



工业和信息化部“十二五”规划教材

国家卓越工程师教育培养计划——装甲车辆工程专业系列教材

液力元件设计

魏 巍 闫清东 编著 ●

HYDRODYNAMIC COMPONENTS DESIGN



工业和信息化部“十二五”规划教材
国家卓越工程师教育培养计划——装甲车辆工程专业系列教材

液力元件设计

魏 巍 闫清东 编著

HYDRODYNAMIC COMPONENTS DESIGN

 北京理工大学出版社
BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

版权专有 侵权必究

图书在版编目 (CIP) 数据

液力元件设计 / 魏巍, 闫清东编著. —北京: 北京理工大学出版社, 2015. 8

ISBN 978-7-5682-1013-3

I. ①液… II. ①魏… ②闫… III. ①液压元件-设计 IV. ①TH137.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2015) 第 180872 号

出版发行 / 北京理工大学出版社有限责任公司

社 址 / 北京市海淀区中关村南大街 5 号

邮 编 / 100081

电 话 / (010) 68914775 (总编室)
(010) 82562903 (教材售后服务热线)
(010) 68948351 (其他图书服务热线)

网 址 / <http://www.bitpress.com.cn>

经 销 / 全国各地新华书店

印 刷 / 三河市华骏印务包装有限公司

开 本 / 787 毫米×1092 毫米 1/16

印 张 / 13.75

字 数 / 313 千字

版 次 / 2015 年 8 月第 1 版 2015 年 8 月第 1 次印刷

定 价 / 36.00 元

责任编辑 / 封 雪

文案编辑 / 张鑫星

责任校对 / 周瑞红

责任印制 / 王美丽

图书出现印装质量问题, 请拨打售后服务热线, 本社负责调换

前言

本书主要介绍采用液体传递和转换能量的一类多叶轮旋转机械——液力元件的基础知识和设计方法，主要针对液力元件在车辆工程领域上的应用，讨论液力元件的工作原理、性能、评价、匹配、设计和实验等方面的相关问题。《液力元件设计》全书内容共分9章，按照授课学时和授课对象的不同，可根据教学内容需求选择相应章节讲授。

本书是北京理工大学液力传动实验室自20世纪70年代以来，在液力传动技术领域教学、科学研究和实践的理论与经验的总结，尤其汲取了本实验室《车辆液力传动》（1980）、《液力变矩器的设计与计算》（1991）和《液压与液力传动》（2008）几部教材和著作的精华。但珠玉在前，兼之作者见识和水平有限，缺失错漏之处在所难免，请各位读者多加批评指正。

本书可供车辆及流体机械相关专业高年级本科生和研究生学习参考，也可供同行包括研究、设计、试验和制造工作者参考。

在编写过程中，作者得到了所在车辆传动国家重点实验室、相关行业院校、研究所和工厂企业的大力支持，并得到了工业和信息化部“十二五”规划教材项目、教育部卓越工程师教育教学计划项目、地面武器机动工程专业核心课程北京市优秀教学团队项目、《坦克学》国家级精品课程项目和装甲车辆工程综合改革项目，以及国家自然科学基金资助项目（50905016/51475041）与国家留学基金委资助项目（201406035009）等的资助，在此一并表示衷心感谢！

作者

目 录

CONTENTS

第 1 章 绪论	001
1.1 液力传动的定义	001
1.2 液力传动的起源	003
1.3 液力传动的发展与应用	005
1.4 液力传动的优缺点	013
1.5 设计理论的研究和进展	014
1.5.1 一维束流设计理论	014
1.5.2 三维流动设计理论	016
1.5.3 多学科集成优化设计理论	017
第 2 章 液力传动流体力学基础	020
2.1 叶轮与液流相互作用的基本关系式	020
2.1.1 连续性方程	020
2.1.2 速度三角形	020
2.1.3 动量矩方程	022
2.1.4 能量方程	023
2.2 能量损失与平衡	026
2.2.1 能量损失	026
2.2.2 摩擦损失	028
2.2.3 冲击损失	030
2.2.4 能量平衡	031
2.3 相似原理	032
2.4 工作液体	035
第 3 章 液力变矩器	038
3.1 基本结构和工作过程	038
3.2 叶轮工作特性	039
3.2.1 泵轮的工作特性	039

3.2.2	涡轮的工作特性	042
3.2.3	导轮的工作特性	045
3.2.4	无叶片区的流动特性	046
3.2.5	能头特性	048
3.3	变矩原理与自动适应性	048
3.3.1	变矩原理	048
3.3.2	自动适应性	050
3.4	液力变矩器的特性及性能评价	051
3.4.1	外特性和通用特性	051
3.4.2	全外特性	053
3.4.3	原始特性	054
3.4.4	动态特性	058
3.4.5	性能及其评价指标	059
3.5	液力变矩器的分类及特性	063
3.5.1	液力变矩器的分类	063
3.5.2	B-T-D型和B-D-T型液力变矩器	063
3.5.3	向心、轴流和离心式涡轮液力变矩器	065
3.5.4	单级和多级液力变矩器	067
3.5.5	单相和多相液力变矩器	068
3.5.6	闭锁式和非闭锁式液力变矩器	071
3.5.7	可调节的液力变矩器	072
3.5.8	液力变矩器的选型	074
3.6	液力变矩器与发动机共同工作	075
3.6.1	共同工作的输入特性	075
3.6.2	共同工作的输出特性	077
3.6.3	液力变矩器与发动机的匹配	079
3.6.4	液力变矩器有效直径的选择	080
3.6.5	液力变矩器的系列化	081
第4章	液力偶合器	084
4.1	基本结构和工作特性	084
4.1.1	基本结构	084
4.1.2	泵轮和涡轮的工作特性	085
4.2	液力偶合器的特性	086
4.2.1	外特性	086
4.2.2	通用特性	089
4.2.3	原始特性	089
4.2.4	部分充液特性	090
4.3	液力偶合器的分类及特点	092

