

油气管道技术丛书

成品油管道的 运行与技术管理

夏于飞 主 编

张国忠 卜文平 副主编

CHENGPINYOU GUANDAO DE
YUNXING YU JISHU GUANLI



中国科学技术出版社

油气管道技术丛书

成品油管道的运行与技术管理

夏于飞 主 编
张国忠 卜文平 副主编

中国科学技术出版社

· 北 京 ·

图书在版编目 (CIP) 数据

成品油管道的运行与技术管理/夏于飞主编. —北京:
中国科学技术出版社, 2010. 9

ISBN 978 - 7 - 5046 - 5705 - 3

I. ①成 … II. ①夏 … III. ①石油输送 - 成品油管
道 - 管道输送 - 管理 IV. TE832

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 177658 号

本社图书贴有防伪标志, 未贴为盗版

责任编辑 郭 璟
封面设计 高 博
责任校对 林 华
责任印制 张建农

中国科学技术出版社出版

北京市海淀区中关村南大街 16 号 邮政编码: 100081

电话: 010 - 62173865 传真: 010 - 62179148

<http://www.kjpbooks.com.cn>

科学普及出版社发行部发行

北京永峥印刷有限责任公司印刷

*

开本: 787 毫米 × 1092 毫米 1/16 印张: 19.75 字数: 500 千字

2010 年 9 月第 1 版 2010 年 9 月第 1 次印刷

印数: 1 - 2400 定价: 40.00 元

ISBN 978 - 7 - 5046 - 5705 - 3/TE · 25

(凡购买本社的图书, 如有缺页、倒页、
脱页者, 本社发行部负责调换)

前 言

本书主要介绍成品油管道的运行与技术管理（不包括成品油管道建设），可作为从事成品油管道运行管理人员的培训教材，也可作为高等院校油气储运专业教学的辅助教材。

本书根据近几年我国长输成品油管道快速发展的具体情况，在对长输成品油管道运行中出现的一系列问题分析总结的基础上，吸取和借鉴了国外长输成品油管道运行管理经验编写而成。

全书共分十章，包括成品油管道概况、成品油管道的工艺计算、成品油管道顺序输送理论、成品油管道的运行管理、输油站及其主要设施、外管道的主要设施与管道防腐、成品油管道的自动控制、油品计量与质量管理、成品油管道的完整性管理、成品油管道的瞬变流动与控制。

本书在编写过程中得到了中国石油大学（华东）、中国石化销售华南分公司、中国石化华东管道设计研究院等多家单位的大力支持和帮助，在此一并表示感谢。由于编者水平有限，难免有遗漏和错误之处，恳请读者批评指正。

编 者

2010 年 3 月 22 日

CONTENTS

目 录

第1章 成品油管道概况	(1)
第一节 成品油管道的输送工艺	(1)
第二节 成品油管道系统的组成	(2)
第三节 成品油管道发展概况	(3)
第2章 成品油管道的工艺计算	(5)
第一节 输油泵站工作特性	(5)
第二节 成品油管道工作特性	(13)
第三节 泵站—管道系统的工作点	(19)
第四节 成品油管道的工艺设计	(22)
第五节 成品油管道的运行工况分析与调节	(30)
第3章 成品油管道顺序输送理论	(37)
第一节 成品油管道顺序输送的特点	(37)
第二节 成品油管道顺序输送的混油理论	(39)
第三节 管道下载点的混油量计算与混油接收	(43)
第四节 混油界面的检测	(56)
第五节 顺序输送管道最优化	(59)
第4章 成品油管道的运行管理	(65)
第一节 调度计划编制	(65)
第二节 调度工作的组织	(67)
第三节 顺序输送的组织	(69)
第四节 顺序输送时控制油品质量和混油形成的组织实施	(71)
第五节 成品油管道常见故障分析和处理	(73)
第六节 成品油管道的投产	(79)
第5章 输油站及其主要设施	(85)
第一节 输油站场的分类	(85)
第二节 成品油管道站场的平立面布置	(86)
第三节 输油站的工艺流程	(89)
第四节 输油泵与原动机	(91)
第五节 输油站的其他主要生产设施	(95)
第6章 外管道的主要设施与管道防腐	(102)
第一节 选线原则与管道敷设	(102)

第二节	管道穿(跨)越	(103)
第三节	线路管材与线路截断阀	(114)
第四节	管道防腐	(116)
第7章	成品油管道的自动控制	(130)
第一节	SCADA 系统概述	(131)
第二节	SCADA 系统调控中心	(135)
第三节	SCADA 站控系统	(146)
第四节	可编程逻辑控制器 (PLC)	(149)
第五节	远程终端单元 (RTU)	(153)
第六节	SCADA 的通信系统	(157)
第七节	成品油长输管道的控制系统	(167)
第八节	国产 SCADA 系统在华东成品油管道调控中心的应用	(181)
第8章	油品计量与质量管理	(187)
第一节	成品油的种类与质量指标	(187)
第二节	油品静态计量	(190)
第三节	油品动态计量	(196)
第四节	流量计检定	(222)
第五节	石油容器容积表	(234)
第六节	油品质量控制	(236)
第9章	成品油管道的完整性管理	(239)
第一节	管道完整性数据资料的收集和整合	(240)
第二节	成品油管道完整性的风险评价	(241)
第三节	成品油管道检测技术与完整性管理	(259)
第10章	成品油管道的瞬变流动与控制	(281)
第一节	管道的瞬变流动过程基础	(281)
第二节	管道瞬变流动的描述	(285)
第三节	成品油管道中的水力瞬变流动	(298)
第四节	管道水力瞬变流动的危害与控制	(303)
参考文献		(310)

