

中国工程热物理学会

第七届年会论文集

第六分册

流体机械

一九九〇

南京



目 录

I. 流体机械研究与发展综述

风机制造技术现状及发展	马将发 刘光铸	1-1-1-9
我国近期石油用泵技术发展前景的讨论	白世荫 薛敦松	1-10-1-13
液力传动的应用和发展概况	朱经昌	1-14-1-23
叶轮机械气固两相流的研究综述 ...	沈天耀 林建忠 章本照等	1-24-1-32
风机的研究与动向	吴克启	1-33-1-46

II. 流体机械内流动量测和计算

矩形通道内二维充分发展紊流流场的实验研究	胡志伟 黄淑娟 邹林	2-1-2-6
用激光多普勒技术测量离心泵叶轮内流场的试验研究	薛敦松 孙志金 卢俊	2-7-2-14
离心泵流道式导叶内流场研究	薛敦松 叶伟江	2-15-2-24
多网格攻进强隐式方法求解跨音速势函数方程	张谋进 陈西 谷传纲 苗永森	2-24-2-30
流体机械叶轮中三维边界层正反解法及其势流迭代计算的比较	吴玉林 闫超 梅祖彦	2-31-2-38
贴体坐标中不可压恒定层流的一种新的有限差分法	陈学纯 胡泽明 吴玉林	2-39-2-46
水力机械固液两相流设计新理论	蔡保元	2-47-2-52
蓄能水电站可逆式水力装置泵工况断电过渡过程的新解法	常近时	2-53-2-58
混流式水轮机双环列导水叶栅中的流动计算 ...	高建络 朱玉良	2-59-2-66

III. 风机与压缩机

离心式压缩机叶轮的性能分析	王运良 徐忠	3-1-3-6
斜壁式无叶扩压器对离心压缩机性能的影响	朱营康 姚承范 马林	3-7-3-12
离心式通风机叶轮流型的研究	冯卫国 章明如	3-13-3-18

IV. 其它类型流体机械

封严篦齿内部流动研究	吴丁毅 崔孝相等	4-1-4-6
滑片式膨胀机热力过程模拟	丁燕 曹渝白 董玉冰	4-7-4-17
篦齿封严装置流动诱导力计算的改进	范非达	4-18-4-23
气液两相流混合冲波特性和其对液气引射器性能影响的研究	曹海滨 何卓烈 蔡颐年	4-24-4-29
流体机械管路压力脉动消减器的试验研究	季天晶 王洪杰 苏尔皇等	4-30-4-35

中国工程热物理学会 风机制造技术现状及发展

第七届年会

马将发

刘光铸

风机制造技术近年来发展十分迅速,各厂家都在大力开展新技术,应用当代科技的最新成果来发展“风机”的设计制造技术。力图创造出:新颖的结构、技术密集、高参数、高指标、高效节能、高可靠性、物美价廉等特点新风机,以求得自身的生存和发展。

1、风机产品发展趋势

超大流量风机,随着电站、石油化工、冶金等工业,以及风洞试验的大型化,需求各种大流量轴流压缩机,轴流鼓风机,轴流通风机,大流量离心压缩机,离心鼓风机,离心通风机,以及轴流加离心组合型压缩机等。

超小流量风机,随着新科技,高速技术的突破、新工业领域的需要开发出多种特殊用途的超小流量的风机,其流量为0.5—10m³/min的各种通风机、鼓风机,甚至压缩机。

超高压压缩机,油田注气,各类聚合工业所需的超高压压缩机,其设计压力高达70—235.2MPa。

目前世界上各种风机单项参数的最高水平列于表1

表1

风机类别	用 途	单 项 参 数					制造厂家
		进口流量 m ³ /min	排气压力 MPa	转 速 rpm	功 率 Kw	叶轮直径 mm	
离心式压缩机	聚乙烯装置		235.2	35000			意大利新比隆
离心式压缩机	高压循环压缩机	50	39.2	120000	20000		西德GHH
轴流式压缩机	天然气液化			3430	88000		瑞士苏尔寿
轴流式通风机	风洞通风机	660000			80000	15000	
轴流式通风机	冷却塔通风机	450000				25000	荷 兰

2、风机产品设计方法的发展趋势

风机产品的设计方法,根据其技术复杂程度不同其差异很大,为说明发展趋势,下面以离心压缩机的设计方法发展过程为例。离心压缩机的设计方法正在步入现代设计法时期。为了了解现代化设计方法,还是先简述过去的设计方法,从离心压缩机的发展过程来看,大致分为三个时期。

(1)、40年代前后,离心压缩机的使用范围逐渐扩大,由于当时气体动力学的研究,元件的试验研究,模型级的试验研究还不够深入。离心压缩机的设计方法大多采用元件损失设计法或模化相似设计法,结构上一般是单机组设计法,仅个别专门用途的系列,考虑了系列设计,例如,空气动力站用的空气离心压缩机系列就出现较早。从设计理论和结构来看第一时期可视为以试验为基础的单机组设计法时期。

(2)60年代—70年代随着工业的大发展,单机组设计技术已满足不了技术发展的要求,促使离心压缩机设计方法发展到按结构系列进行积木式组合设计时期。这种方法的特点是按性能参数、介质、用途对结构的要求,按结构的特征分成几种结构系列,每种系列又按流量的大小分成若干个缸径,按压缩比所需的级数又分成若干个级数规格;流通元件,叶轮和隔板按性能的要求根据试验结果,预先规划设计成若干个不同直径,宽窄的基本级;相应配套的辅机,轴承、联轴器、浮环密封、润滑油路系统,气体冷却器等等都按一定的规范划分为若干个规格、在系列总体规划设计中尽最大努力去实现零部件的“系列化”、“通用化”、“标准化”。(从这个观点来看,也可称之为“三化”设计方法时期)。一当用户提出订货,只要性能参数在系列规划范围内,就能选择出对应的叶轮,隔板、机壳,等等各种元件,进行积木式的组合设计。这种设计方法把设计分成两个阶段,一是进行性能结构系列的规划,系列通用的零部件,标准件的设计。二是按用户提出性能参数与技术要求进行选择性的积木式组合设计。由于第一阶段的试验研究设计工作是预先做好的,第二阶段的工作量就不多了,所以这种设计方法可以大大缩短设计周期,以及生产周期,适用于快速投产,缩短交货期的要求,性能也能保证,由于零部件的通用性提高也能降低成本,提高竞争能力。总括来看,第二时期的设计方法比第一时期产生了一次飞跃。