4.3.1 牵引型耦合器	093
4.3.2 限矩型耦合器	093
4.3.3 调速型耦合器	094
4.4 液力耦合器与动力机的共同工作	095
4.5 液力缓速器	097
第 5 章 液力元件一维束流设计方法	099
5.1 无因次基本关系式	099
5.1.1 几何结构参数	099
5.1.2 特性计算基本关系式	101
5.1.3 基本参数的无因次关系	103
5.1.4 叶轮最佳几何参数的确定	108
5.2 结构形式和各类参数对性能的影响	112
5.2.1 结构形式对性能的影响	113
5.2.2 损失系数对性能的影响	116
5.2.3 计算参数对性能的影响	118
5.2.4 结构参数对性能的影响	121
5.3 渐次逼近束流设计方法	129
5.3.1 设计技术要求	129
5.3.2 第一次近似计算	130
5.3.3 第二次和第三次近似计算	134
第 6 章 液力元件叶栅系统几何设计	138
6.1 循环圆设计	138
6.1.1 循环圆形状设计	138
6.1.2 三段圆弧循环圆设计	140
6.1.3 循环圆参数化设计	142
6.2 叶片正向设计	143
6.2.1 多圆柱面的等角射影法	143
6.2.2 骨线展开线形状设计	144
6.2.3 叶片厚度变化规律	146
6.2.4 空间叶片形状设计	147
6.3 叶栅逆向设计	149
6.3.1 接触式叶栅测绘	149
6.3.2 非接触式流道测绘	152
第 7 章 液力元件流场数值模拟方法	155
7.1 流场分析基本理论	155
7.1.1 液力元件环面流动的特点	155

7.1.2 控制方程与基本假设	156
7.1.3 网格生成与任意曲线坐标系下的 N-S 方程	160
7.2 液力变矩器全液相流场数值模拟	162
7.2.1 计算模型与混合平面	162
7.2.2 流动分布与特性分析	163
7.3 液力缓速器气液两相流场数值模拟	167
7.3.1 两相流型的判定方法	167
7.3.2 两相流动制动性能数值模拟	168
第 8 章 液力元件三维流动设计	173
8.1 三维流动设计方法	175
8.1.1 三维流动设计流程控制	175
8.1.2 集成设计平台	176
8.2 三维流动设计关键技术	178
8.2.1 试验设计	178
8.2.2 近似模型	180
8.3 液力元件三维流动设计算例	181
8.3.1 液力变矩器泵轮叶片出口半径敏感性分析	181
8.3.2 液力变矩器叶片数目敏感性分析	183
8.3.3 液力变矩器叶片包角敏感性分析	185
8.3.4 液力变矩器叶片倾角优化设计	186
8.3.5 液力缓速器叶片倾角优化设计	191
8.3.6 液力变矩器叶栅系统多目标优化设计	193
第 9 章 液力变矩器性能试验	199
9.1 试验设备与仪器	199
9.2 供油系统	201
9.2.1 供油系统的功用及组成	201
9.2.2 气蚀现象及供油压力的确定	202
9.2.3 供油流量的计算	203
9.3 液力变矩器稳态性能试验及方法	204
9.3.1 试验准备	204
9.3.2 试验内容	204
9.3.3 试验方法	204
9.4 试验数据处理	205
9.4.1 处理数据时应用的有关常数	205
9.4.2 数据记录和处理	205
9.4.3 外特性和通用特性曲线	206
9.4.4 原始特性曲线	206
参考文献	207

第1章

绪 论

1.1 液力传动的定义

一切已经发展了的机器，都由三类本质上不同的部分——发动机、传动机构和工具机械或工作机——组成。传动机构是现代机器中不可或缺的一部分。以汽车为例：首先，其行驶阻力变化范围在 6~7 倍以上，而作为主要动力源的汽油发动机 (Gasoline Engine)，全油门外特性工作时驱动转矩的调节范围在 1.25~1.35 之间，柴油发动机 (Diesel Engine) 则在 1.15~1.4 (客车) 和 1.1~1.6 (货车) 之间；其次，汽车速度从零到其最高车速，范围宽广，而汽油发动机满载时速度调节范围在 4~7 之间，柴油发动机则在 3.5~5 (客车) 和 1.8~3.2 (货车) 之间，并且汽车需要具有倒车、制动乃至转向、辅助动力输出等功能。由于转矩转速调节范围的限制，以及多种实际使用功能的需求，发动机本身并无法直接驱动车辆行驶，因此必须采用传动机构。换言之，传动机构在传递发动机动力的同时，能够调节和变换发动机特性，使之满足工作机构的要求。

现有传动机构按传递能量方式主要分为三种形式：机械传动、电力传动和流体传动。

机械传动一般分为靠机件间摩擦力来传递动力和运动的摩擦传动，或靠主动件与从动件啮合或借助中间件啮合传递动力和运动的啮合传动。摩擦传动主要包括带传动、绳传动和摩擦轮传动等，具有无级变速、大轴距传动、过载保护等作用；啮合传动主要包括齿轮传动、链传动、螺旋传动和谐波传动等，具有传动比准确、传动功率较大等特点。

