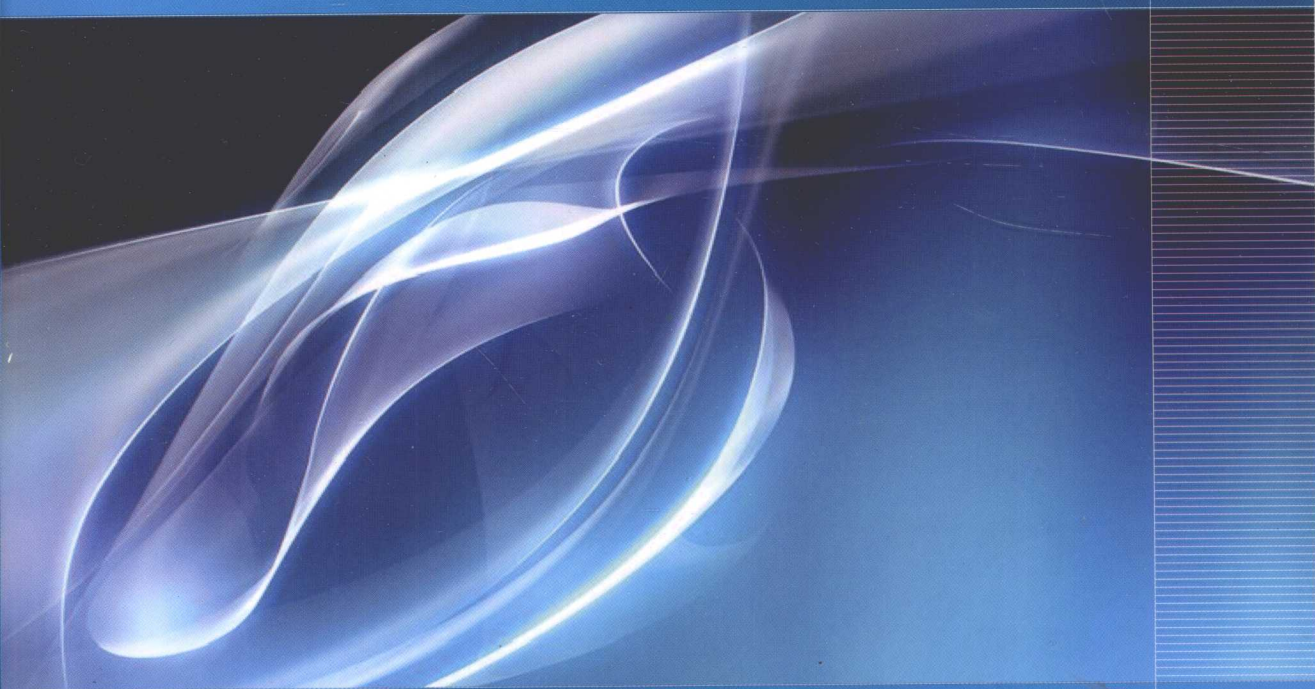


陆肇达 王立文 著

# 泵与风机系统的 能量学和经济性分析



国防工业出版社

National Defense Industry Press

**图书在版编目 (CIP) 数据**

泵与风机系统的能量学和经济性分析 / 陆肇达, 王立文著. —北京: 国防工业出版社, 2009. 8

ISBN 978 - 7 - 118 - 06263 - 2

I. 泵... II. ①陆...②王... III. ①泵 - 能量性能 - 研究②鼓风机 - 能量性能 - 研究③泵 - 经济分析 - 研究④鼓风机 - 经济分析 - 研究  
IV. TH3 TH44

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 038989 号

※

国防工业出版社 出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

国防工业出版社印刷厂印刷

新华书店经售

\*

开本 787 × 1092 1/16 印张 12½ 字数 282 千字

2009 年 8 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—3000 册 定价 26.00 元

---

(本书如有印装错误, 我社负责调换)

国防书店: (010) 68428422

发行邮购: (010) 68414474

发行传真: (010) 68411535

发行业务: (010) 68472764

## 前 言

泵和风机产品以及它的工作系统在工程应用中历史久远,领域宽广,相关的专业和非专业书籍也随处可见,一般认为在工作理论上已经完善,长期以来作者也持这样的观点。但是,深入的分析研究表明,传统上关于这些系统的能量利用经济性分析存在明显的理论缺憾和认识误区,集中表现就是把能量学意义上的效率参数 $\eta$ 作为衡量能量利用经济性的唯一指标,忽略了对这些机械在应用中的工程学特点分析。以叶片式泵为例,人们常常过于看重它与水轮机、液力变矩器和液力偶合器等习惯上称为“水力机械”的液体介质流体机械在作用机理上的共通性,以为在经济性分析上也理当一致。但实际上,水轮机是一类动力机械,液力变矩器和偶合器是一类动力传动机械,从工程学观察上可知,它们的“投入量”和“产出量”都是机械能,包括机械功与液体机械能,这与能量学意义上的输入、输出量是一致的。所以,按照投入—产出比这一衡量经济性的一般原则, $\eta$ 作为经济性的衡量指标是合理的。叶片泵的情况则并非如此,它们是一类工作机械,从工程应用的目的可以发现,虽然在某些情况下也有利用系统输出的液体机械能来完成某种作业任务的,例如水力开挖、水力冲淤、消防灭火等,此时应该关注输出的液流动能功率,但在大多数情况下它们是作为一种“液体输送机械”来使用的,就系统出口的动能而言,它不但无用,而且还是一种能量的浪费。此时,工程学意义上的“产出量”不是能量流,而是可见的液体“质量流”。虽然效率参数 $\eta$ 对这一质量流的强度是一个重要的影响因素,但用它作为衡量能量利用性水平的指标显然已经不妥。

从实际情况来看,一个液体输送系统最为合理而直观明了的能耗经济性指标应该是(在一定使用条件下的)单位体积(或质量)液体输送的耗能量,或是其倒数——单位能耗所能实现的液体输送量。如果给出的是泵的效率数值,虽然也能经过计算间接地求取以上参数,但毕竟是隔靴挠痒,答非所需。 $\eta$ 本身并不能直接反映系统工作的经济性水平,就像汽车用户并不直接关心发动机和传动系的效率一样,他们最关注的是实际运行中的“每吨千米油耗”(对货运卡车)或“每百千米油耗”(对客运轿车)那样真实的经济性指标。