(3)70年代至80年代离心压缩机的设计方法同其它机械设计一样正进入一个新的发展时期,一般称之为“现代设计法”。现代设计法包括的内容很广,目前在设计过程中已被采用的有:“优化分析法”、“动态分析法”、“可靠性分析法”、“相似分析法”、“逻辑分析法”、“模拟分析法”、“有限元分析法”、“价值工程分析法”、“计算机辅助设计法”(以下简称CAD)等。

优化分析法普遍开始采用,已运用于设计实践的优化分析法有:1、三元流动叶轮流场的优化分析,2、级中各元件之间的匹配关系的优化分析,3、整机气动性能优化方案的分析,结构设计方案的优化分析,装置设计方案的优化分析。通过这些优化分析后,在保证用户需求的功能条件下,选择出性能最佳,及效率高,能耗低,安全可靠,成本低的设计方案去进行施工设计。

可靠性分析法,近代由于CAD普遍使用,各种新数值分析法应用与推广,推动了可靠性设计的发展。离心压缩机在设计过程中对各种重要零部件必需进行可靠性的结构、强度、振动的分析计算。例如气缸的有限元应力与变形的分析计算,转子的振动和动不平衡响应的分析计算,叶轮强度分析计算等。

应用价值工程分析整个设计系统,尽量避免超功能,超寿命的设计,尽量作到选材合理,零部件结构尺寸保证安全可靠,寿命合理。

计算机辅助设计在离心压缩机的设计技术中广泛采用了CAD,并使离心压缩机的设计技术面貌焕然一新。现在几乎可以这样说,没有计算机的帮助就不能开展离心压缩机的设计,它已经成为设计工作中必不可少的智力工具。

CAD的发展趋势,已经不满足于单个计算机程序的使用,而是发展为多程序的联机使用,将优化分析,可靠性分析联合使用,建立特大的程序软件包、数据库;功能新颖齐全。并且同时与计算机辅助制造(CAM)联合使用,从而实现计算机设计计算一体化。例如,将用户要求的性能参数与技术要求,按计算机程序的输入要求输入计算机,再通过适当的人机对话,给予适当的指令,计算机很快

地完成气动方案的优化选择设计计算,进而运用计算机辅助绘图,绘制出重要零部件,进行结构强度、振动的优化方案选择设计计算。这些结构分析的计算机辅助工程简称“CAE”。确定最终优化方案后,转入运用计算机绘制施工控制程序,自动加工,直接制造出合格的零部件。

应用CAD/CAM/CAE的一体化新技术将积木式组合设计并用以取得最佳的设计效果。在积木式组合设计中考虑零部件的通用性,有些重要零部件如叶轮和隔板对气动要求而言就不属于最佳设计,往往是牺牲效率来满足通用性,达到缩短设计周期和生产周期。由于优化分析设计中同时采用CAD/CAM。对一些流通上的重要零部件叶轮、隔板可以实现CAD/CAM一体化,设计周期和制造周期本身就很短,这种情况流通元件通用性已经没有考虑的必要性,而将元件的效率、机组的耗功指标视为更重要。级中流通尺寸的设计均用流场优化分析法进行设计,以保证最佳的级效率,这种设计使流通元件叶轮和隔板的通用性大大减少,尤其大量采用三元流动叶轮之后。更是如此。从气动元件上看又走向了单机组单参数的设计道路。当然对于其他组部件如机壳、轴承、辅机等仍采用积木式组合设计。应该说这种优化性能的单机组设计不是倒退,而是设计制造技术的飞跃。

3、 风机流体技术方面的现状及发展

开发轴流风机的新型翼型、叶栅、并应用于产品设计,是世界上名流的风机制造厂家共同目标。为提高轴流风机的压比,减少级数,扩大工况范围,西德DAMAG公司开发了DOA5型翼型叶栅(其特性见图1),美国NACA开发了BNAZ翼型。

具有高效的反风特性的新翼型叶栅轴流通风机在国内也研究成功。

具有各种专门用途的双列叶栅轴流通风机,具有子午加速度的轴流通风机也广泛用于各工业部门。

在离心式压缩机、鼓风机、通风机产品中三元流动叶轮得到了普遍的应用与推广,不仅适用于大流量, b_2/B_2 较宽的叶轮,今后的发展方向是超宽的叶轮 b_2/D_2 大于0.1,中窄宽度的叶轮 b/D_2 达到0.03,混流型三元流动叶轮。开发混流型、超宽度三元流动叶轮是满足装置大型化的要求,中窄三元流动叶轮的开发,使大中流量的离心压缩机的叶轮实现全部选用三元流动叶轮,以达到最高的机组效率。另外三元流动叶轮理论轮研究,从准三元流动叶轮发展到全三元流动叶轮,在流场分析计算中考虑粘性(边界层及层分离)、可压缩性,以及流场的优化和显示技术都还在不断的完善和发展之中。目前国内外的三元流动叶轮级的多变效率最高可达0.86—0.88。

开发小流量系数 $\Phi=Q/D_2^3 \cdot u$,甚至超小流量系数,其流量系数最小到0.003。而叶轮相对出口宽度 b_2/D_2 为0.01。对二元窄宽叶轮及静止元件还在深入研究,尽量提高级效率,现在效率普遍比过去提高5%—10%。使风机的用途逐步向小流量领域扩大。

高转速、小流量,小尺寸高效率叶轮级的研究,其发展十分迅速。其转速可由50000—120000rpm,特种用途风机的外径小到50—100mm。一般转速20000—40000rpm,叶轮外径在100mm左右。

跨音速,超音速叶轮级的研究和开发也很迅速,由于高转速,高强度材料的技术问题的解决,现在单级压比已达到6左右,压比2—4的叶轮级使用已扩大,其级的效率也不低,高达0.82—0.88。