电力传动是通过将电能转换为机械能以驱动机器工作的传动形式，由电动机、电气控制系统和传输机械能的传动机构组成，分为交流电动机传动和直流电动机传动。电力传动所需电能易于传输和集中生产，并且利用远程自动控制。

流体传动是以液体或气体作为工作介质的传动形式，分为液体传动和气体传动。**流体机械**则是指以流体为工作介质来转换能量的机械。传动机构中，如果有一个或一个以上环节用液体作为工作介质传递动力，则此系统定义为液体传动系统，其中以液体传递动力的环节称为液体传动元件或简称液体元件。

在液体元件传递能量时，存在着将机械能转变为液能，再由液能转变为机械能的能量转变过程。液体在运动中所具有的液能一般表现为三种形式：动能、压能和势能。在车辆等一般工程所用的液体元件中，液体相对高度位置没有变化或变化很小，因此势能变化可以忽略不计，液体元件中运动液体的能量变换主要表现为动能和压能两种形式。

凡是主要依靠工作液体的压能变化来传递或变换能量的液体元件都称为液压元件，如各类液压泵和液压马达。传动系统中有一个或一个以上环节是采用液压元件来传递动力时，称为**液压传动**或**静液传动**（Hydraulic Transmission）。

凡是主要依靠工作液体的动能变化来传递或变换能量的液体元件都称为**液力元件**，如各种液力变矩器、液力偶合器及液力缓速器（也称为液力减速器）。传动系统中有一个或一个以上环节采用液力元件来传递动力时，称为**液力传动**或**动液传动**（Hydrodynamic Transmission）。

另外，还有一类液体传动形式称为**液黏传动**（Hydroviscous Transmission），它基于黏性定律（即牛顿时摩擦定律），利用主动与被动摩擦片之间的油膜剪切力来传递动力，能够长时间在打滑工况下工作，实现无级调速以及主、被动轴之间的同步传动。

在液力元件中，工作腔和循环圆是两个描述其主要特征的重要基本概念。**工作腔**是指液力元件叶轮内环与外环两个回转曲面之间的整个空间。过液力元件轴线作截面，在截面上与液体相接触的界线形成的形状，称为**循环圆**。循环圆是工作腔的轴截面。

循环圆以旋转轴为中心线形成两个完全对称的部分，通常只画出中心线一侧的图形，如图 1-1 所示。图中 B、T 和 D 分别代表泵轮、涡轮和导轮三类叶轮（也称为工作轮）。循环圆的最大直径 D 称为液力变矩器的**有效直径**，它是液力变矩器和液力偶合器等液力元件的特征尺寸。循环圆外环的最小直径为 d_0 ，循环圆宽度为 b 。循环圆表示了叶轮的相互位置，概括的是液力元件的主要特征。

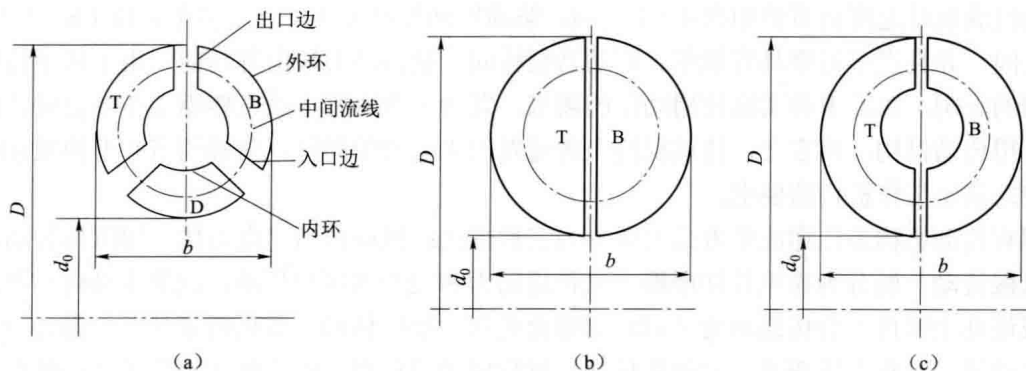


图 1-1 循环圆

(a) 液力变矩器循环圆；(b) 无内环的液力偶合器循环圆；(c) 有内环的液力偶合器循环圆

循环圆实际是工作液体在各工作轮内循环流动时流道的轴面形状，工作液体循环流动是一个封闭的轨迹，因而起名为循环圆。循环圆是由外环、内环、工作轮的入口边和出口边组成的。其中外环是循环流动传动介质的外圈，内环是传动介质的内圈，入口边和出口边是各叶轮内空间叶片的入口端和出口端在轴面上的投影。此外，在循环圆上，还表示出了中间流线（或称为设计流线）。中间流线在液力变矩器内并不存在，而是为了便于设计而采用的一条假想流线。中间流线可以根据外环与中间流线的过流面积和中间流线与内环的过流面积相等的原则求出。

工作液体不断循环流动的空间即为工作腔，它是由工作轮内、外侧两个环形曲面和叶片表面所组成的空间。工作轮的内、外侧两个循环曲面，在循环圆内侧的称作内环，在外侧的称作外环。内环所包括的空间里面通常没有叶片，它不属于循环圆部分。

1.2 液力传动的起源

液力传动技术起源于船舶工业。1905年,德国造船厂 Aktien-Gesellschaft Vulcan Stettin (AG Vulcan Stettin) ①的主设计师赫曼·费丁格尔(Hermann Föttinger)博士获得了涵盖液力耦合器和液力变矩器等液力元件的发明专利,如图1-2所示。