第 1 章

成品油管道概况

成品油运输有公路、铁路、水运、空运和管道输送五种方式。管道运输成品油与其他运输方式相比，具有以下特点：

(1) 管道大部分埋设于地下，占地少，走向受地形、地物的限制少，运输距离短。

(2) 管道运输受恶劣气候的影响小、噪声小、油气损耗小、对环境污染少。

(3) 管道运输能耗少，便于实现自动化管理，劳动生产率高，运费低。

(4) 管道运输适用于单向、定点、大流量连续运输要求。一条管径为 700mm 的管道年输油量约 2×10^7 t，管径为 1 200mm 的管道年输油量约 1×10^8 t，分别相当于一条铁路及两条双轨铁路的年运输量；在美国，管道输油的能耗约为铁路运输的 $1/7 \sim 1/3$ ，是陆上运输方式中输油成本最低的。

与管道运输相比，海运更为经济，但受地理环境限制；内河水路运输也受航道限制，公路运输适用于少量油品的短途运输，比较灵活，铁路运输成本高于管输，但这三种运输方式都有油气损耗大的缺点。

第一节 成品油管道的输送工艺

成品油管道多采用顺序输送方式。顺序输送即是在一条管道内，按照一定批量和次序，连续地输送不同种类油品。

顺序输送工艺已广泛应用于管道输送领域。由于市场对多种成品油都有需求，沿一条管道顺序输送不同油品，不仅可以减少工程投资，降低输油成本，而且可以有效提高管道企业效益。因此，顺序输送工艺最早在成品油管道上得到了应用。

顺序输送不仅用于输送成品油，而且也用于不同种类化工产品、不同油田原油的顺序输送。为了充分利用管道的输送能力，国外还成功地进行了轻质原油与成品油、轻质原油与液化石油气、成品油与液化石油气等的顺序输送。

成品油管道有如下特点：

(1) 成品油管道的服务对象是社会用户，因此，成品油管道的设计、运营管理要适应市场需求。在设计阶段，根据市场需求确定管道的走向，选择沿线管道的管径和设备配置；在管道运行阶段，按照市场需求和管道运行要求，编制管道的输油计划，实施管道调度运行管理。

成品油管道经营管理面向市场,且成品油消费市场随经济的发展而扩张,因此,管道的输油任务会随着经济的发展而增长。可以说,成品油管道企业是成长型的企业。

虽然成品油管道企业属成长型企业,建设管道既要考虑市场发展空间,更要顾及管道本身的属性,特别是成品油管道会产生混油的特点。

(2) 成品油管道输送的油品种类多,运营调度管理难度大。有的长距离成品油管道,同时服务于几十个用户,上百种不同的油品沿管道输送,批次跟踪复杂,油品到站、开始下载、下载结束操作频繁,泵站输出特性和管道运行状态始终处于不稳定过程。

成品油管道顺序输送,在两种油品交界处会产生混油;管道出站会产生干线节流损失,分输站会产生下载节流损失。成品油管道的混油损失和节流损失的大小与输油计划和调度运行方案密切相关。制定合理的输油计划,实施科学的调度管理,减少混油量和节流损失成为成品油管道运营工作者的重要任务之一。

(3) 成品油管道顺序输送,需要采用密闭输送工艺。采用密闭输送工艺,可以消除中间站场旁接油罐大量增加混油的因素,降低旁接油罐的建设投资,减少运营期间旁接罐内存油占用的流动资金。采用密闭输油工艺,便于协调全线的能量匹配,实施优化运行,减少干线节流损失。

(4) 成品油管道采用顺序输送,管内可能同时存在若干种油品,沿线油品分输和管道动态特性分析都需要在线监测和跟踪混油界面。成品油管内的混油界面位置取决于沿线管内流量、管径、分输操作、分输流量和下载累计量,沿管道的不同位置,管内混油界面移动速度随时间而变化。

测定各批次油品到站时间,要依靠各站在线密度计的密度测量。对于不同种类的油品,依据密度变化判断到站混油界面;对于同种类油品,由于混油界面密度差别小,需采用其他的方法检测、判断。