轴流通风机普遍采用了静叶可调或动叶可调叶栅机构,使风机具有很好的调

节特性,是节能的好措施,在轴流压缩机上普遍采用了静叶可调机构,以提高机组调节特性,有利节能。

研制具有低噪音的轴流和离心通风机,已取得了较快发展,特殊通风机的噪音可控制60db(A)以下。研制耐磨的新型的轴流和离心通风机,鼓风机也取得较大的进展。

为了适应各种新用途,新技术要求的风机,世界上还在不断地开发新结构,新流动原理的风机。例如,旋涡式风机,向心式风机等。

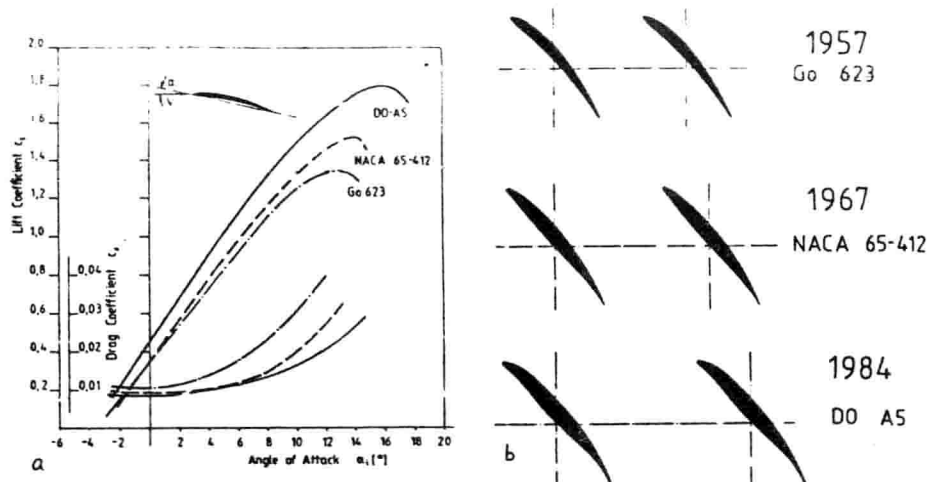


图1 D0A5型翼型叶栅及性能曲线

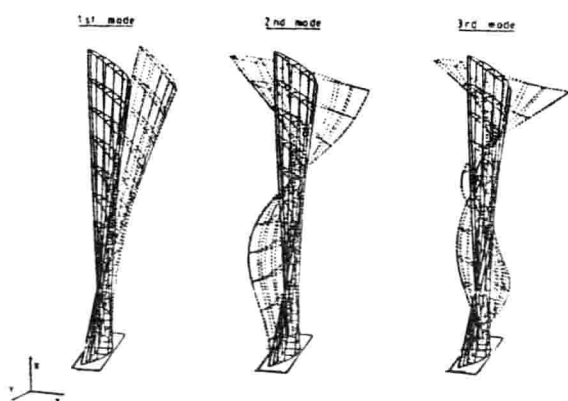


图2 轴流叶片振型的分析计算的模型

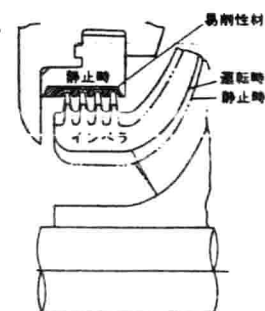


图3 叶轮进口圈的迷宫密封

4. 风机可靠性设计方面的研究趋势

“风机”中的大型机组,对其机组安全运行的可靠性尤为重要,世界名流厂家在这方面的研究及技术发展较迅速,普遍开展了转子动力学的研究,其研究中还普遍采用了CAE技术。

其转子动力学的CAE软件系统的大小,范围,深度,是随厂家而异,也是一

种技术水平先进落后的标志,转子动力学的CAE系统计算软件应包括整个转子——轴承系统的稳定性分析,必须具有对轴承的阻尼,刚性以及稳定性分析计算,对转子—轴承及轴系系统的弯振,扭振,动不平衡响应的振动分析计算,图象显示,叶片、叶轮的自振频率的分析计算,应力的分析计算,以及图象显示,在此基础上进而可发展成为离心压缩机运行故障诊断软件包。

离心叶轮的自振频率的分析计算,过去是不能计算,只靠试验测出,现在可用有限元分析法开发出计算离心叶轮各种振型的自振频率,以防止发生“飞边”事故。同样也可开发出轴流压缩机轮盘和叶片的自振频率的分析计算软件,图2示出了轴流叶片振型的分析计算的模型。

随着转子动力学的CAE系统分析可靠性的提高,为离心鼓风机、压缩机开发高柔性转子创造了条件。高速小流量的是臂转子,以及大型化压缩机转子,也很难保证在 $N_{cr1} < N < N_{cr2}$ 范围内,现在通过可靠性的稳定性分析计算之后,只要符合稳定性的判别准则,超一阶临界转速,超二阶临界转速的转子一样可稳定运行。这种超二阶、三阶的高速柔性转子在国内外的产品中已成功使用。

可靠性分析的CAE系统中还有很大部分内容是结构元件的应力和应变分析,一类是:转轴、叶轮轮盘、叶片等转动部件的应力分析,为了提高计算的准确性,除普通采用有限元分析法外,还广泛采用其它结构分析理论,如薄壳理论,和新发展的数值分析法,充分发挥各理论和分析法的特点使计算结果更趋于实践结果。另一类是,重要的受压静止元件或受力静止元件的应力与应变分析。例如,高压筒型压缩机的机壳应力与应变分析,隔板的应力和应变分析,压力容器(气体分离器及冷却器)的应力分析,底座的应变分析等。

在强度应力分析中,普遍采用了疲劳设计分析法,在实际应用工程中处理材料缺陷时还采用了断裂分析法估算零件的寿命。

在高压离心压缩机转子动力学研究中还有一种特殊问题,就是气动激振力的研究。迷宫密封部件内,由于轴偏心,使梳齿腔内环形面积不均匀,产生不均匀压力,作用在转子上成为激振力之一。因此利用了空气动力学的弹性系数来研究迷宫密封的气动特性及其对转子稳定性的影响,并设计出特殊迷宫密封以减弱其激振力。对高压浮环密封,还应研究浮环的稳定性,从而确定油封对转子系统响应及稳定性的影响。

转子在滑动轴承中运动的不稳定是透平压缩机多发性事故之一。非同步涡动的出现是轴承失稳的主要因素,因此研究油涡动,各参数激发的涡动(与临界转速间隔有关,由不对称转子惯性或刚性特性或脉动力矩激发)、摩擦诱导涡动(在第一阶弯曲临界转速以上的转速下旋转部分中内部滞后激发),研究轴颈在润滑的油层中的参数振动,解析轴承中流体流动,已被广为关注的课题。例如日本研究了轴承的紊流理论,探讨紊流区止推滑动轴承润滑油的流动和速度分布的计算。为了防止涡动,在滑动轴承的结构上也开展了多种研究,出现了各种型线结构的轴承,各有特性,不管选用何种滑动轴承,都应进行稳定性分析。

在“风机”的可靠性分析设计中另一项工作内容就是管路系统的CAD工作,管路系统的受力分析,应力分析,自振频率分析,以及系统的优化设计,还包括管路的计算机辅助绘图,这些技术已在国外的压缩机装置中普遍使用。

H. M. Chen对风机和基础相互作用进行了研究,认为大型风机的某些振动问

题是由于风机与其基础的相互作用，这种作用即改变了原先计算的转子—轴承系统的临界转速。也改变了原先预示的基础共振频率。并提出了一个简单的分析方法来预示和控制包括与基础相互作用在内的转子动力学，所建立的简化中考虑的四个有关部位是转子、轴承、轴承座、基础。