出于同样的原因,节能工作者也都会发现,在当今的各种泵与风机系统的节能降耗改造中,对于技改措施的经济效益一般也只能作定性的经验评估,难以作出定量的确切经济性计算和方案论证。究其原因,也正是因为系统的能耗定量计算无法进行,更深层的症结则还是由指标理论体系上的缺憾所致。应该说,液体输送系统是一个单项的作业系统,与诸如发电站、钢铁企业那样的大型复杂系统无法相比。但是,这些大系统都可以给出“每度电生产标准煤耗量”和“每吨钢生产耗电量”这样简洁明了的经济性指标,而一个简单的输液系统却不能计算类似的指标,这就可以意识到这其中的不合理之处了。

与以上情况直接相关的一个问题是,在当今各种定量的优化设计方法已经十分普遍

的情况下,泵液系统的设计却仍然只能按经验性的“判断优化”来进行,无法构建一个合理的优化设计数学模型,即使是理论上的模型!计算机辅助设计的实现,只是使“选用优化”比较快捷和容易一些,并未解决优化的定量论证问题。这一现象无疑也令人深思。

出现以上情况的一个相关原因是,通常水力机械工作者进行泵液系统能量学分析所依据的基础理论只是机械动力学和工程流体力学知识,而实际上流体系统是一类能量系统,能够从数量和质量两个方面全面阐述系统能量学现象的应该是热力学理论,这在物理学教程的热力学章节中就有原则性的叙述,在工程热力学中更有详细的阐明。虽然热力学分析一般都以气体工质(介质)为对象,但它所阐述的基本原理同样适用于液体系统,缺少的只是直面液体介质讨论的具体结论,现在人们需要的应该是对于热力学基本理论的借鉴和拓展。须知,工程实践需要不同基础学科基于工程目的的交融和创新,把工程热力学和工程流体力学的能量学概念融合统一,可以为液体系统的分析提供完善的基础理论支持,也有助于液体介质流体动力系统的技术进步,人们应该为此而努力。

基于以上的考虑,作者权以此书作粗浅的探讨,期可抛砖引玉,对工程实践有所裨益。限于水平,本书谬误和不足之处在所难免,诚望业界同仁不吝赐教。

本书由本人和中国民航大学博士生导师王立文教授共同立论、策划并最终定稿。在成稿过程中得到哈尔滨工业大学能源科学与工程学院流体机械及工程中心老师和多位资深学者的支持和鼓励,作者特向他们致以最深切的谢意!

陆肇达 于哈尔滨工业大学  
2009年1月

# 本书采用的符号及含义

## 主要正文符号

(作角标使用时亦可表示相关含义)

|                                                          |                                                      |
|----------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|
| $A$ : 面积 ( $\text{m}^2$ )                                | $p$ : 相对压力 (Pa)                                      |
| $a$ : 加速度 ( $\text{m/s}^2$ )                             | $p'$ : 绝对压力 (Pa)                                     |
| $c$ : 绝对速变 ( $\text{m/s}$ )                              | $p_F$ : 风机升压 (Pa)                                    |
| $C$ : 经济成本 (元)                                           | $Q$ : 热量 (J)                                         |
| $D, d$ : 直径 (m)                                          | $q$ : 比热量 ( $\text{J/kg}$ )                          |
| $E$ : 能量 (J)                                             | $q_v$ : 体积流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )               |
| $e_m$ : 质量能头 ( $\text{J/kg}$ 或 $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) | $q_m$ : 质量流量 ( $\text{kg/s}$ )                       |
| $e_G$ : 重力 (重量) 能头 ( $\text{J/N}$ 或 $\text{m}$ )         | $R$ : 半径 (m), 比例系数                                   |
| $e_v$ : 体积能头 ( $\text{J/m}^3$ 或 $\text{Pa}$ )            | $R$ : 气体常数 ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ) |
| $e_x$ : 比焓 (单位质量工质的焓量) ( $\text{J/kg}$ )                 | $R$ : 单位质量力 ( $\text{m/s}^2$ )                       |
| $F$ : 作用力 (N)                                            | $Re$ : 雷诺数                                           |
| $G$ : 重力 (N)                                             | $r$ : 半径 (m)                                         |
| $g$ : 重力加速度 ( $=9.8\text{m/s}^2$ )                       | $s$ : 比熵 ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )   |
| $H$ : 泵的扬程, 水轮机的水头 (m)                                   | $T$ : 热力学温度 (绝对温度) (K)                               |
| $H$ : 焓 (J)                                              | $t$ : 摄氏温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )                    |
| $h$ : 比焓, 也简称焓 $h = u + p'v$ ( $\text{J/kg}$ )           | $t$ : 时间 (s)                                         |
| $h$ : 管路阻抗 (重力) 能头 (m)                                   | $u$ : 工质的比热力学能, 比内能 ( $\text{J/kg}$ )                |
| $K$ : 变矩器变矩系数                                            | $u$ : 牵连速度 ( $\text{m/s}$ )                          |
| $K_E$ : 泵与风机及系统的 (体积) 能耗系数 ( $\text{J/m}^3$ )            | $V$ : 体积 ( $\text{m}^3$ )                            |
| $K_{E(m)}$ : 泵与风机及其系统的 (质量) 能耗系数 ( $\text{J/kg}$ )       | $v$ : 流体比容 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )                |
| $k$ : 绝热指数; 各种系数                                         | $w$ : 比功量 ( $\text{J/kg}$ )                          |
| $L$ : 动量矩                                                | $w$ : 相对速度 ( $\text{m/s}$ )                          |
| $l$ : 长度量 (m)                                            | $X$ : 单位质量力 ( $\text{m/s}^2$ )                       |
| $M$ : 转矩 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ )                   | $Y$ : 单位质量力 ( $\text{m/s}^2$ )                       |
| $m$ : 物质质量 (kg)                                          | $Z$ : 位置高度, 位置能头 (m)                                 |
| $n$ : 转速 ( $\text{r/min}$ ), 多变指数                        | $Z$ : 单位质量力 ( $\text{m/s}^2$ )                       |
| $n_s$ : 比转速                                              | NPSH: 汽蚀余量                                           |
| $P$ : 功率 (kW)                                            | $\lambda$ : 沿程阻力系数                                   |
|                                                          | $\chi$ : 湿周                                          |
|                                                          | $\varepsilon$ : 粗糙度, 制冷系数, 供热系数, 可用能系数               |