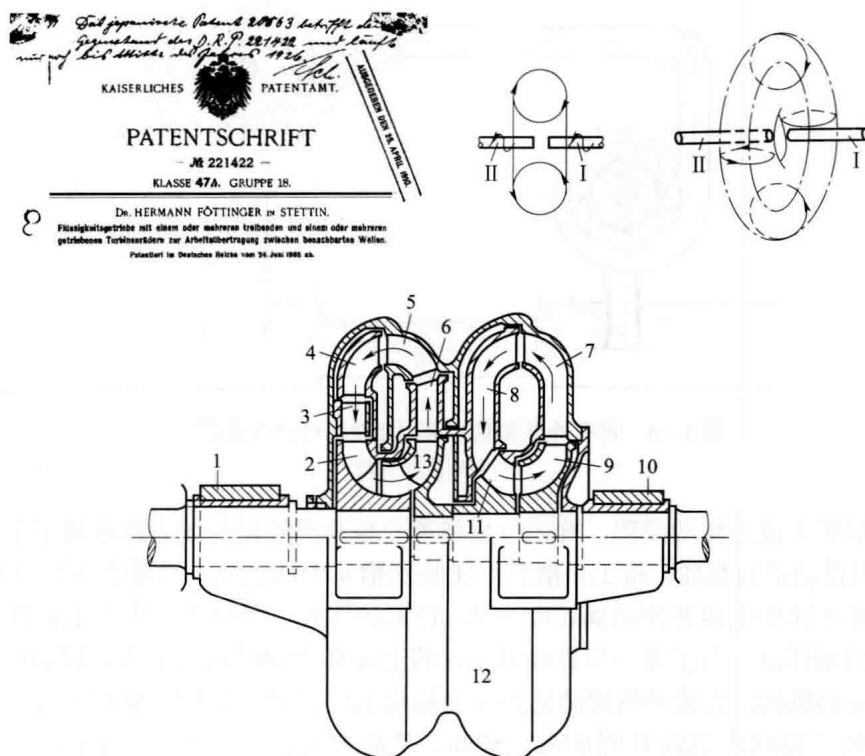


图 1-2 1905 年液力元件发明专利

1, 10—轴承; 2—第三涡轮; 3—第二导轮; 4—第二涡轮; 5—第一导轮; 6—第一涡轮; 7—反向第一导轮;
8—反向涡轮; 9—反向泵轮; 11—反向第二导轮; 12—外壳; 13—泵轮

当时的船舶工业之所以采用这一技术,是因为在船舶动力装置大功率高转速汽轮机与作为工作机的螺旋桨之间,缺乏有效的传动机构,如果采用汽轮机直接驱动螺旋桨,将会导致十分严重的“气蚀”(Cavitation)现象。所谓气蚀,也称为空化、空蚀,是指流动液体由于局部压力降低而产生气泡的现象。进一步说,就是当局部压力降低到接近汽化压力的临界压力时,液体中的气核成长为气泡,气泡聚积、流动、分裂和溃灭的过程。在气蚀部位会引起机件的侵蚀,进而产生振动和噪声。

而同一时期的齿轮传动技术,尽管摆线和渐开线齿形已经出现,变位技术理论基本成熟,但齿轮加工技术仅是采用展成法加工齿轮,另外对齿轮强度机器损伤机制的认识也刚刚开始,这些难以满足汽轮机等行业高速重载机械对齿轮的寿命、精度和生产率等方面的要求。因此

① 即清末北洋水师定远(Chinese Ting-Yuen)号战列舰制造商。

在当时的历史时期，液力传动技术的出现就有了其必然性。

液力元件本质上是通过对一个或多个泵，将汽轮机或内燃机等原动机提供的高速旋转机械能传递给传动液体介质，经封闭工作腔体内高速运行，冲击一个或多个旋转涡轮的叶片对外做功，再将液体能量转换为旋转机械能，图 1-3 所示为带有外置管路的液力元件循环流动原理。

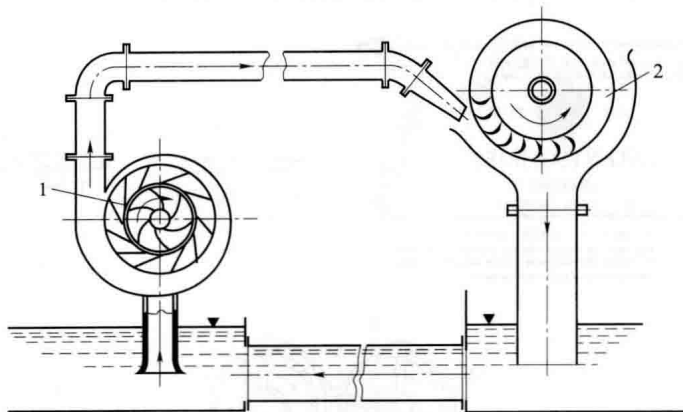


图 1-3 带有外置管路的液力元件循环流动原理简图

1—泵轮；2—涡轮

费丁格基于液力传动原理，首先设想将离心泵和涡轮用封闭管路连接起来，如图 1-4 所示。原动机带动离心泵轮，将工作液体介质从水槽 4 中抽上来，通过连接管道 6 进入涡轮，工作液体介质经导水机构 8 冲击涡轮叶片 9，使涡轮旋转，涡轮带动作为工作机的螺旋桨 11 旋转，驱动船舶行驶。为了提高效率，将泵轮和涡轮尽可能靠近，取消进、出水管和油槽等不必要的机构，将传动机构简化为简化机构 12。经过大量的实验和分析，最终液力变矩器的最高效率得以大幅提升到 85%~87%，从而液力传动技术得以实际运用。