5、 风机有关部件和成套辅机的技术发展趋势

离心鼓风机压缩机内叶轮进口圈上的迷宫密封和级间密封，平衡盘上的密封，以及采用迷宫密封的轴端密封，都存在内泄漏和外泄漏损失，对高压压缩机而言，这部份损失占的比重更大，为了减少损失，降低耗功，除了采用泄漏系数小的迷宫结构外更有效的办法就是尽量减少密封的间隙，现在国内外的成功办法就是如图3所示的采用易磨削的材料，在运行中自动行成间隙，使其间隙达最小值。

离心式压缩机的轴端密封已成为世界名流厂家争先研究的项目，研究的目的是创造出能封住各种压力，各种介质，可靠性高，内泄漏量极少（即消耗少），成本低的新结构轴端密封。下面介绍几种较先进的轴端密封，浮环油膜密封结构最多。图4示出了减少内泄漏量的浮环密封结构，图5示出了一种适用于被密封介质气中含有 H_2S 的可变差压型油膜密封。

美国INGERSOLL—RAND公司有一项专利技术，流体动力学干面型气体机械密封。适用于中、低压力（见图6），在密封面之间注入一种密封气，其压力稍微高于被封的介质气体压力。由于两密封之间制造精密，间隙非常小，又有气体动力的作用，使通过密封面的泄漏气体量非常少，甚至可以达到忽略不计的数值，在开车之前和停车之后，两密封面保持紧密接触，有效地封住气体不致外漏。

这种密封除泄漏量小之外，最大优点是取消了庞大而操作复杂的密封油路系统，维持运行的密封气的耗功也很小。

超高压压缩机和小流量鼓风机的开发中遇到的主要难题是超高转速 $n > 30000 \text{rpm}$ ，超高转速除带来转子动力学的难题之外，另一大难题是支承和止推轴承问题。一般滑动轴承的许用线速度为 $60—80 \text{m/sec}$ ，超高转速的轴颈线速度会大大超过许用值，由于润滑的粘性大，轴承温升过高超过许用值，虽然可以改进巴氏合金成份和润滑油的特性来提高许用温升值，例如国外已将滑动轴承的报警和停车温度值分别以 75°C 提高 125°C ， 85°C 提高到 140°C 。这个改进可以提高许用线速度，但这毕竟有限，不解决根本问题，为此必须另辟道路。

高速气体轴承是解决上述问题的良好途径，因为气体的粘性系数仅为润滑油的粘性系数的 $1/1000$ ，磨擦带来的

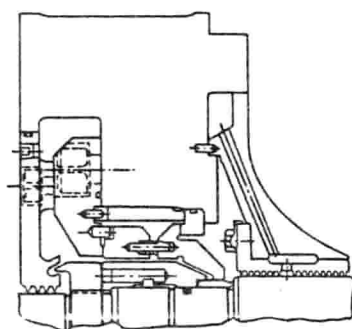


图4 内泄漏量小的浮环密封

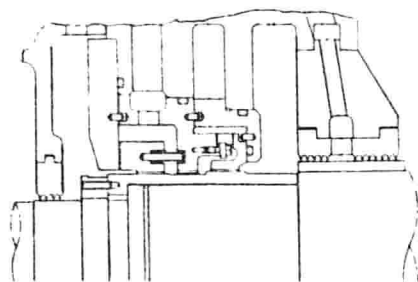


图5 可变差压型油膜密封

温升已不是问题，气体膜支撑着转子质量，也具有相当承载能力和稳定性，气体轴承的稳定转速与转子质量关系见图7。气体轴承的理论研究和实用技术的开发已较为普遍，并已在许多重要领域得到应用，例如：用在原子反应堆的循环压缩机等。在冷冻机上用的超小型膨胀机上其转速高达740000rpm。(5)

磁力悬浮轴承，是80年代开发的又一种用于超高速的轴承，支撑和止推轴承均可采用，磁力轴承首先用于宇宙地球观测卫星上，以后逐渐开发转到民用，现在已应用于超高速和高转速的回转机械上，在离心压缩机和泵上已得到使用。

磁力轴承的优点较多，主要有：

- 属于非接触式，不需润滑材料，可取消润滑油路系统。

- 可适用于真空和低温环境。

- 可以实现转子的动力学控制，如克服由于转子不平衡产生的振动，穿过临界转速产生的振动。

- 克服其它回转效应的难题。

磁力轴承的重量和尺寸同滑动轴承相比两者相近，与滚动轴承相比磁力轴承稍大，磁力轴承带有一个电子设备柜，一般情况下，电子设备柜比润滑油路系统都小而轻。磁力轴承的原理图参见图8。

现代磁力轴承可以实现的技术参数范围如下：

- 转速：从0—800000rpm
- 转子直径：从14mm—600mm。
- 每个轴承的载荷：从0.3N—20000daN
- 环境温度：从-250℃—+450℃

- 工作环境：真空、空气、氮气、各种碳氢化合物、蒸气等。

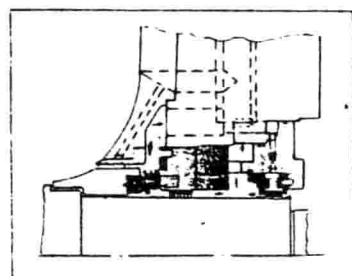


图6 气体动力学干面型气体密封

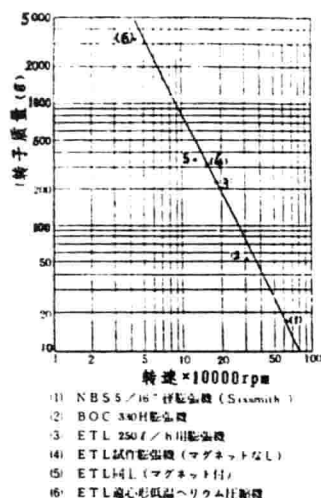


图7 稳定转速与转子质量关系图

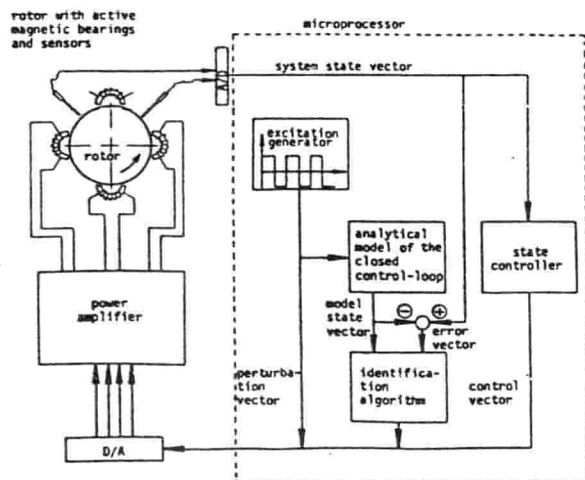


图8 磁力悬浮轴承原理示意图

薄片式联轴器已广泛用于各类风机，它具有不需润滑，热补偿量大，结构简单，安全可靠等优点而被推广。

具有变速功能的磁性联轴器，在一些需要调转速，其传递功率不太大，变速比不太大的情况下，这种联轴器也将被逐渐推广使用。

液力偶合器或带齿轮变速功能的液压偶合器，在国内外的风机机组中已被广泛采用，液力偶合器具有无级变速的特殊功能，传递功率的范围较广，升速加速度可以控制，非常有利于解决风机转子惯性矩很大，起动困难的难题，耗功不大，运行也比较安全可靠。在要求有变速节能的风机使用中尤为普遍。