$\alpha$ : 比阻系数

$\zeta$ : 流动阻力系数( $h_{\text{los}} = \zeta \cdot \frac{c^2}{2g}$ , m)

$\xi$ : 流动损失系数( $h_{\text{los}} = \xi \cdot q_v^2$ , m)

$\omega$ : 角速度(1/s)

$\nu$ : 运动黏度( $\text{m}^2/\text{s}$ )

## 主要角标符号

(使用正文符号作角标时,与正文对应含义相同,此处不再另列)

a: 大气的

av: 平均的

ax: 轴线

ac: 作用

B: 固有的(作上角标)

b: 起始的

c: 冷的

cp: 计算工况

cy: 周期的

de: 设计工况

dy: 动力学的, 动压的

e: 有效的, 额定的

ec: 经济的

eq: 当量的

equ: 装置, 设备

en: 进口

ex: 出口的; 烟的

fl: 流动的

fr: 自由的

fa: 表面的

f: 摩擦

F: 风机

g: 收益的

h: 热的

I: 惯性

i: 投入的, 某点参数

iso: 孤立的

ide: 理想的

lim: 极限的, 限定的

loc: 当地的

los: 损失

L: 负荷, 负载

m: 轴面

max: 最大的

mec: 机械的

min: 最小的

M: 电动机(马达)

ou: 耦合器

pa: 局部的

pipe: 管路

pus: 推动; 推进

pu: 泵的

R: 容积

s: 吸水的

sh: 轴上的

so: 源头

st: 静压的

sta: 标准的

sy: 系统的

th: 理论的

tur: 涡轮机(水轮机)

u: 使用的

vac: 真空

vap: 汽化

w: 加权的

wh: 叶轮

wa: 水的

y: 一年的

\*: 表示泵和风机最高效率工况参数  
(作上角标)

$\Sigma$ : 总计, 相加

# 目 录

## 上篇 不可压缩介质流体动力系统分析理论基础

|                                         |    |
|-----------------------------------------|----|
| 第 1 章 流体机械及流体动力系统概说 .....               | 1  |
| 1.1 流体及流体系统 .....                       | 1  |
| 1.2 流体机械简述 .....                        | 4  |
| 1.3 流体动力系统概述 .....                      | 5  |
| 1.4 流体动力系统能量学及其阐述方法 .....               | 9  |
| 第 2 章 液体系统运动学和动力学 .....                 | 12 |
| 2.1 流场、流线、流速、流量 .....                   | 12 |
| 2.2 绝对流动和相对流动,有压流动与无压流动 .....           | 13 |
| 2.3 液体系统的动力学分析(一) .....                 | 16 |
| 2.3.1 表面力和质量力 .....                     | 16 |
| 2.3.2 速度量的微观表征 .....                    | 17 |
| 2.3.3 理想液体定常流动的运动微分方程式 .....            | 18 |
| 2.3.4 伯努利方程及其物理意义 .....                 | 19 |
| 2.3.5 伯努利方程的工程应用化拓展 .....               | 20 |
| 2.4 液体系统的动力学分析(二) .....                 | 24 |
| 2.4.1 定常流动总流的动量矩方程 .....                | 24 |
| 2.4.2 定常流动总流的动量矩方程 .....                | 25 |
| 2.5 运动液体的流态及机械能头损失 .....                | 26 |
| 附表 2-1 给水铸铁管水力计算表 .....                 | 30 |
| 附表 2-2 钢管水力计算表 .....                    | 31 |
| 附表 2-3 给水塑料管水力计算表 .....                 | 35 |
| 附表 2-4 钢板圆形风管计算表 .....                  | 36 |
| 附表 2-5 钢板矩形风管计算表 .....                  | 42 |
| 第 3 章 流体系统能量关系的工程热力学阐述 .....            | 54 |
| 3.1 热力学讨论中若干常用术语的概念含义 .....             | 54 |
| 3.2 热力学第一定律及其在各种典型热能—流体动力单元中的具体形式 ..... | 58 |
| 3.2.1 热力学第一定律的表述及其物理本质 .....            | 58 |
| 3.2.2 稳定流动系统中热力学第一定律的解析表示 .....         | 58 |
| 3.2.3 轴功量 $w_{sh}$ 的计算 .....            | 59 |
| 3.2.4 热力学第一定律对各种热能—流体动力装置的具体表示形式 .....  | 59 |



|                                              |    |
|----------------------------------------------|----|
| 3.2.5 关于热力学第一定律的讨论 .....                     | 62 |
| 3.3 热力学第二定律及其重要工程意义 .....                    | 63 |
| 3.3.1 热力学第二定律的表述及其本质含义 .....                 | 63 |
| 3.3.2 热力循环和热能利用的有效性 .....                    | 64 |
| 3.3.3 关于“烟”和“烟效率”的概念以及能量的“可用性”问题 .....       | 66 |
| 3.3.4 经济烟效率及其广义使用 .....                      | 67 |
| 3.3.5 热力学第二定律的重要工程意义 .....                   | 67 |
| 3.4 液体系统中的能量质量(品质)问题——热力学第二定律在液体系统中的拓展 ..... | 68 |
| 3.5 能量质量观及可用性概念在水力机械系统工程中的意义及若干体现 .....      | 71 |
| 3.5.1 关于液体系统中某些能量学现象的重新审视 .....              | 71 |
| 3.5.2 关于水力机械中若干问题的分析 .....                   | 71 |
| 3.5.3 其他方面的指导意义 .....                        | 73 |