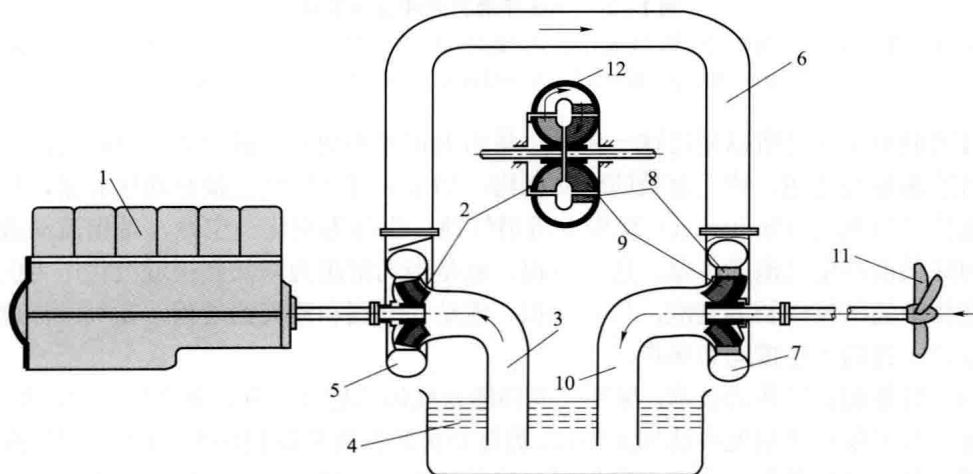


图 1-4 液力传动原理简图

1—发动机；2—离心泵的工作轮；3—离心泵的进水管；4—水槽；5—泵的蜗壳；6—连接管道；7—水轮机的蜗壳；8—导水机构；9—涡轮叶片；10—水轮机的尾水管；11—螺旋桨；12—简化机构

1.3 液力传动的发展与应用

尽管在 1910 年左右,效率更高而造价更低的螺旋齿轮出现后,船舶工业中液力传动被这种制造更为精密的齿轮传动所取代,但在船舶工业运用液力传动的过程中,液力传动的性能特点逐渐被深入了解和认识,如涡轮转速能够随负荷自动变化以及液力元件的缓冲与减振特性等,这些性能对船舶来说不一定那么必要,然而对陆地行驶的车辆却是极为理想和重要的。图 1-5 所示为船舶传动中费丁格尔液力变矩器的正倒机构。

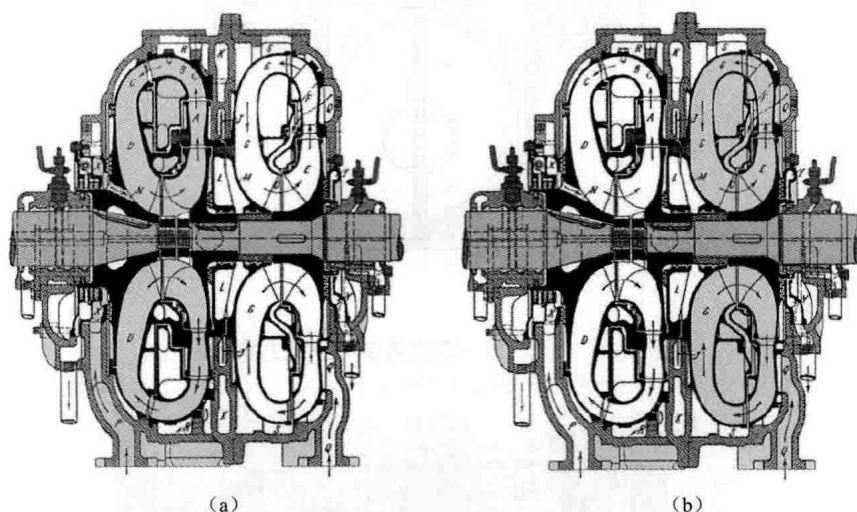


图 1-5 船舶传动中费丁格尔液力变矩器的正倒机构

(a) 正转工作状态; (b) 倒转工作状态

第一次世界大战之后的 20 世纪 20 年代,德国汉堡伏尔甘公司 (Vulcan Works) 的主管古斯塔夫·包易尔 (Gustav Bauer) 博士和英国工程师哈诺德·辛克莱尔 (Harold Sinclair) 合作,为消除后者在驾驶伦敦公交车时遇到的换挡顿挫感,共同将后来被称为“伏尔甘—辛克莱尔”型液力耦合器 (Vulcan-Sinclair Coupling) 的耦合器成功地运用于车辆传动机构之中。图 1-6 所示为“伏尔甘—辛克莱尔”型液力耦合器。

根据辛克莱尔的建议,1926 年 10 月伦敦公交总公司 (General Omnibus Company) 在戴姆勒 (Daimler) 公交车底盘上安装了这一装置。随后 1930 年,位于英格兰考文垂的戴姆勒公司开始引入液力耦合器和威尔逊自动变速器 (Wilson Self-changing Gearbox),并在 1933 年广泛应用于该集团从重型商用车到小轿车,甚至是军用车辆的诸多新车型上。另外在 20 世纪 30 年代,第一台采用液力耦合器传动装置的柴油动力火车机车出现在智利的一条铁路上,如图 1-7 所示。