热交换器是压缩机装置常用的配套辅机，为了降低总耗功，提高热交换器的热效率和降低阻力损失，其目的降低材料消耗和成本，节能，这些是热交换器的科研方向和结构改进方向，目前世界上也都在向这个目标发展，并且还在应用CAD技术进行优化设计。

调节系统，自动保安系统是大型风机必不可少的成套供货设备之一，风机装置大型化，单机运行，耗功大，其机组可靠安全运行的要求就越来越高，必然要求对机组运行情况进行高度严密，灵敏，准确的监控，因而对仪控系统的元件和系统设计的可靠性都提出更高的要求，为此近年来仪控系统所需的仪器仪表不断地更新换代，每种仪表的功能也在增添，以满足新技术的要求，这些都需要仪控设计者随时了解技术发展动态，以便及时更新技术。近年来仪控技术发展的总趋势是逐步采用电脑控制，保安功能的单板微机控制，多功能的专用微机控制系统（具有控制和调节兼并的功能），甚至到与大的工艺流程参数结合进行调节控制的微机系统现已在国内外用户投入运行。

随着环保要求的提高，噪音公害被人们重视，新设备成套订货时就要求达到环保噪音标准，而风机装置中大部分是达不到这个指标，因此成套供货必需提供进出口消声器，放空消声器，以及消音罩等设备。要求设计出体积小阻力小，消音功能好，成本低的消声器，为达此目的在消声器的结构上材料上也不断更新技术。

高转速可变速电动机，这门新技术开发于80年代，并发展迅速，逐步代替了电动机、变速机、而直接采用具有高转速功能的电动机驱动，图9示出了用于高转速压缩机的高转速可变速动的实绩图，由图15可见，其转速和功率的范围正适合于目前市场所需原动机的参数，大有与工业汽轮机抗争之势。

使用高转速可变速电动机与使用一般电机加变速器机组相比的优点主要有：

- 使压缩机装置体积大为缩小，
- 有无级调速功能，
- 对轴系的转子动力学而言，保安控制而言，相对地提高了可靠性等(7)。

6、风机的制造、检验、服务技术的发展趋势

计算机不仅推动了设计技术的更新，同时也推动了制造、检验、服务

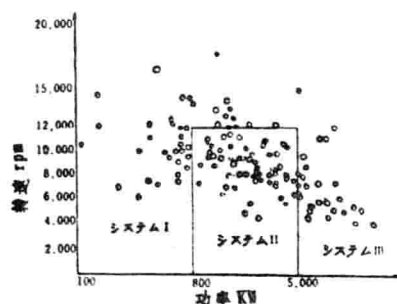


图9 用于驱动高转速压缩机的高转速可变速的电动机成绩图

技术的更新。

离心压缩机的重要零部件如机壳、隔板、叶轮、主轴等大都采用数控机床或数显机床加工，一方面提高效率，另一方面提高加工精度，提高产品质量。

叶轮的特种制造工艺逐步实现自动化加工，对于半开式的三元流动叶轮采用5坐标和6坐标的数控加工中心制造，可以与CAD联机实现CAM一体化，对于钎焊结构的叶轮正在逐步实现自动化焊接，用数控自动焊接或用微机控制的机械手焊接。对于窄叶轮制造工艺有几种，有的采用电子束自动焊接，有的采用开槽自动焊接，有的采用钎焊、先将叶轮在真空钎焊炉中焊接，然后用微机控制的超声波检测焊接质量。

出厂试车检验在世界名流厂家都十分重视，都建立了满足各种试车台，机械性能试验，气动性能全负荷试验，当量介质的密闭循环性能试验。这些试验技术的发展标志是普遍运用CAT技术、用微机操作控制试车，并自动采集记录各种检测的数据，还能存入数据库，进行自动运算处理数据，打印出完整的试验报告，更为先进的是在作当量介质的模拟性能试验中除完成上述功能外，还能自动分析当量介质组分，根据试车性能的要求自动调整当量介质组分，直到自动达到要求为止。

对于大型复杂的离心压缩机装置的操作和维修都有严格的操作规范，对于操作工人和维修工人都有一定的技术要求，一般用户对制造厂都提出进行培训的要求，这也是保证机组在用户安全运行比不可少的服务环节。日本三菱重工广岛制作所建了一所专门为用户培训操作、维修工人的技术培训中心。内部设有汽轮机实物，以及汽轮机、离心压缩机各操作系统的电化模型系统模板，以及仪表盘，各系统的操作灯光显示，仪表显示均由电子计算机控制，它将操作中的各种动作，灯光显示，仪表显示，声响效果编制成计算机程序，培训中分成两种显示，一种正常操作显示，声响、动作，另一种出各种故障后的异常显示，声响；并教会培训人员如何排出故障，这样的培训中心在世界上是唯一的，给被培训人员有直观实际操作感觉，培训效果好。

参 考 材 料

- 1、沈阳鼓风机研究所、风机行业情报网：《〈国外机械工业基本情况—风机〉》1983. 3
- 2、刘光铸：《〈离心压缩机的发展趋势〉》辽宁省工程热物理学会热机气动热力学学术会议技术报告：88007
- 3、INGERS+RAND TURBO MACHINERY 1983.8429
- 4、MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD KC.554《〈样本〉》(3. 0) 80—10H
- 5、十合晋...《〈高速气体轴承〉》《〈夕一木〉机械》88. 3
- 6、INGERSOLL+RAND COMPANY PRINTED IN U.S.A. FORM 8442 1985《〈样本〉》
- 7、冲用哲夫、增博之、小宫弘道：《〈超高速可变速电动机机械システム〉》《〈夕一木机械〉》88. 3