第二节 成品油管道系统的组成

成品油管道系统由输油站和线路两大部分及辅助系统设施组成。长距离成品油管道设有起点输油站,也称首站,它的任务是收集储存石油产品,经计量后向下一站输送。一般,首站临近炼油厂或油港,接受炼油厂或油轮的成品油。首站的主要组成部分有油罐区、输油泵房和油品计量装置。炼油厂或油港来油经计量后进入罐区,罐区来油经输油泵加压、计量后进入干线管道。

油品沿着管道向前流动,压力不断下降,需要在沿途设置中间输油泵站继续加压,直至将油品送到终点。

美国科洛尼尔成品油管道系统在中间站还设计了干线油品冷却系统,用于克服管道大流量产生的摩擦热对热膨胀的影响。管道设计规定油温不大于 49°C ,当管内油温接近 49°C 时,油品在中间站进入换热器进行降温。

为了满足沿线地区用油,可在中间站场分出一部分油品,直接进入地方油库或经支线输往其他地区。也可在中途接受附近炼油厂或油码头来油,汇集于中间输油站或干管,输往终点。按照功能特点,中间站场又分为中间泵站、分输泵站、分输站和注入站等。

输油管道的终点又称末站，它可能是长距离输油管的转运油库，也可能是其他企业的附属油库。末站的任务是接受来油和向用油单位供油，设有较多的油罐与计量系统。

长距离输油管的线路部分包括管道本身，沿线截断阀室，通过河流、公路、山谷的穿（跨）越构筑物，阴极保护设施，以及沿线特殊地段的简易公路、通信与自控线路等。长距离输油管道上每隔一定距离设有截断阀，大型穿（跨）越构筑物两端或地形起伏较大的管段也设有截断阀，这样一旦发生事故可以及时截断管道，限制管内油品大量泄漏，防止事故扩大且便于抢修。输油管道截断阀的间距一般不超过 32km，对于地形起伏较大的管段，可依据实际情况缩短截断阀间距。

长距离输油管道由钢管焊接而成。为防止土壤对钢管的腐蚀，管外都包有防腐绝缘层，并采用电法保护措施。

计算机数据采集与监控（SCADA）系统是现代长输管道普遍采用的自动化方式，一般由全线集中控制、站场、就地三级控制组成，对全线及各站进行数据采集、处理、监测和控制，实施调度管理和安全保护，由管道的调度控制中心可以遥测、遥控全线。

有线或无线通信系统是长距离输油管道不可缺少的设施之一，是全线生产调度和指挥的重要工具。近年来通信卫星与微波技术被广泛地用于输油管的通信系统和生产自动化的信息传输系统，使通信和信息传输更加可靠和现代化。

第三节 成品油管道发展概况

现代成品油管道系统是一个国家经济实力的标志。第二次世界大战期间，美国因战争需要，建设了一条当时管径最大、距离最长的成品油管道，管径 500mm，包括支线在内，全长 2 745km，日输成品油量为 37 360m³。战后随着石油工业的发展，管道建设进入了一个新阶段，各国家都建设了不少长距离成品油管道。现代成品油管道多建成地区性的管网系统，沿途多处收油和分油，采用密闭和顺序输送方式输油。

1929 年，美国最早在长 1 230km、直径 0.2m 的成品油管道上进行了三种汽油和丁烷沿管道的顺序输送试验。1930 ~ 1932 年间，苏联工程师 A. A. 卡谢也夫在巴库 - 巴杜姆的煤油管道上进行了煤油和粗柴油顺序输送的工业试验。1943 年，苏联石油运销总局在工业管道上实现了轻质成品油的顺序输送。

目前，全世界最大的成品油输送系统，有美国的科洛尼尔、西欧的莱茵 - 美茵、苏联的古比雪夫 - 勃良斯克等管道系统。美国的科洛尼尔成品油管道系统就是世界上大型成品油管道系统的典型代表之一。

该管道系统从得克萨斯州的休斯敦至新泽西州的林登。该管道在 1954 年酝酿筹建，1962 ~ 1964 年建成一期主干线。全长 2 400km，干线管径 762 ~ 914mm；支线全长约 2 100km，支线管径 152 ~ 559mm。1972 ~ 1979 年建成复线，复线管径为 914 ~ 1 016mm，干线全长约 2 100km，支线全长约 1 200km，全系统干线与支线总长约 8 600km。有 10 个注油点和 281 个下载点。该管道扩建后，将 1 016mm 的复线改输轻质油品，914mm 的老线改输重质油品，双线可顺序输送各种牌号的成品油 118 种，年输油量达到 9.3×10^7 t。目前科洛尼尔管道是世界上最先进和规模最大的成品油管道系统，全美国消耗的轻质油品中有

1/6 是由该管道输送的。

为减少顺序输送过程中的混油量和输量过高产生的摩擦热的影响，管道限制了最低、最高流量，管径为 762 ~ 914mm 管道的限制流速范围为 2.2 ~ 3.3m/s。