## 下篇 泵与风机系统能耗经济性的评估计算及设计优化的工程定量方法

|                                                                       |     |
|-----------------------------------------------------------------------|-----|
| 第4章 泵与风机工作理论简述 .....                                                  | 75  |
| 4.1 叶片泵的结构和性能参数 .....                                                 | 75  |
| 4.2 叶片泵的基本方程式和特性曲线 .....                                              | 82  |
| 4.2.1 叶片泵理论扬程的表达式 .....                                               | 82  |
| 4.2.2 理论扬程的能量学意义诠释 .....                                              | 83  |
| 4.2.3 泵的实际扬程和特性曲线 .....                                               | 85  |
| 4.2.4 关于轴流泵 .....                                                     | 87  |
| 4.3 叶片泵的抗汽蚀特性——汽蚀余量 .....                                             | 87  |
| 4.3.1 汽蚀现象 .....                                                      | 87  |
| 4.3.2 “装置汽蚀余量” $NPSH_{\text{equ}}$ 和“泵的汽蚀余量” $NPSH_{\text{pu}}$ ..... | 88  |
| 4.3.3 泵工作中出现汽蚀的条件 .....                                               | 90  |
| 4.3.4 泵的吸入真空高度 $H_s$ .....                                            | 90  |
| 4.3.5 泵的安装高度 $Z_{\text{pu}}$ 的确定 .....                                | 91  |
| 4.3.6 泵系统的抗汽蚀对策 .....                                                 | 91  |
| 4.4 叶片泵的相似理论 .....                                                    | 92  |
| 4.4.1 离心泵的相似工况 .....                                                  | 92  |
| 4.4.2 离心泵在相似工况工作的参数关系 .....                                           | 93  |
| 4.5 离心泵的叶轮切割和泵的系列型谱 .....                                             | 98  |
| 4.6 泵的运行工况调节和泵液系统的若干基本组成方式 .....                                      | 100 |
| 4.6.1 泵的工况调节 .....                                                    | 100 |
| 4.6.2 泵液系统工作的稳定性问题 .....                                              | 101 |
| 4.6.3 泵的串、并联运行 .....                                                  | 102 |



|        |                                                                                                                         |     |
|--------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.6.4  | 系统中管路特性的叠加分析 .....                                                                                                      | 103 |
| 4.6.5  | 参数自动控制的叶片泵系统 .....                                                                                                      | 104 |
| 4.7    | 风机及其工作系统 .....                                                                                                          | 104 |
| 4.7.1  | 通风机的能头参数——升压 .....                                                                                                      | 104 |
| 4.7.2  | 通风机的标准进口状态 .....                                                                                                        | 105 |
| 4.7.3  | 通风机的结构特点 .....                                                                                                          | 105 |
| 4.7.4  | 通风机的升压方程 .....                                                                                                          | 107 |
| 4.7.5  | 通风机的性能参数 .....                                                                                                          | 108 |
| 4.7.6  | 通风机的特性 .....                                                                                                            | 109 |
| 4.7.7  | 相似理论应用的计算关系式 .....                                                                                                      | 111 |
| 4.7.8  | 通风机在管网中的工作及调节 .....                                                                                                     | 112 |
| 4.7.9  | 通风机运行中的喘振及噪声问题 .....                                                                                                    | 113 |
| 附表 4-1 | IS 单吸单级离心泵性能参数 .....                                                                                                    | 113 |
| 附表 4-2 | IB 单吸单级离心泵性能参数 .....                                                                                                    | 114 |
| 附表 4-3 | 双吸泵的性能参数 .....                                                                                                          | 115 |
| 第 5 章  | 泵机系统能耗经济性的评价指标和计算方法 .....                                                                                               | 117 |
| 5.1    | 若干传统观点的质疑和泵的 $K_E$ 特性 .....                                                                                             | 117 |
| 5.2    | 泵液系统的“用场”特点及其能量学的工程诠释 .....                                                                                             | 121 |
| 5.2.1  | 流量型用场 .....                                                                                                             | 122 |
| 5.2.2  | 功率型用场 .....                                                                                                             | 122 |
| 5.2.3  | 泵液系统能量学的工程诠释 .....                                                                                                      | 123 |
| 5.3    | 泵的输液工作经济性分析和“管路换能耗”原理 .....                                                                                             | 124 |
| 5.3.1  | $K_E$ 曲线的能量学和经济性含义解读 .....                                                                                              | 124 |
| 5.3.2  | 关于若干问题的新认识 .....                                                                                                        | 128 |
| 5.3.3  | 泵机系统变转速调节方案节能原理的 $K_E$ 阐述 .....                                                                                         | 130 |
| 5.4    | 与 $K_E$ 参数使用相关的其他若干问题 .....                                                                                             | 133 |
| 5.4.1  | 不同类型泵的能耗水平差异 .....                                                                                                      | 133 |
| 5.4.2  | 半流量相对能耗系数 $\bar{K}_{E(\bar{q}_V=0.5)}$ , 半压降相对能耗系数 $\bar{K}_{E(\bar{H}=0.5)}$ 和半压降相对流量 $\bar{q}_{V(\bar{H}=0.5)}$ ..... | 134 |
| 5.4.3  | 关于叶轮切割时的 $K_E$ 特性 .....                                                                                                 | 134 |
| 5.5    | 实例讨论 .....                                                                                                              | 134 |
| 5.5.1  | 系统简况 .....                                                                                                              | 135 |
| 5.5.2  | 系统实际工作性能的测试 .....                                                                                                       | 138 |
| 5.5.3  | 若干相关问题分析 .....                                                                                                          | 141 |
| 5.5.4  | 关于系统工作的经济性评估和讨论 .....                                                                                                   | 143 |
| 5.6    | 轴流泵的 $K_E$ 特性 .....                                                                                                     | 146 |
| 5.7    | 风机的 $K_E$ 特性 .....                                                                                                      | 147 |
| 第 6 章  | 流量型用场泵与风机系统的设计问题 .....                                                                                                  | 149 |
| 6.1    | 泵与风机系统设计的现状 .....                                                                                                       | 149 |