20 世纪二三十年代,瑞典工程公司 (Swedish Engineering Company) 的主设计师阿尔夫·里斯豪姆 (Alf Lysholm) 与英国里兰汽车公司的工程师史密斯·科茨 (Smith Coates) 合作开发了 Lysholm-Smith 型多级液力变矩器 (见图 1-8),并应用到公共汽车及其他车辆上。

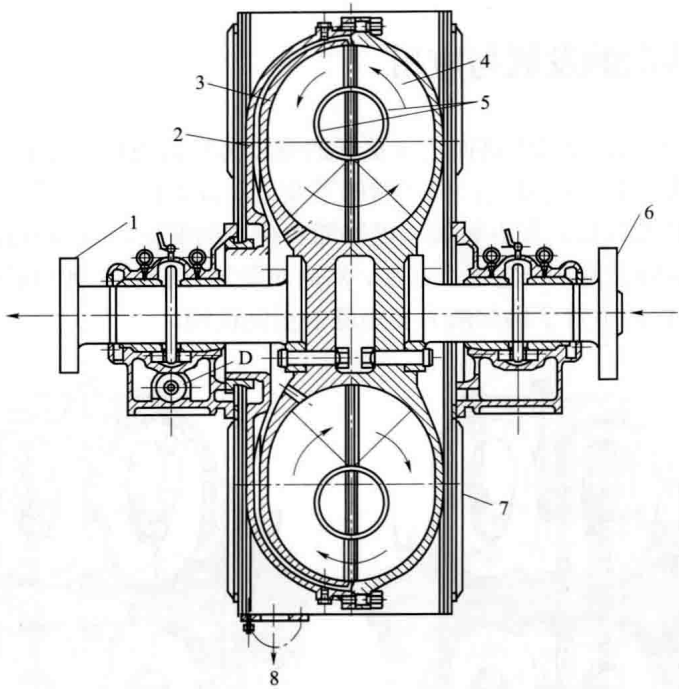


图 1-6 “伏尔甘—辛克莱尔”型液力耦合器

1, 6—驱动轮; 2—外壳; 3—涡轮; 4—泵轮; 5—内环; 7—固定罩; 8—放油塞

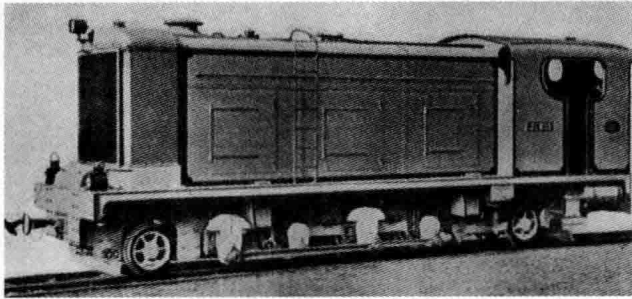


图 1-7 第一台采用液力耦合器传动装置的柴油动力火车机车

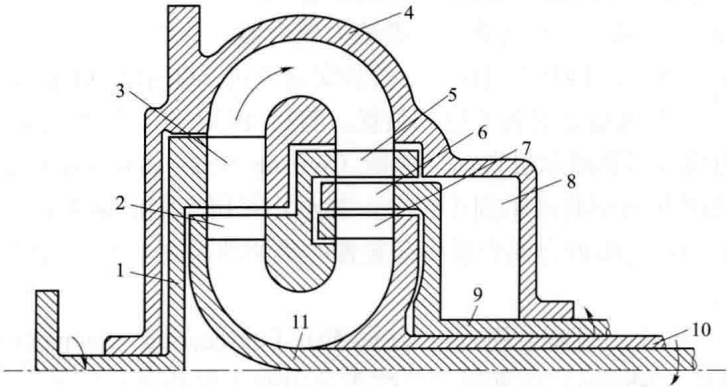


图 1-8 Lysholm—Smith 型多级液力变矩器

1—泵轮; 2—第一涡轮第二级叶片; 3—泵轮叶片; 4—外壳; 5—第一涡轮第一级叶片; 6—第二涡轮叶片;
7—导轮叶片; 8—第二涡轮油腔; 9—第二涡轮; 10—导轮轴; 11—第一涡轮

美国克莱斯勒（Chrysler）公司在同一时期，也开始尝试将液力传动技术运用于一款称为 Fluidrive 的车辆变速器中。随着技术的不断进步，1939 年最终由通用汽车公司（GM）推出了世界上第一款量产的液力自动变速器“Hydramatic”，这款变速器被安装到 1940 年款的奥兹（Oldsmobile）汽车以及后来的凯迪拉克（Cadillacs）的一些车型上。图 1-9 所示 Hydramatic 液力自动变速器工作原理。Hydramatic 由液力偶合器和 3 个液压操纵的行星排构成，具有 4 个前进挡和倒挡，它根据发动机节气门开度和车速判断并执行换挡操纵，能够根据不同的运行环境全自动判断升挡和降挡。这款变速器随后用于凯迪拉克、庞蒂克（Pontiac）、林肯（Lincoln）、劳斯莱斯（Rolls-Royce）等的某些款式车辆上，在第二次世界大战期间甚至用于某些军用车辆。1956 年，通用公司又推出了 Hydramatic 的改进款 Jetaway Hydramatic，它采用了两个液力偶合器，大幅提升了换挡品质，尤其改善了车辆从 1 挡到 2 挡之间的动态换挡性能。德国的梅赛德斯-奔驰（Mercedes-Benz）公司和费区泰尔-萨克斯（Fichtel-Sachs）公司在 1957 年也共同推出了与 Hydramatic 相似，装有液力偶合器的 Hydrak 传动装置。图 1-10 所示为装有液力偶合器 Hydrak 传动装置的德国梅赛德斯-奔驰汽车。