我国近期石油用泵技术发展前景的讨论

白世荫 薛敦松

石油企业用泵的技术要求是高效率、高可靠性。

1989年全国石油企业的注水泵、集输油泵及长输油泵,耗电约72亿千瓦小时,占油田总用电量的40%左右。三种泵共有5500台左右,装机容量200万千瓦上下。油田之所以重视泵的效率,因为多为1000~2000千瓦大功率电机。每提高泵效率1%,在当前石油系统就可节电0.70亿千瓦小时,其意义不仅是可节约电费,而且对缓和我国供电紧张状况具有重大意义。

预计未来十年油田注水量将翻一番,2000年将达10亿吨/年以上,即每天注水近300万吨以上。以上均未包括钻井用泵及井筒采油用泵的情况。

预计注水,集输及长输三种泵耗电,2000年将达120亿千瓦小时左右。

另一个重要课题是高可靠性,希望无故障运行周期达两年以上,以保证油田稳产高产减少维修量。

一、提高石油工业用泵设计和制造水平,提高泵本身效率

我国早先并无油田注水泵、长输油泵、集输油泵,至今仍多用锅炉给水泵化流程泵代替。除个别大排量注水泵如D300-160*11型等的设计效率已达到国外水平,长输油泵在引进消化后所研制的DZ型DZS型,集输油泵在引进后研制的B.J型,HY型,HPK,RPK等设计效率也为国外八十年代水平。

但是大部分小排量注水泵,中小型长输油泵及大部分集输油泵设计效率仍低于国外水平,其关键问题是缺少参数合适、效率高的水力模型,注水泵方面对小型注水站急需 $Q=80, 100, 120, 140$ 立方米/小时 $H=1600, 1800$ 米的高效泵,大型注水站流量则达 $400\sim 500$ 立方米/小时。注水泵一般对NPSHr要求并不高。三元叶轮与流道式导叶的设计方法是当前和今后技术发展的方向之一,但还缺乏对水力模型进行流场测试的配合,需反复验证改进后再投产,才能减少设计盲目性。

近期中小型注水泵效率应比现有提高2~3%,中小型长输油泵效率应比现有提高2~4%,集输油泵效率应比现有提高6~10%。

二、提高泵运行效率

从本质上说,生产运行工况如能和泵设计最高效率工况相吻合,则运行效率必定是最高。但是实际上用户在选泵时,过去主观上对需要的流量扬程计算不准,往往从安全角度,盲目将流量与扬程加上过大裕量,造成运行时“马拉小车”,客观上则因泵制造厂泵的产品规格太少或档次过稀或缺门,用户被迫以大就小,以高就低。另一个客观原因是运行工况随地质不可见条件或与产液量波动限制使运行工况点常变。如注水压力因地层压力及水质低劣或因地质化学作用造成向高压波动,输油泵流量常因季节产液量而波动,如长输油泵输量在初、中、末期有较大波动等。

但当前提高运行效率技术方面之一也许是降低泵管压差,据某油田同志分析某注水站情况,泵压为15.6~15.8 MPa,总共注水井为43口,各井口压力分布为:

管 压 ≤ 70 71-90 91-110 111-120 121-130 131-140 141-150

井 数 9 5 7 5 7 6 4

由上表可见目前采用泵压为 15.6 - 15.8 mpa 其浪费十分惊人。同时一个注水站需高压管材22公里长,按87年投资为217万,还需再投资 50台高压阀门。另外注水量中大约30%又用于洗井,且洗井扬程仅需5.0 mpa 这又是另一种浪费。虽然不能用上述例子代替油田全面情况,但予计降低泵压的潜力无异是巨大的。

同时该油田注水系统的泵出口压力与主输管末端的管压差平均达1.9 mpa,少数达3.0 mpa,表明注水半径偏长。配水间控制调节的压降平均达3.0 mpa。另外油田集输系统也存在类似问题。

据技术论证分析,如将现有集中建立高压注水站改为分压注水或中压注水站加上单井增压方案,其优点是单耗可降低,予计每立方米千瓦小时耗电量可降到3.6,以注水量为每小时300立方米为例,每年可节电达650万KWH。另外可不必购置高压管线等,基建投资虽因购增压泵等有所增加,但综合效益每年仍可纯节电费117万元。当然增压用往复泵可靠性方面尚需努力。期望易损件寿命达4000小时上下。

当然对现有注水管网的改造,基建费用很大,难以实现,但对新的注水管网优化设计时应该对分压注水或中压注水管网,加单井增压等方案进行论证。不宜笼统采用15MPa的集中高压注水设计方案。

关于在现有注水系统中,提高运行效率也是重要课题,个别大油田已经采用大小泵与不同级数匹配的梯形运行,或且控制注水干线压力来降低泵压的节电操作法,这都是优化运行的探索。优化运行方面课题在石油系统极待开发。

三、提高泵可靠性

根据 API 610标准规定可靠性指标之一是连续运行3-4万小时,在此期间泵的效率不允许下降2%,所有机械部件如轴承、密封、平衡盘等在2万小时不必大修。我国也有先例,如大庆油田中二注水站的D300注水泵已连续近39000小时,泵效只下降0.55%,说明在技术上在我国也是可以做到的。但在大多数油田,大多数泵的无故障运行周期远低于API 610标准,腐蚀性严重的油田有时仅运行4000小时就必需大修。

可靠性涉及三方面技术:(一)、材料选用上的优化,(二)、制造工艺上精益求精(三)、整机与部件可靠性设计。本文暂不详述。

目前仅就油田用泵中的口环结构,密封结构等局部问题简述如下:

1) 口环,目前仅在泵壳上装设口环,但现场发现叶轮报废中有约70-80%是叶轮吸入口被磨损所致。所以如果在叶轮吸入口上也加上口环,则保护了叶轮,延长了叶轮使用寿命。如在口环内圆表面增设螺旋槽,又可减少泄漏,便可望得到长寿命,提高容积效率。

2) 密封,机械密封在近几年因对中与定位要求高,受到油田条件所限,难以推广,在停车再启动后摩擦副表面受损,对泄漏影响大,而油田用泵不像电厂或石油化五厂那样,另外,油田水质油质中杂质较多,因此,预计暂不会大面积推广机械密封。不过对长输油泵说,机械密封又欠缺可承受入口压力为

6.4 mpa 的产品, 目前仅能承受2.5 mpa。有的油田用螺旋式水力(液力)密封, 结构加上停车启动时用的软密封件, 但有待优化设计的结构。

近几年强调整电, 主要是缓和供电紧张矛盾其次才是为了节约费用, 但如从省钱上考虑, 提高泵可靠性可极大达到省钱的目地, 例如有的油田泵平均寿命仅3500--4000小时, 一台泵大修费用约占购置一台新泵的25%, 二年维修费用相当购置一台新泵。有的油田因水质低劣, 材质不抗腐, 每年需要更换转子四次, 相当购置一台新泵费用。所以应该将提高泵效率与提高泵可靠性并重看待, 在油田用泵可靠性方面研究近年来刚开始注意。活塞泵的可靠性问题则更为严重。