近年来，我国成品油管道得到了高速发展。1977 年建成了第一条长距离、小口径、顺序输送的格尔木 - 拉萨成品油管道。该管道建设通过世界屋脊青藏高原，穿过永久冻土带等地质条件极为复杂地区，全长 1 080km，管径 150mm，顺序输送汽油和柴油。20 世纪 90 年代至今，先后建设了克拉玛依 - 乌鲁木齐、抚顺 - 鲅鱼圈、兰州 - 成都 - 重庆、西南管道、珠三角管道、鲁皖、乌鲁木齐 - 兰州等成品油管道。

2006 年 1 月建成投产的西南成品油管道，起点为广东茂名，途经广东、广西、贵州、云南四省区的 42 个市县，终点到达云南昆明。全线长约 1 740km，设有调度控制中心 1 座、站场 19 座，支线 3 条。管径有 508mm、457mm、406mm、323mm、273mm、219mm 六种口径。西南成品油管道穿越地形起伏复杂的云贵高原，局部最大落差 1 165m，管道设计压力 7.5 ~ 15.1MPa，年输量 1×10^7 t。西南成品油管道是国内目前线路最长、输量最高、运行工况最复杂、自动化控制水平最高的成品油管道，有些指标接近国际先进水平。

目前正在建设的大型成品油管道主要有：兰州 - 郑州 - 长沙成品油管道、鲁皖二期工程、长江三角洲、浙闽沿海等地区的成品油管道，这是构建成品油管道网的骨架。中远期将逐步形成成品油管道网络。

第 2 章

成品油管道的工艺计算

成品油管道工艺技术比原油管道复杂，大多采用顺序输送工艺，而且是多分支、多出口，以方便向管道沿线及附近的城市供油。由于管内有多种油品顺序输送，泵站特性和管道特性都会发生变化，但成品油管道工艺设计计算时，通常以管道内充满同种油品为前提。工艺设计计算的任务就是要妥善解决沿线管内油品的能量消耗和能量供应这对主要矛盾，使其安全、经济地完成输送任务，通过计算确定管径、选泵、确定泵机组、泵站及其沿线站场位置的最优组合方案，并为管道采用的控制和保护措施提供设计参数。为此，必须掌握泵站的工作特性和管道中压力能损失规律。

对于输送成品油的埋地管道，沿线不需加热，在管内油品流速不是很高的情况下，油品在管道中输送一定距离后，管内油品温度接近管道埋深处的地温。因此，尽管沿线油品的温度仍有变化，但变化的幅度远小于热油管道的情形，泵站特性计算和管道压降计算公式与等温管道相同。需要指出的是，当流速较高时，成品油沿管道输送产生的温升往往不容忽视，应注意校核温升情况。

第一节 输油泵站工作特性

输油管道的泵站与管道本身一样，都是管道系统非常重要的组成部分。通常情况下，流体在一定的出站压力下离开泵站。由于摩阻和高差的作用，随着流体与站场距离的增加，其压力会逐渐下降。管道中流体的压力不能低于管道末端的进站压力，否则油品会停止流动。如果流体流过一定的距离后，泵站提供的能量被消耗，致使运行压力低于进口压力，这时就需要增设另一个泵站。如果想从支线向干线输送流体，那么支线必须保持足够高的压力，才能保证流体可以流入干线。泵站的任务就是向管内输送油品，并提供一定的压力能，维持管内油品的流动，所有泵站都必须配备泵。

用于输油的泵主要有离心泵、螺杆泵、齿轮泵、往复泵等。由于离心泵具有结构简单、体积小、重量轻、操作平稳、流量稳定、性能参数范围广、易于制造、便于维修等优点，加之成品油黏度较小，适合离心泵的工况，因此成品油管道主输泵普遍采用离心泵。

一、离心泵的工作特性

1. 离心泵

离心泵由叶轮和壳体组成。叶轮由原动机的传动轴带动，将液体“甩”进泵的壳体，通过离心力增加液体的能量。增压后的流体排入泵出口管线。上述过程须满足以下条件：

- (1) 液体进入叶轮和排出泵体时必须保持相同的流速。
- (2) 泵吸入压力必须高于叶轮进口压力某一数值，用以克服吸入管路的摩阻和高差。
- (3) 叶轮内的压力不能低于液体的蒸汽压。
- (4) 叶轮提供的总压头必须足以克服系统下游的阻力。

离心泵的类型很多。有的离心泵只有一个叶轮，称单级泵；有的则拥有若干相互串联的叶轮，称多级泵。叶轮的设计因用途和运行条件的不同而不同。泵壳的设计也会有所不同，可以是单体的也可以是由两部分组成的。根据泵入口的位置也可以把泵分为两类。入口沿轴布置，与叶轮同心的离心泵，称为端吸式泵。入口与叶轮轴线垂直的离心泵称为侧吸式泵。除输量以外，离心泵还可以根据比转数进行分类。比转数与流速、压头和叶轮转动速度等有关。