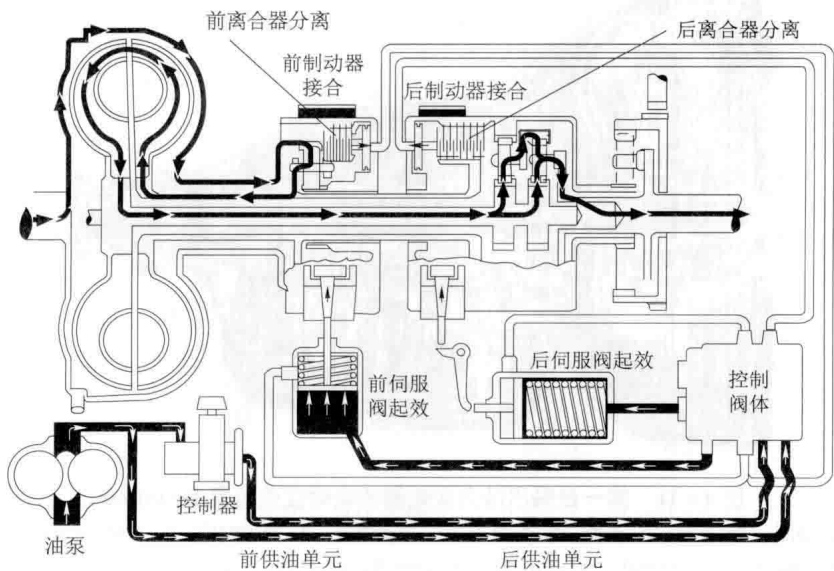


图 1-9 Hydramatic 液力自动变速器工作原理



图 1-10 装有液力偶合器 Hydrak 传动装置的德国梅赛德斯-奔驰汽车

第一款采用液力变矩器的轿车变速器是通用公司 1948 年推出的别克 (Buick) 系列 Roadmaster 车型选用的 Dynaflow 液力自动变速器, 如图 1-11 所示。20 世纪 50 年代出现了帕卡德 (Packard) 汽车的 Ultramatic、雪佛兰 (Chevrolet) 汽车的 Powerglide 以及克莱斯勒汽车的 Powerflite, 这些车辆大都具有两个前进挡, 依靠变矩器的变矩性能适应路面阻力的变化。值得关注的是, 此时的 Ultramatic 液力自动变速器就已经采用了闭锁离合器, 但由于当时的油价与成本相比不足以引起人们的重视, 直到 20 世纪 70 年代中东石油危机后, 这一技术才重新得以发展。克莱斯勒汽车还于 1956 年开发了液力变矩器配三挡辛普森 (Simpson) 轮系行星变速机构的 Torqueflite, 在 20 世纪 50 年代早期博格华纳 (Borg Warner) 公司也开发了 Ford-O-Matic 等一系列 3 挡液力自动变速器。多涡轮液力变矩器在 20 世纪 50 年代末到 60 年代初也得到了广泛应用, 此阶段通用汽车公司开发了双涡轮的 Dynaflow 和三涡轮的 Turboglide 液力自动变速器。

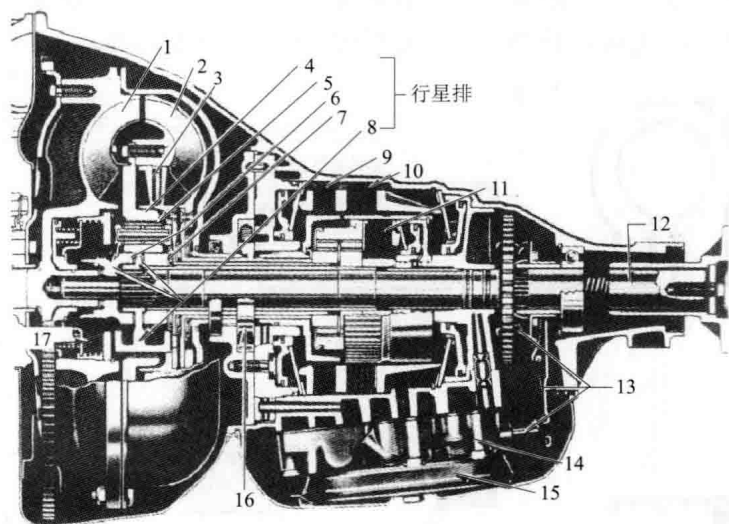


图 1-11 第一台采用液力变矩器的自动变速装置 Dynaflow

1—泵轮; 2—涡轮; 3—导轮; 4—齿圈; 5—行星轮; 6—前太阳轮; 7—后太阳轮; 8—行星架; 9—倒挡离合器; 10—前进挡离合器; 11—滑行离合器; 12—输出轴; 13—控制器; 14—阀体; 15—油滤; 16—油泵; 17—闭锁离合器

20 世纪 60 年代末期, 人们意识到在液力元件牵引工况的高速比工况下松脱导轮, 变矩器进入偶合器工况后传动效率显著增加, 这样在兼具变矩器和偶合器优点的综合式液力变矩器出现后, 装有这种液力变矩器的 3 挡液力自动变速器以其独有的转矩放大能力和更高的传动效率取代了装有这种液力偶合器的车用液力传动机构。随后在 20 世纪 80 年代初又被具有超速挡的 4 挡或 5 挡变速器取代。在这一时期, 将变矩器的泵轮和涡轮通过离合器结合在一起的闭锁机构开始得到广泛使用, 以提升燃油经济性。