四、耐腐蚀材料的研制

我国油田地下污水水质情况多异, 水质腐蚀性严重的油田如下表:

	矿比度 毫克/升	CL 毫克/升
江汉油田	4 4 3 1 2 -9 6 2 5 6	8 3 3 6 1 -1 9 6 7 8 3
中源油田	1 6 0 0 0 -6 4 0 0 0	5 2 0 0 0 -7 7 0 0 0
胜利油田	1 0 7 3 0 -2 9 2 6 1	2 3 1 3 9 -4 7 9 7 6
华北油田	2 2 2 9 -1 2 0 0	2 7 4 7 -4 9 0 0

如胜利油田污水中钙离子镁离子钾离子钠离子含量高, 钙离子可高达 1000, 镁离子可高达~500, 钾和钠离子可达 1000以上, 且含硫化氢, 有的高达1.5~4.0%, 个别井达12.5%--22%。

目前针对油田腐蚀情况寻找合适材料的研究较少, 笼统地采用了铬13之类材料是不合适的。含镍的不锈钢 成本虽比铬类不锈钢高2~3倍, 但综合经济效益, 比频繁更换配件, 影响生产等更为有利, 另外预计表面喷涂等技术可望在近期得到应用, 在普通材料表面上加以处理, 如涂层, 离子氮化肯定会大大节约不锈钢, 对提高泵使用寿命将有积极意义。

五、机电一体化, 微机监测、监控, 系列化、标准化、通用化。

微机在油田泵站应用目前已有四处试点, 如注水站有大庆油田采油二厂南五联, 胜利油田滨海联合站, 长输泵站有锦县站以及巡回检测流动车等, 但尚未推广。主要问题是仪表传感器质量不稳定, 另外微机级别偏高, 由于数据处理量不多, 一旦批量生产时均可采用专用单板机。

由于现场采用电法测量泵效率, 互作量较大, 近年逐步采用温差法测定泵效率。利用泵进出口温差测定泵效率, 对于高压水泵已较成熟, 关键是解决了水压升高后进行等熵值修正, 但对输油泵目前尚未很好解决等熵修正。据报导当压力低于1.5 mpa 以下, 误差较大。因此小型低压集输油泵上应用尚须待日, 温度传感器精度0.1℃, 分辨率为0.05℃, 应该说是足够的。

目前虽已制定注水泵及油泵系列, 但多停留在纸面上, 实际上成为商品的产品仍不多。另外在旧泵中尤其油田集输用泵品种多达50~60之多, 同一型号又有改型, 配件品种既杂又乱, 给维修带来很大困难。国外同一系列产品, 各种泵零件通用性可达90%, 并建立数据库, 由计算机管理。因此三化问题, 予计近期是油田泵维修整顿重点内容之一。

在结构上,集输油泵目前已开发少量中开式KY型油泵,由于操作时机械平稳,便于维修,效率较高,是较有前景的机型之一。

我国有一定量稠油,目前已有螺杆泵,长冲程有杆泵,旋转活塞泵,双叶凸轮式泵等,但尚未定型,性能尚不理想有待提高,也极需开发。

六、高速泵与变速驱动

转速提高后,单级扬程按平方正比增大,因而级数可减小,轴的长度与轴承间距可缩短,相应地转子刚度提高,泵可靠性增加,泵尺寸与重量下降。国外已有20000转/分的泵,例如:当转速由3000转/分升到7500转/分,轴长度由4267毫米降到2133毫米,为原长的50%,转子直径由533.4毫米缩小到381毫米,为原直径的70%,机身重由44吨降到10.5吨,为原重的24%,转子重由870公斤降到234公斤,为原重的27.5%。

使用高速泵技术关键,泵本身的抗汽蚀要求增高,机组的齿轮的寿命必须延长,噪声必须减少(由燃气轮机直接驱动则可不用增速箱),以及机组运行参数的监测监控必须高度自动化。

我国现有近六十座燃气轮机,电热联用机组,其中驱动高速泵的有两座,大庆油田喇九注WP 6 G 0 0 S B 机组,胜利油田引进的以燃气轮机为动力驱动的机组均已运行了几年,预计未来,利用类似涡轮增压的小功率燃气轮机驱动注水泵及增压泵,利用低压天然气伴生气作为燃料,解决缺电地区及边远地区供电系统,是有前景的,至于抗气蚀问题可用诱导轮来解决,这是业已成熟的技术。

变速运行在理论是方向,但变速装置的投资较大,如水力耦合器价格较高同时滑差有时高达3%,大功率变频电器设备研制困难,初始投资太高,特别是油田运行工况并不是频繁变化的。油田更趋向于采取大小泵,不同级数泵配合使用,或一个泵站只配一个变速泵进行优化运行。

七、旧泵改造与更换新泵

目前注水,集输,长输三种泵共计五千多台,除少量注水泵与长输油泵等泵效率较高,而且参数与现场需要匹配故运行效率也较高之外,大多数泵效率较低,诚然逐步淘汰一批是必要的,但限于财力所限,如6D型注水泵,长输油泵750/550,200D65,三种泵全部更新至少约需投资近亿元,因此如采用仅换转子导叶等,采用先进三元叶轮流道式导叶等,在保证互换性条件下,提高效率3~5%。仅需1000万元左右,每年可望节电1.2~1.6亿度电。在近几年这是一种少花钱又取得一定经济效益的技术方向之一。

八、“大马拉小车”问题

造成大泵在低效率运行的原因有选泵时用户因为无泵可选,被迫以大就小,或因油田产液变化,或是选泵用裕量过大。

有时采用叶轮切割或减少级数,将现有大泵改小,仍不能克服“大马拉小车”困难,亟待有新技术解决此困难。

大马拉小车危害之一不仅是偏离高效区,使运行效率下降,另一种未被重视的是泵在小流量时会产生严重内回流或内循环,导致振动,损害泵寿命,国外已极重视此问题研究,一般认为操作流量不宜小于额定流量的70%,如输油泵则应不低于额定流量的85%。

在选择油泵时管道局提出正确步骤应根据油品粘度输油量、扬程,从粘度修正曲线上查得系数,然后反求出输水时流量扬程,这个步骤比以往先选水泵,再考虑输油影响的旧方法较为先进。当然那种根本不考虑油性影响以水代油方法不是科学的。另外,关于换算方法,尚缺少结合我国泵与油品情况的曲线,希望近期能有类似苏美的粘度换算换算曲线。