引起离心泵效率降低的主要原因是空气泄漏以及吸入管线或泵内存在空气或蒸气。泵运行过程中另一个重要因素是泵和原动机的对中。如果对中不当，会产生震动、过热等现象，还可能使泵轴及其他泵组件出现应力异常。在泵的安装过程中，恰当的对中是一个非常关键的步骤。而且，泵运行过程中需要经常检查，以确保对中。泵的使用过程中，汽蚀也是需要重点考虑的。当泵入口局部压力降低时就可能发生汽蚀。汽蚀会导致较大强度的震动，降低泵效率，某些情况下还会使泵的组件功能失效。

在系统使用寿命之内，输量可能会发生很大的变化。因此有必要考虑这种操作条件的变化，并选择在工程寿命期内都能有效运转的设备。必须对一系列的泵进行比选，并考虑泵及附件的交错布置。流量和压差共同决定了泵给液体提供能量的大小。如果功率确定，流量会随压差的增大而减小。泵的轴功率为

$$P = \frac{q_v \rho H}{102\eta} \quad (2-1)$$

式中， P 为输油泵轴功率，kW； q_v 为输送温度下泵的排量， m^3/s ； H 为输油泵排量为 q_v 时的扬程，m； ρ 为输送温度下介质的密度， kg/m^3 ； η 为输送温度下泵排量为 q_v 时的输油效率。

驱动泵电动机功率应按下式计算

$$N = k \frac{P}{\eta_e} \quad (2-2)$$

式中， N 为输油泵配电机额定功率，kW。 P 为输油泵轴功率，kW。

η_e 为传动系数，取值如下：直接传动 $\eta_e = 1.0$ ；齿轮传动 $\eta_e = 0.9 \sim 0.97$ ；液力耦合器 $\eta_e = 0.97 \sim 0.98$ 。 k 为电动机额定功率安全系数，取值如下：当 $3 < P \leq 55$ 时， $k = 1.15$ ；当 $55 < P \leq 75$ 时， $k = 1.14$ ；当 $P > 75$ 时， $k = 1.10$ 。

2. 固定转速离心泵的工作特性

(1) 离心泵工作特性。输油泵站的工作任务就是不断地向管道输入一定量的油品，并给油流供应一定的压力能，维持管内油品的流动。所以泵站的工作特性就是泵站所输出的流量 Q 和压头 H 间的变化关系。可用 $H=f(Q)$ 的数学关系式或曲线表示。泵站的压力能供应任务，是由站上所装备的输油泵机组来完成的。所以泵站的工作特性也是运行泵机组的联合工作特性。单台泵机组的工作特性不仅取决于泵的类型和规格，还和驱动泵的原动机类型密切相关。

在恒定转速下，泵的扬程和排量的变化关系 ($H-Q$) 称为泵的工作特性。另外，泵的工作特性还应包括功率与排量特性 ($N-Q$) 和效率与排量特性 ($\eta-Q$) 等。

图 2-1 为进口 ZM I 400/03 (B) 型泵和国产 200GKS70A 型泵的性能曲线。

离心泵的 $H-Q$ 性能曲线是选择泵和操作使用的主要依据。 $H-Q$ 性能曲线有陡降、平坦及驼峰之分。具有平坦特性的离心泵，排量变化较大时，扬程变化不大；具有陡降特性的离心泵，扬程变化较大时，排量变化不大；具有驼峰特性的离心泵，其扬程随排量的变化先增加后减小。因此，对于具有陡降和平坦特性的离心泵，在操作中可以通过减小或增大扬程来调节排量。

对固定转速的离心泵机组，可以由实测的几组扬程和排量数据，用最小二乘法回归为泵机组的特性方程 $H=f(Q)$ ，为便于成品油管道的应用，可以近似表示为

$$H = a - bQ^{2-m} \quad (2-3)$$

式中， H 为离心泵扬程，m 液柱； Q 为离心泵排量， m^3/h ； a 、 b 为常数； m 为列宾宗公式中的指数，在水力光滑区内 $m=0.25$ ，混合摩擦区中 $m=0.123$ 。

对于目前长输管道上常用的离心泵机组，在水力光滑区和混合摩擦区计算中，式 (2-3) 的回归结果与实测特性曲线的误差一般小于 2%。

离心泵 $N-Q$ 性能曲线是合理选择驱动及功率和操作启动泵的依据，一般离心泵在 $Q=0$ 时轴功率最小，故启动时应关闭泵出口调节阀（目前生产中一般采取出口阀开启 10% 停泵）。离心泵 $\eta-Q$ 性能曲线是检查泵工作经济性的依据，工程上将泵效率最高点定为额定点，对应的流量、扬程称为额定流量和额定扬程，一般取最高效率以下 7% 范围内诸点所对应的工作点为良好工作区，有些泵样本上基本性能曲线只绘制良好工作区。