|                                                                |     |
|----------------------------------------------------------------|-----|
| 6.2 泵液系统设计的优化问题 .....                                          | 150 |
| 6.2.1 优化设计的任务 .....                                            | 150 |
| 6.2.2 目标函数的数学模型及系统的优化设计 .....                                  | 150 |
| 6.2.3 关于管路设计问题 .....                                           | 153 |
| 6.2.4 关于泵机装置构建形式的优化 .....                                      | 153 |
| 6.2.5 泵液系统设计的新思路——高效管路 .....                                   | 154 |
| 6.3 变工况运行系统的平均能耗系数 .....                                       | 155 |
| 6.3.1 等概率运行平均能耗系数 $K_{E,av}$ (或 $\bar{K}_{E,av}$ ) .....       | 156 |
| 6.3.2 时间加权平均能耗系数 $\bar{K}_{E,av,w}$ .....                      | 159 |
| 6.3.3 $\bar{K}_{E,av}$ 和 $\bar{K}_{E,av,w}$ 的不同应用特点 .....      | 161 |
| 6.3.4 变转速调节工况时的 $\bar{K}_{E,av}$ 和 $\bar{K}_{E,av,w}$ 计算 ..... | 161 |
| 6.4 系列泵机产品的总体 $K_E$ 变化态势 .....                                 | 161 |
| 6.5 流量型泵液系统设计的若干具体问题 .....                                     | 164 |
| 6.5.1 一般情况 .....                                               | 164 |
| 6.5.2 系统的初步设计 .....                                            | 165 |
| 6.5.3 $q_{V,cp}$ 和 $h_{cp}(H_{cp})$ 均为确定值时的系统设计 .....          | 166 |
| 6.5.4 $h_0 \approx 0$ 的泵液系统设计 .....                            | 166 |
| 6.6 流量型泵液系统变工况工作系统设计问题 .....                                   | 167 |
| 6.6.1 变流量工作的不同特点 .....                                         | 167 |
| 6.6.2 液力偶合器调速运行的泵液系统 .....                                     | 168 |
| 6.6.3 泵液系统的泵管阀三要素调控运行及系统设计 .....                               | 173 |
| 6.6.4 不同运行方案的比较 .....                                          | 175 |
| 6.6.5 变流量工作泵液系统的设计问题 .....                                     | 176 |
| 6.7 关于风机系统的设计 .....                                            | 178 |
| 第7章 功率型泵液系统简析 .....                                            | 182 |
| 7.1 泵液系统功率型用场及其工程用例分析 .....                                    | 182 |
| 7.2 功率型用场条件下系统出口动能功率的分析 .....                                  | 185 |
| 7.2.1 功率型用场泵液系统的管路特性 $h_p$ .....                               | 185 |
| 7.2.2 不同动力源条件下的射流特点 .....                                      | 186 |
| 7.2.3 泵液系统中的自由能头和自由功率 .....                                    | 186 |
| 7.2.4 管路效率 $\eta_{pipe}$ .....                                 | 187 |
| 7.2.5 功率型泵液系统的能量学性能指标 .....                                    | 187 |
| 参考文献 .....                                                     | 189 |

# 上篇 不可压缩介质流体动力 系统分析理论基础

## 第 1 章 流体机械及流体动力系统概说

### 1.1 流体及流体系统

流体是对液体和气体的统称,因其与固体相比具有流动性的特点而得名。当把根据需要而确定的,占据某一连续空间的流体作为分析对象时,可以称其为流体系统。流体力学和热力学(本书涉及的只是工程流体力学和工程热力学部分,后文中述及部分将不再另作说明)都是研究流体系统的基础科学,但在热力学中称流体系统为“热力系统”,并把所研究的对象流体(一般是气体)称为“工质”。而流体力学则习惯称其为“介质”(一般以液体为例讨论),它们是等价的。本书在不同的节段中将依习惯择用,不另作说明。

流体系统分析中经常使用以下一些物理参数。

$\rho$ ——密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),表示单位体积中流体的质量,流体力学习惯使用这一参数;

$v$ ——比容( $\text{m}^3/\text{kg}$ ),表示单位质量流体的体积, $v = \frac{1}{\rho}$ ,热力学习惯使用这一参数;

$V$ ——流体体积( $\text{m}^3$ );

$T$ ——热力学温度(K),也称绝对温度;

$t$ ——摄氏温度( $^{\circ}\text{C}$ );

$p, p', p_{\text{vac}}$ ——它们分别为相对压力、绝对压力和真空度(Pa)。

在流体系统分析中压力是经常会涉及的,对于它们的不同含义应该非常熟悉。相对压力是指以当地环境大气压力为零点计算的压力,在压力表上可以直接读出,所以也称表压。绝对压力是以绝对零压为计算起点的压力值。真空度则是指当地大气的绝对压力值与所测点绝对压力之差。它们的换算关系为

$$\left. \begin{aligned} p &= p' - p'_a \\ p_{\text{vac}} &= p'_a - p' \\ p &= -p_{\text{vac}} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

$p'_a$  是以绝对压力计算的环境大气压力。以上所有的“压力”实际上都是指具有强度含义的物理学上的“压强”概念,只是工程上已经习惯这样使用了,这样,对有广度含义的“压力”将特别称之为“总压力”。

工程上压力单位除了(Pa)这一基本表示外,还有多种不同的等价计量单位表示方

法,以适应不同的使用特点,如表 1-1 所列。

表 1-1 不同压力计量单位间的换算关系

| N/m <sup>2</sup><br>(帕,Pa) | 10 <sup>6</sup> N/m <sup>2</sup><br>(兆帕,MPa) | 物理大气压<br>(atm)           | 毫米汞柱<br>(mmHg)          | 毫米水柱<br>(mmH <sub>2</sub> O) | 工程大气压<br>(at)           | 巴<br>(bar)                | 千帕<br>(kPa)               |
|----------------------------|----------------------------------------------|--------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1                          | 10 <sup>-6</sup>                             | 9.87 × 10 <sup>-6</sup>  | 7.50 × 10 <sup>-3</sup> | 0.102                        | 1.02 × 10 <sup>-5</sup> | 10 <sup>-5</sup>          | 10 <sup>-3</sup>          |
| 10 <sup>6</sup>            | 1                                            | 9.87                     | 7.50 × 10 <sup>3</sup>  | 102 × 10 <sup>3</sup>        | 10.2                    | 10                        | 10 <sup>3</sup>           |
| 101325                     | 0.1013                                       | 1                        | 760                     | 10332                        | 1.033                   | 1.0133                    | 101.33                    |
| 133.32                     | 0.000133                                     | 0.00132                  | 1                       | 13.6                         | 0.00136                 | 1.333 × 10 <sup>-3</sup>  | 0.1333                    |
| 9.807                      | 0.98 × 10 <sup>-5</sup>                      | 0.968 × 10 <sup>-4</sup> | 0.0726                  | 1                            | 0.0001                  | 0.9807 × 10 <sup>-4</sup> | 0.9807 × 10 <sup>-2</sup> |
| 98067                      | 0.0981                                       | 0.9678                   | 725.6                   | 10 <sup>4</sup>              | 1                       | 0.9807                    | 98.07                     |
| 10 <sup>5</sup>            | 0.1                                          | 0.99                     | 750                     | 1.02 × 10 <sup>4</sup>       | 1.02                    | 1                         | 100                       |
| 10 <sup>3</sup>            | 10 <sup>-3</sup>                             | 9.87 × 10 <sup>-3</sup>  | 7.50                    | 102                          | 0.0102                  | 10 <sup>-2</sup>          | 1                         |