液力传动的应用与发展概况

北京理工大学 朱经昌

十九世纪末二十世纪初,由于航海事业发展,内燃机功率增大,转速提高,当时齿轮制造技术水平低,不能适应发动机的发展。有人提出用水泵与水轮机相连来传动,由于管路等损失,传动效率很低,不能实用。德国人费丁格尔工程师首先将水泵轮和水轮机叶轮合装于一个壳体内,取消连接管路,是为液力变矩器的雏型,效率提高到80%以上,达到了实用程度。由于液力传动的一些优点,如自动适应,自动增矩变速、减振隔振、无机械磨损等,为其它机械所需用,因而时至今日,液力传动已包括液力变矩器、液力偶合器、液力减速器三个品种,数百种型式,广泛应用于汽车、机车、军用车辆、工程机械、筑路机械、建筑机械、石油钻机、机床工业、煤矿、冶金、电力、化工机械、船舶等等。就美国一为汽车和工程车辆传动生产配套的液力变矩器的厂家,年产量近20万台。我国五十年代液力传动首先应用于高级小轿车(红旗轿车)和内燃机车。六十年代广泛应用于工程机械,七十年代已发展应用于多种行业、多种机械,先由仿制逐渐走向自行研究、自行设计、自行制造,现有生产厂60多家,专业厂10多家,90年预计要生产4.16万台,品种有57种,随着生产发展,颁布了各项标准35个,有多个高校与研究所从事研究、研制、试验工作。形成了一个行业,在机械工程学会传动与控制学会下成立了液力传动专业学术委员会。现将我国几十年来液力传动方面进行的研究、研制情况及国外发展情况综合介绍如下:

1 发展新产品

红旗轿车用变矩器是仿制的冲压叶片向心涡轮式三工作轮液力变矩器,内燃机车在东方红机车经验基础上,自行研制了北京型液力传动机车,其应用的高速和低速液力变矩器均为离心涡轮式液力变矩器,工作轮叶片采用铣制加工组合叶轮、性能达到国际同类变矩器水平。工程机械、汽车等广泛应用三工作轮向心涡轮液力变矩器,工作轮一般为铝合金铸造叶轮,其结构简图性能见图1,其性能范围,零速工况变矩比 $K_0 = 2 \sim 3$,最高效率 $\eta_{\max} = 0.8 \sim 0.9$ 。由于使用机械的应用要求,对液力变矩器提出了各种性能,为适应多种性能的要求,出现了各种型式的液力变矩器。

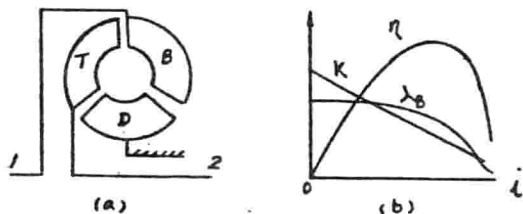


图1 三工作轮液力变矩器

1.1 闭锁式液力变矩器

由于三工作轮简单向心涡轮式液力变矩器其高效范围很窄,在低速和高速区效率很低,而汽车、工程车辆工作范围要求很宽,不能保证在液力变矩器高效范围内工作,降低了传动平均效率,恶化了经济性,并

(a)简图 (b)性能曲线图

带来较高的散热要求。为扩大变矩器的高效范围,出现了导轮可以自动楔紧与松开的综合式液力变矩器见图2。导轮装在单向联轴器上,在低速比时导轮通过单向联轴器锁住不转,当转速比 i 升高到某值时,工作液体作用于导轮的力矩改变方向,使导轮脱离空转成为偶合器, $\eta = i$, 因而提高高转速比区的效率。即使采用综合式液力变矩器,其平均传动效率约在80~85%左右。特别是在世界石油危机期间,汽车工业对经济性提出严格要求,因而出现了闭锁式液力变矩器。在泵轮和涡轮之间加一闭锁离合器L,在汽车起步、加速、换档和困难路面行驶时应用液力变矩器性能时,闭锁离合器L松开;当汽车在较好路面平稳行驶时,闭锁离合器L结合,泵轮和涡轮整体回转,导轮空转,变成机械传动效率接近于1。据统计采用闭锁式液力变矩器,汽车的耗油量可以降低10~15%。我国已自行制造载重自卸汽车用的闭锁式液力变矩器和研制成功车辆应用的大功率闭锁式液力变矩器,性能接近国际水平。

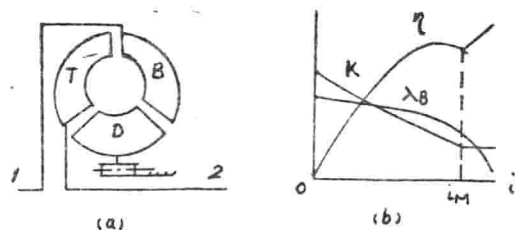


图2 综合式液力变矩器

(a)简图; (b)工作轮扭矩变化图

石油钻机在起钻时需变矩器增矩、调速、减振的性能,在钻进时工况比较平稳,可应用机械传动,提高工效,因而希望采用闭锁式液力变矩器。现有钻机用液力变矩器导轮是固定的,如仅加闭锁离合器闭锁后由于导轮不转将引起很大搅油损失,试验约为15%。采用单向联轴器但制造精度要求高,制造难度大成本高。北京石油机械所提出闭锁时自动地把变矩器内的工作油放净,消除搅油损失,解锁时再充油。充满油的时间约10~15秒,对石油钻机是可以的,对汽车等车辆则是不允许的。

1.2 双泵轮液力变矩器

在工程车辆上,当空载行驶时发动机功率全部经液力变矩器传递,用于行驶;在作业时发动机很大一部分功率用于驱动作业机械,余下一部分经液力变矩器传递驱动车辆以较低速度行驶。因此,定容量的液力变矩器来传递变化的功率产生匹配问题。为解决这个问题,出现了能容可以控制和调节的液力变矩器—双泵轮液力变矩器。其结构与性能见图3。

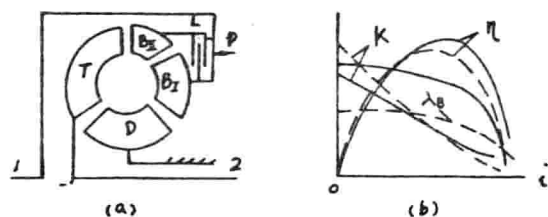


图3 双泵轮液力变矩器

(a)结构简图 B_1 —主泵轮;
 B_2 —副泵轮; L—滑差离合器。

(b)特性
——滑差离合器结合时的特性
——滑差离合器分离时的特性

1.3 导轮叶片可转动的可调式液力变矩器

当动力机输入特性无法调节(为交流异步电机),而工作机的转速在负荷不变条件下进行调节,或在动力机调速范围不大的条件下需要获得调节幅度