后来, 德国采艾弗 (ZF) 公司和宝马 (BMW) 公司在 2002 年的 BMW E65 7-Series 中合作, 首次采用了 ZF 6HP26 6 挡液力自动变速器, 梅赛德斯-奔驰公司于 2003 年推出了第一款 7 挡液力自动变速器 7G-Tronic, 丰田 (Toyota) 公司于 2007 年为 Lexus LS 460 车型开发了一款 8 挡液力自动变速器, 而 2014 年的 Jeep Cherokee 则安装了世界上首台 9 挡液力自动变速器。图 1-12 所示为德国 ZF 公司开发的多挡 AT 液力自动变速器。

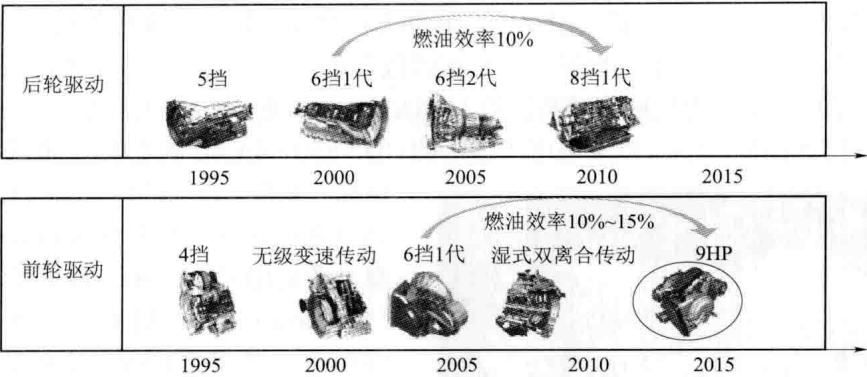


图 1-12 德国 ZF 公司开发的多挡 AT 液力自动变速器

图 1-13 所示为德国 ZF 公司 9 挡 9HP AT 方案简图。

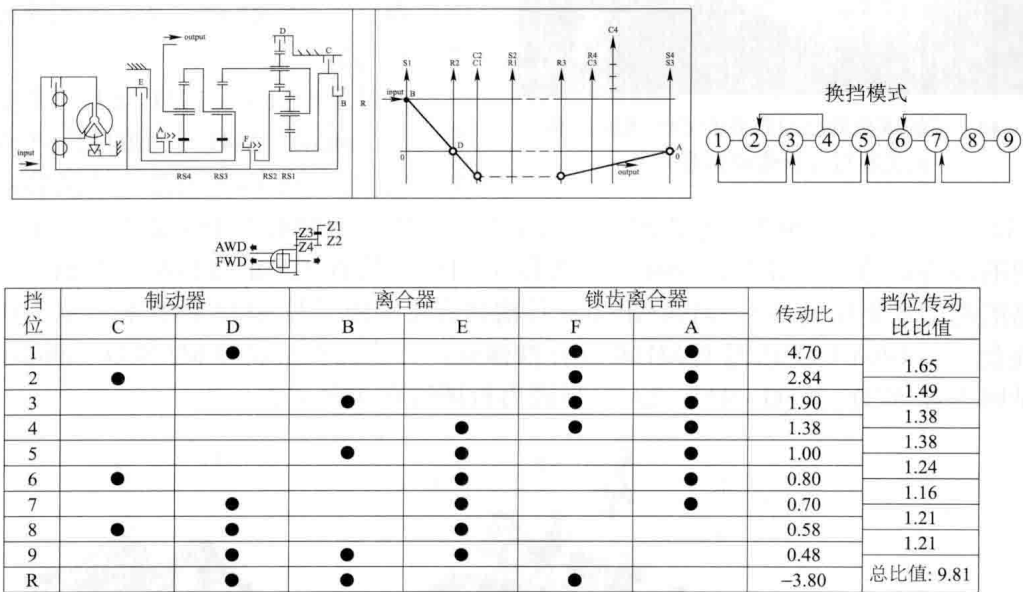


图 1-13 德国 ZF 公司 9 挡 9HP AT 方案简图

同样在军用车辆领域，液力传动技术也得到了广泛应用。第二次世界大战期间，德军坦克在战场上的杰出表现让美军确定了重型和中型坦克的研究标准。几乎与开始采用液力传动技术的民用车辆同时，美国兵器局（Bureau of Ordance）在 1940 年开始了 T1/M6 重型坦克的研制，T1 坦克衍生的一系列改进型中，采用了液力变矩器的 T1E2/T1E3 坦克就是后来定型却未曾参战的 M6/M6A1 系列重型坦克，而在 1942—1944 年还进行了 T20 系列中型坦克先期样车发展计划，所完成的样车均采用了液力变矩器及其对应的液力自动变速箱，这些研制工作为后续军用车辆液力传动技术的发展奠定了坚实的基础，尤其是 T20E3 坦克为后续潘兴（Pershing）坦克的设计提供了重要参考。

底特律柴油机阿里森（Detroit Diesel Allison）公司于 1943 年开始研制，于 1945 年推出的潘兴 M26 坦克，在第二次世界大战末期的欧洲和亚洲战场均有不凡表现，其改进型 M26E2 坦克的传动装置，即安装有液力变矩器的阿里森公司的所谓十字传动（Cross Drive）的 CD—