(2) 选泵。设计输量和所需克服的压差是选泵过程中关键性的指标。压差是指出口压力与吸入压力之差。吸入压力取决于流体的种类和布局（井口）、管道、罐或其他容器以及吸入管线。排出压力则使流体流入管道。管道中的压力取决于水力条件、管道所需的进站压力以及泵出口和管道终点之间的压力损失。选泵的过程实际上是要选择一个机组，该机组应能够在现有压差下泵送所需的液量，而机组的原动机则需为泵提供足够的轴功率。如前所述，生产厂家会为每台泵提供扬程-流量曲线，该曲线给出某一确定压头下泵的输量。扬程和流量不同，泵效也不同。选择的泵在设计输量和压力条件下应在高效区工作。除了要考虑泵的扬程外，还应考虑泵的承压能力。

尽管对于一些泵的类型和应用来说，可能用不到某些数据，但一般需要根据下列信息来选择合适的泵：

1) 流体特性，包括泵送温度、泵送温度下的密度和饱和蒸汽压、腐蚀性物质的酸度值。

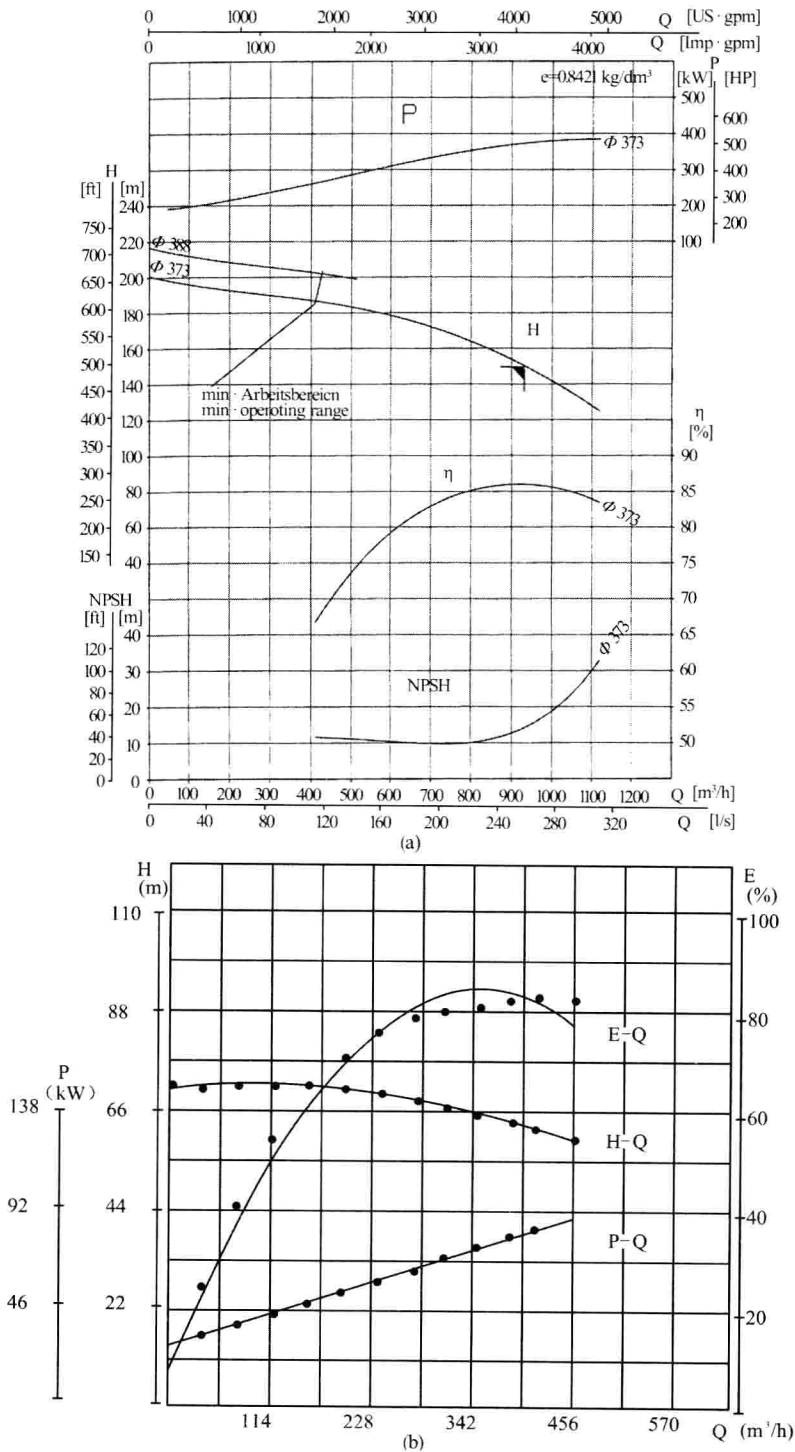


图 2-1 离心泵的性能曲线

(a) ZM 1400/03 (B) 型泵特性曲线; (b) 200GKS70A 型泵特性曲线

- 2) 设计泵速以及预计的输量变化要求。
- 3) 压力条件, 包括吸入压力和排出压力、允许汽蚀余量、预估压力条件以及泵是否与其他泵串联或并联。
- 4) 优先选择的泵的类型以及离心泵轴密封的种类。
- 5) 为高温、腐蚀性流体或其他苛刻条件提出的特殊冶金要求。
- 6) 原动机的类型以及任何空间限制。