在物理学和工程力学分析中,固体通常是被假定为既无形状上也无体积上变化的“刚体”来讨论的。气体则恰恰相反,无一定形状也无一定体积,它会最终将盛装容器全部充满。反之,在外力作用下,气体也可以被压缩而减小体积,所以是一种“可压缩流体”,其比容  $v$  是可以变化的。物理学知识和生活经验都表明,气体在被压缩和膨胀的过程中会伴有一个“热力过程”发生,外部体现是温度会发生明显变化。在气体的状态参数  $p', v, T$  之间,遵守状态方程式的关系(参见第 3 章)。

液体的性质则在刚体与可压缩流体之间,没有一定的形状,但有一定的体积,其密度的相对变化量很小。设以  $\beta_p$  和  $\beta_t$  分别表示单位压力和单位温度变化所引起的液体体积相对变化率,即

$$\beta_p = - \frac{dV}{V} \cdot \frac{1}{dp} (1/\text{bar}) \tag{1-2}$$

$$\beta_t = \frac{dV}{V} \cdot \frac{1}{dt} (1/^\circ\text{C}) \tag{1-3}$$

以水为例,在常温和常压时,  $\beta_p \approx 0.54 \times 10^{-4} (1/\text{bar})$ ,  $\beta_t \approx 1.4 \times 10^{-5} (1/^\circ\text{C})$ 。可见,这样的变化率在泵液系统中不予考虑是完全没有问题的,因此工程分析中可将其假定为一种“不可压缩流体”介质,即  $\rho = \text{const}$ 。各种讨论分析可按此假定进行。至于在其他工程领域,则应视具体情况而定,不可一律对待。

两种流体在压缩性上具有不同特点的本质原因在于微观结构上的差异。液体的分子间距与它的有效直径在相同的数量级上,温度和外加压力的变化对于这种间距的影响有限。气体则不同,以空气为例,它的分子有效直径的数量级为  $10^{-8} \text{cm}$ ,而常温下它的分子间距则在  $3 \times 10^{-7} \text{cm}$  的数量级,二者远非同一档次。由此,它们在压缩性上的差异也就不难理解了。

液体的不可压缩特点使它与可压缩的气体存在不同的宏观表现。这就是,在外力作

用下,液体只能与“刚体”类似地发生宏观的机械运动而不会伴有热力过程,这种宏观运动是以“流动”(包括“静止”,这是速度为零的一种特殊情况)的形式体现的。但是液体毕竟不是刚体,它的宏观流动只是一种“平均”的形态,在微观上,液体内部的质点运动速度实际并不相同,从而在不同速度的质点之间有内摩擦作用存在。如同固体间的摩擦生热现象一样,液体的内摩擦作用也会有热量生成,但这与气体的压缩性伴随的热力过程是不同的。

由物理学知识可知,任何摩擦作用必定会造成机械能量的损失,所以尽量减少这种损失是任何流体系统都必须考虑的工程课题。就流体本身的物理性质方面而言,影响这种摩擦作用强弱的因素是流体的“黏性”,其衡量指标称为“黏度”。黏度越高,产生的摩擦作用也就越强。黏度有动力黏度、运动黏度和相对黏度等几种不同的表示方法,工程应用中以运动黏度为多,用符号  $\nu$  表示,国际制单位为  $(\text{m}^2/\text{s})$ ,绝对单位制中使用(斯)(St),换算关系为

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ 斯} = 10^6 \text{ 厘斯(cSt)} \quad (1-4)$$

蒸馏水在  $20.2^\circ\text{C}$  时  $\nu = 1\text{cSt}$ ,温度升高, $\nu$  减小,水的  $\nu$  与温度变化关系如图 1-1 所示。

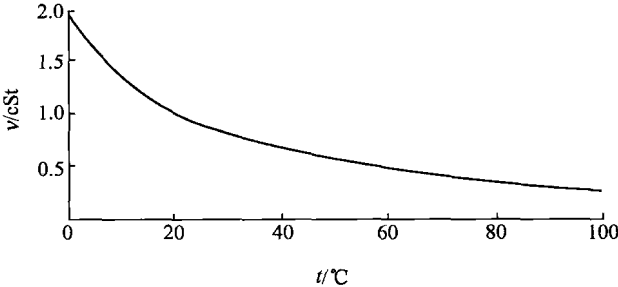


图 1-1 水的  $\nu-t$  关系曲线

工程上广泛使用的各种矿物油的牌号,实际上就是指该种油品在  $50^\circ\text{C}$  时的  $\nu$  平均值(厘斯),如 10 号机械油,即表示  $t = 50^\circ\text{C}$  时,其  $\nu$  值为  $10\text{cSt}$ 。气体的  $\nu$  值随温度的升高而上升,如图 1-2 所示。

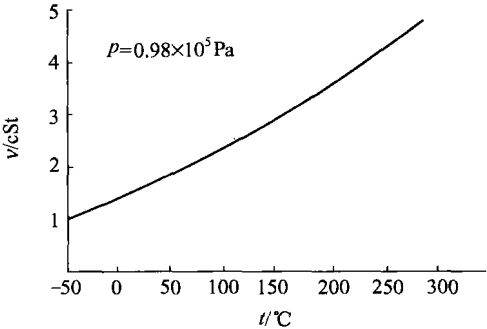


图 1-2 空气  $\nu-t$  关系曲线

液体与气体的这种不同的黏温关系是由它们微观机理上的原因引起的,对此不作讨论了。

工程分析中为了简化讨论,以突出事物的本质性特征,常常作“理想气体”或“理想液体”的假定。在这种“理想”假定下,液体和气体的黏性作用都将消失,能量学过程,包括气体的热力学过程,都将呈现“可逆性”,这在后面述及时将不再作专门说明。

## 1.2 流体机械简述

流体机械是一个重要的机械类别,它们品种多样,功能各异,影响到工程建设和社会生活的各个方面,其共同的特点是在工作过程中必定包含机械构件(叶轮、活塞等)与流体(液体或气体)间的机械能传-转或作用过程,只在射流泵、水锤泵等少数情况下是个例外。此时,机械能的传-转是在两个流动流体之间进行的。由这样的特点可知,有些机械构件如阀门装置,虽然有时结构上也很复杂,功能也十分重要,但并不能算是流体机械。按照不同的原则,可以对流体机械作以下的分类。这些分类有的是交叉体现的。