对可行方案进行经济评价是选泵的重要一环。必须对每种方案的运行费用和初始投资进行比较。其他要考虑的因素有: 年度维护费用和燃料效率; 运行、维护及燃料费用可能存在的增长; 每台泵特殊的优势或局限性。选泵不能仅仅依据上述的某一个标准, 必须针对特定用途, 基于最优组合的基础上进行选择。

站场的监控对实现设备的可靠操作非常重要。当发生高温、低流量、超压、润滑油温度过高或其他非正常状况时, 泵必须能够自动关闭。设计关闭系统的目的是在发生严重破坏之前停泵。尽管破坏避免了, 停输造成的损失仍然可能很大。为降低这种损失, 有必要安装备用泵机组。泵停运后, 备用泵可以迅速投入运行; 当泵需要维护时, 备用泵也会派上用场。

3. 调速泵的工作特性

调节离心泵的转速, 可以改变泵的工作特性, 从而调节泵的排量和扬程。泵机组的调速措施可分为两类: 一类是通过改变原动机的转速实现泵机组调速。如柴油机、燃气轮机都具有调速功能, 电动机可以采用变频方法改变转速; 另一类是通过安装在原动机和离心泵之间的调速器改变泵的转速。调速器的传动效率与其变速比成正比, 调速范围越大, 传动效率越低。

根据离心泵的相似原理, 转速变化后的泵特性可用下式描述:

$$H = a\left(\frac{n}{n_0}\right)^2 - b\left(\frac{n}{n_0}\right)^m Q^{2-m} \quad (2-4)$$

式中, n 为调速后泵的转速, r/min ; n_0 为调速前泵的转速, r/min ; a 、 b 为对应 n_0 转速时泵特性方程中的两个常系数; 其他符号意义同前。

4. 叶轮直径变化后的泵特性

在一定转速下, 采用不同直径的叶轮, 可以得到不同的泵特性。根据离心泵的切割定律, 叶轮直径变化后的泵特性可用下式表示:

$$H = a\left(\frac{D}{D_0}\right)^2 - b\left(\frac{D}{D_0}\right)^m Q^{2-m} \quad (2-5)$$

式中, D 、 D_0 为变化前后的叶轮直径, mm ; a 、 b 为对应 D_0 叶轮直径泵特性方程中的两个常系数; 其他符号意义同前。

叶轮的切割量不能太大, 否则切割定律失效, 并使泵效率明显下降。最大切割量与比转数有关, 比转数 n_s 越大, 允许的切割量越小, 如表 2-1 所示。

表 2-1 叶轮的最大允许切割量

n_s	60	120	200	300	350
$(D_2 - D'_2) / D_2$	0.2	0.15	0.11	0.09	0.07

5. 离心泵的允许汽蚀余量

(1) 汽蚀余量与吸上高度的计算。泵系统设计过程中, 汽蚀余量 (Δh_{xu}) 是重要的指标之一。每台泵都有必需的汽蚀余量 (常用液柱高度来表示)。泵必需的汽蚀余量通常由生产厂家在泵特性曲线图上给出。在特定的应用场合, 泵的有效汽蚀余量必须等于或大于厂家提供的泵的汽蚀余量。如果设定输量下吸入压头不够, 可能会发生气阻、汽蚀甚至损坏泵。

离心泵铭牌上标明的允许汽蚀余量 (Δh_{xu}) 是在常温下用清水测得的。 Δh_{xu} 是指在额定排量下, 为保证泵的正常工作的, 在泵的入口液体必须具有高于其蒸汽压力的能量, 以克服泵入口处的内部损失。实际上有效汽蚀余量取决于下列因素: 液位、大气压、液体蒸汽压、液体比重、管线和阀门的摩阻损失以及吸液罐与泵入口中心的压差等。泵从带压罐中抽吸液体比从常压罐中抽吸液体产生的有效汽蚀余量大。并且, 吸液罐相对泵的位置越高, 有效汽蚀余量越大。

泵入口处的绝对压力与有效汽蚀余量 Δh 的关系为

$$\Delta h = \frac{P_\gamma}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_\gamma}{\rho g} \quad (2-6)$$

式中, P_γ 为泵入口处液体的绝对压力, Pa; ρ 为所输液体的密度, kg/m^3 ; v 为泵入口处液体的平均流速, m/s ; g 为重力加速度, m/s^2 ; P_γ 为所输液体在该处的蒸汽压, Pa。

在泵的铭牌上有时也用允许吸上真空度 H_s 来表示泵的吸入性能。 H_s 是指在额定排量下, 当大气压力 P_a 为 101 325 Pa 时, 抽吸 20℃ 清水, 为保证泵正常运转所允许的最大吸上高度。 H_s 与 Δh_{xu} 之间的关系为

$$H_s = \frac{P_a - P_v}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \Delta h_{xu} \quad (2-7)$$