(1) 按工作理论分析是否考虑流体的可压缩性及热力过程,有可压缩介质流体机械(如气体压缩机、气体膨胀机等)和不可压缩介质流体机械(如水轮机、水泵等)两大类。通风机类产品以气体为介质,但因工作压力较低,气体流速较小,密度的相对变化率很小,只在百分之几的数量级,所以工作理论分析也是按不可压缩介质处理的。或许是因为水是这类流体机械使用最早也是最为广泛的一种介质的缘故,传统习惯上人们都把不可压缩介质流体机械称为“水力机械”。这一称谓简约方便,也基本符合事实,但同时也产生了某种副作用,可能使一些非专业人士以为水力机械似乎不是流体机械,至少是属于另类流体机械的错觉,人们应该消除这种误解。

(2) 按机械的使用目的和能量传-转过程的特点,流体机械可分为动力机械类、工作机械类和传动机械类三种。

① 动力机械,如水轮机(参见图1-3)、气体膨胀机(参见图1-7)、液压马达、气动马达等,它们输入流体机械能而输出机械功,用于满足不同机械的动力需要。同样作为动力机械使用的蒸汽轮机、燃气轮机等机械,它们虽然有流体机械的某些特点,但因为输入的是热能,而且工程分野也比较特殊,通常都归入“热动力机械”类产品加以讨论。

② 工作机械,这类机械一般情况下都是吸收(输入)机械功而输出较高能量的液体流或气体流,以完成流体输送等某种生产作业任务,如各种泵和通风机、气体压缩机等。射流泵、水锤泵等装置是一类特殊情况,它们以一部分高能量流体为动力来完成另一部分较低能量状态流体的输送任务。工作机械类流体机械也可以泛称为泵机类产品,而狭义的泵机则是仅针对液体泵送装置而言的机械(参见图1-4)。

③ 传动机械,如液力变矩器(参见图1-5)、液力耦合器(参见图3-11、图6-8)等液力传动机械以及液压传动、气压传动装置等。但其中液压和气压传动常常将泵和马达或作动筒等部件分离布置,也可理解为一个组合的流体动力系统,而液力传动机械对外已经不显示通常意义上的流体机械形象,作为传动机械最为典型。这其中还包括用于船舶推进的螺旋桨这种特殊的液力传动装置,它的叶轮吸收发动机输出的转矩、转速,输出轴向推力和一个直线运动速度,水体作为一种液体介质起到的也是动力传输的“工作液体”的作用。当然,很多地方都把螺旋桨作为一种吸收机械动力的工作机械来看待,这在某种

意义上并非不可。毕竟,它作为一种单工作轮、自复式作用的液力传动机械,人们未必很容易接受这种概念。

(3) 按作用原理上的不同特点,流体机械可分为叶片式、容积式和其他作用方式三大类。叶片式流体机械如反击式水轮机(参见图 1-3)、叶片式泵(参见图 1-4)、通风机等,这其中又有离心式、轴流式、混流式等一些亚级的小类之分。叶片式流体机械的特点:它们借助于叶轮与流体的相互作用(与反作用)而工作,实现机械功与液体机械能的传递,对于压缩机、膨胀机等叶片式流体机械而言,则还有热能与机械能的转换过程。从作用机理来说,叶片式流体机械具有作为动力机与工作机可逆转换的特点,如像发电机与电动机的可逆性一样。在这类机械中,流体的高能量一侧与低能量一侧之间通过叶片间流道是互相贯通的。

容积式流体机械的工作原理则是借助于由机械结构措施形成的一种“工作容积”的周期性扩大和缩小变化,以实现机械构件与流体间的相互作用及机械能传递,这方面活塞式机械的工作大家并不陌生,在具体结构上也有往复式的(活塞式或柱塞式的往复泵)和转子式的(柱塞式转子泵和马达等)之分。这类机械也有作用机理上的可逆性,但其流体的高能量一侧与低能量一侧间有某种机械密封副隔断(如阀门)而互不贯通。

顺便指出,以上所述的叶片式和容积式流体机械的可逆性只是从作用机理上来说的,并非表示每一台装置都可在工程上可逆工作,这是两回事。

除了叶片式和容积式两大类之外的各种流体机械均可归入其他作用方式流体机械,例如作为动力机械的冲击式水轮机,作为泵机使用的旋涡泵,部分流泵、液环泵以及前文提到的射流泵、水锤泵等。在传动机械中也有一些其他作用机理的装置,此处不再一一列举了。它们各有自己独特的作用原理,但都有一个共同的特点,即不能实现作为动力机和工作机的可逆转换。有些泵机(如旋涡泵、部分流泵等)结构上也有一个叶轮构件,但它们没有可逆作用的可能,所以不属于叶片式流体机械,充其量只能视为一种“类叶片机械”而已。

除了以上分类外,按照不同的结构特点和应用领域等其他一些原则,还可以有一些产品的分类方法,但都不是基本的分类,此处不作详述了。

本书讨论的泵与风机是属于不可压缩介质流体在工作机械类产品,并且只讨论叶片式的泵与风机。涉及其他方面的问题,本书将不作重点分析,某些叙述之所以作适当展开也只是在于更有利于对基本内容的阐述。

### 1.3 流体动力系统概述

什么是流体动力系统?似乎未见有权威的定义,但这是一个经常被使用的技术词汇。就一般工程领域而言,一个包含流体机械的工作、完成某种工程任务的流体系统,大凡都可以包含在这一术语之中。其中“动力”二字,可能意在强调这类系统的能量学含义。下面列举一些常见的工程系统,以为后文的某些讨论作准备之用。

图 1-3 是使用反击式水轮机的水电站主动力部分布置简图,水轮机与水轮发电机同轴布置,由水能动力转换而得的水轮机出力(输出功率)直接以电能的形式由电站向外输出。图 1-3 中的  $H_z$  为电站上、下游水位差,称为电站的装置水头或毛水头。



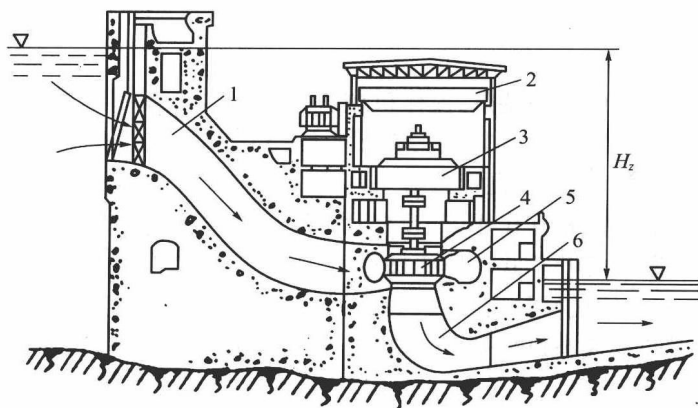


图 1-3 水电站中动力部分布置简图

1—引水管路；2—吊车；3—发电机；4—水轮机转轮；5—水轮机蜗壳；6—水轮机尾水管。

图 1-4 是使用离心泵抽送液体的系统简图,叶轮由外部动力驱动旋转,泵的功能是把低位水池中的液体抽送到高位水箱中。在这一系统中,两个水池液面上的压力条件都是大气压力,只有高程上的不同。

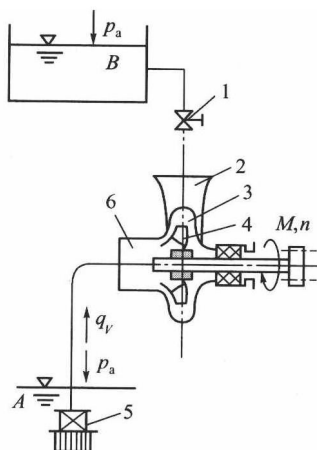


图 1-4 离心泵工作系统简图

1—调节阀；2—排出管路；3—泵的压水室；4—叶轮；5—底阀；6—吸水管路。

图 1-5 是一种曾在装载机等工程机械上广为使用的向心涡轮式液力变矩器的结构图,B、T、D 分别称为泵轮、涡轮和导轮,B、T 的功能(参见图 3-12)相当于离心泵和混流式水轮机的叶轮(转轮),分别通过罩壳 3、弹性联结板 2、涡轮空心轴 10 与动力输入端(发动机飞轮)及输出端(变速箱等)相连,导轮 D 则是固定件,相当于水轮机的导叶。各叶轮流道相互连通并共同形成一个回转空间,称为“工作腔”。工作时工作腔内充满液体,一般使用专门的液力传动油。泵轮的旋转使工作腔中形成一个循环流动,并推动涡轮的旋转,驱动工作机械(车辆上则是行走装置)工作。图 1-5 中的 9 是第二动力输出口,用以驱动一个齿轮泵,以便向工作腔供油并形成补偿冷却循环回路,以保证工作腔中必要的最低压力和配合外接冷却器实现工作油的热量平衡,维持系统的连续运行,它与泵

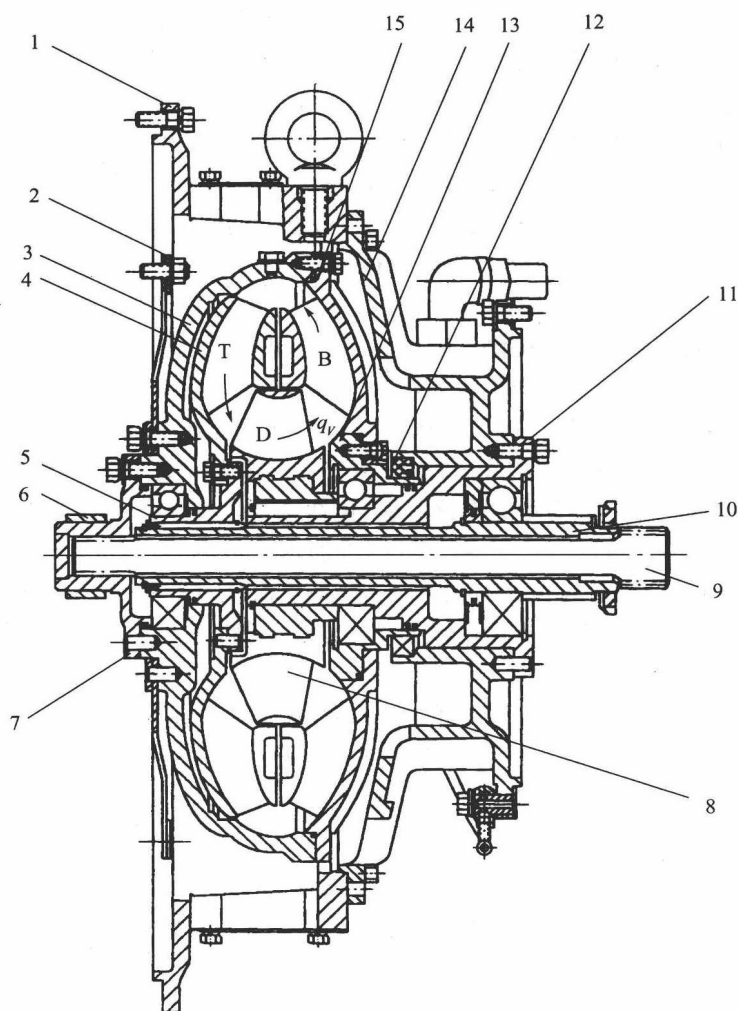


图 1-5 YB-355 变矩器结构

1—外壳体；2—弹性联结板；3—罩壳；4—涡轮；5—涡轮毂；6—衬套；7—供油泵驱动盘；8—导轮；  
9—供油泵驱动轴；10—涡轮空心轴；11—导轮座；12—油封；13—泵轮套；14—变矩器支承壳体；15—泵轮。

轮至涡轮的动力传输并无机理上的直接联系，与工作腔中主循环流动的形成与强度也无直接关联。

变矩器的机械特性参数如下。

$\lambda_{M,B}$ ——泵轮力矩系数，体现装置工作能力的大小，传输转矩  $M_B = \lambda_{M,B} \rho g n_B^2 D^5$  (N·m)，其中  $n_B$  为泵轮转速， $D$  为工作腔最大直径(m)；

$K$ ——变矩系数， $K = \frac{M_T}{M_B}$ ；

$i_{TB}$ ——转速比， $i_{TB} = \frac{n_T}{n_B}$ ，是表征变矩器工况的参数；