20℃ 时水的蒸汽压为 2353.6 Pa, 代入上式可得输水时两者的换算关系, 近似为

$$(\Delta h_{xu})_{sh} = 10 + \frac{v^2}{2g} - (H_s)_{sh} \quad (2-8)$$

当所输油品运动黏度大于 $60 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 离心泵的允许汽蚀余量增大。应对样本上给出的允许汽蚀余量进行修正, 求出所输油品黏度下的允许汽蚀余量 $(\Delta h_{xu})_y$ 。若泵样本上给出的是输水时的允许真空度 H_s , 则应先换算成 $(\Delta h_{xu})_{sh}$ 后, 再根据黏度换算成 $(\Delta h_{xu})_y$ 。在式 (2-7) 中代入 $(\Delta h_{xu})_y$ 、油品的蒸汽压 P_γ 及密度 ρ , 可求得离心泵输油时的允许吸上真空度。

(2) 油品蒸汽压对汽蚀余量的影响。鉴于成品油都是烃类混合物, 它不同于水这样的纯液体, 油品的饱和蒸汽压不仅决定于温度, 还因混合物的组成及气液相的体积比的不同而不同。设计中常用的各种油品的蒸汽压是用雷特法测定的, 这是在气相和液相的体积比为 4:1 的特定容器中恒温 38℃ 测得的。而油品刚开始蒸发时的压力即所谓泡点压力, 是气相和液相的体积比略大于 0 时的蒸汽压。二者的差值相当大。例如某汽油试样在 38℃ 时的泡点压力和雷特蒸汽压之间的差值几乎达 26.6664 kPa。

要确定汽蚀余量, 应根据开始发生影响泵特性的汽蚀现象时, 泵中的蒸汽与液体的体积比, 来测定与之相应的蒸汽压。按某些国外文献介绍, 此时泵内烃类混合物的蒸气与液体的体积比在 0.4~2.3 之间。目前还没有各种石油产品在不同气液相体积比时的蒸汽压

数据。显然，在计算汽蚀余量时，无论用泡点压力还是雷特蒸汽压作为蒸汽压的依据，都是与实际情况不相符的。前者偏于保守，后者又可能无法保证泵的正常吸入。有关油品的蒸汽压如表 2-2 或参阅相关手册。

表 2-2 油品的饱和蒸汽压表

油 品	温度(℃) 饱和蒸汽压	- 20		- 10		0		10		20	
		× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)
车用汽油		1. 0	73. 5	1. 4	102. 9	2. 0	147	2. 8	2205. 9	3. 8	279
航空汽油			44. 1	0. 9	66. 2	1. 3	95. 6	2. 0	147	2. 8	206
喷气燃料						0. 09	6. 62	0. 14	10. 3	0. 28	20. 6
灯用煤油											0. 055
轻柴油											
水						0. 06	4. 4	0. 12	8. 82	0. 24	17. 6

油 品	温度(℃) 饱和蒸汽压	30		40		50		65		70	
		× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)	× 10 ⁴ (Pa)	(mm Hg)
车用汽油		5. 1	375	7. 0	515	9. 2	676				
航空汽油		3. 9	287	5. 3	390	7. 1	522				
喷气燃料		0. 42	30. 9	0. 7	51. 5	1. 1	80. 9				
灯用煤油		0. 055	4. 04	0. 09	6. 62	0. 14	10. 3	0. 28	20. 6	0. 33	24. 3
轻柴油				0. 03				0. 055	4. 04	0. 07	5. 15
水		0. 43	31. 6	0. 75	55. 1	1. 3	95. 6				

上面只是提到了在计算泵的吸入能力时，如何正确确定烃类混合液的蒸汽压。然而，国内外的生产实践和试验数据都表明，离心泵输送轻的烃类液体时，其吸入能力比输冷水时更强。即使泵进口压力低于输水时的允许汽蚀余量与烃类蒸汽压之和，也没有显著的汽蚀现象。输送烃类液体的离心泵叶轮，很少发生如输水时的那种麻点侵蚀。

试验表明，离心泵的允许汽蚀余量，不仅取决于泵的结构特征，而且还和所输液体的组成及热力学性质密切相关。对同一结构的泵，所输液体的蒸汽压越高，泵要求的允许汽蚀余量越低。图 2-2 为离心泵输温水和不同温度下的丁烷混合液（异丁烷 66%，正丁烷 34%）时，允许汽蚀余量的变化。对于汽油、煤油和原油的试验，也得到了类似的结果。但还缺乏明确的解释。

目前国外对于离心泵输送蒸汽压（泵送温度下）高于大气压的烃类或其他液体的情况，已提出了降低允许汽蚀余量的修正图表，可用于液化气泵的换算。并认为对于泵送温度下的蒸汽压小于 3. 4933kPa 的烃类液体，其允许汽蚀余量与输水时没有什么变化。对泵送温度下的蒸汽压介于二者之间的原油和石油产品，目前还没有可靠的修正数据，有待进一步试验总结。仅按黏度换算，显然是偏于安全的。