

液力偶合器

杨乃乔 编著



7.331

机械工业出版社

本书系统地介绍了液力耦合器的工作原理、设计计算、试验方法和应用技术。重点阐述了调速型液力耦合器的节能效果，并列举了国内外液力耦合器的调速节能实例及有关节能计算

书中还介绍了液力耦合器技术的最新发展，从中可了解国外液力耦合器技术的水平和先进的液力耦合器的结构和性能。

本书可供科研、设计单位与厂矿企业的工程技术人员参阅，并可供从事节能工作的工程技术人员参考。

液力耦合器

杨乃乔 编著

责任编辑：盛君豪 责任校对：孙志筠

封面设计：王 伦 版式设计：张世琴

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092¹/₃₂·印张9¹/₄·字数203千字

1989年2月北京第一版·1989年2月北京第一次印刷

印数 0,001—2,330·定价：4.40元

ISBN 7-111-00715-8/TR·37

前 言

液力偶合器是一种通用的液力传动元件。它具有结构简单、性能可靠、寿命长、应用在设备中可改善系统的传动品质、并在一些应用场合可以节约能源等优点。

液力偶合器在我国尚处于初始发展阶段，应用还不够普遍，其原因在于相应的书籍、资料均很缺乏，人们对其性能、特点尚缺乏认识。本书收集了国内外液力偶合器的先进技术，从实用角度出发，力求深入浅出地阐明技术问题。本书对国内外各种类型液力偶合器作了较为详细的阐述，对液力偶合器的理论分析、设计计算、应用选型、加工工艺、性能试验和维修保养等方面均有细致的论述与介绍，并对叶轮强度分析提出了新的计算方法。希望本书能对液力偶合器的科研、生产与应用有所帮助，并为全国范围的节能活动在调速节能方面提供一些有用的资料和相关技术。

本书共分十二章，内容可分为以下四个方面：

一、液力传动的基础知识（第一、二章）介绍液力传动的发展概况，液力传动的工作液体和液力传动基础理论知识；液力偶合器的特性与设计计算。

二、各类液力偶合器的结构、工作原理和性能特点（第三章至第六章）介绍普通型、限矩型和调速型液力偶合器与液力偶合器传动装置、液力减速器五类液力偶合器，其中较详细地介绍了限矩型和调速型液力偶合器。

三、液力偶合器的应用与节能（第七章至第九章）介绍液力偶合器的选型与匹配及其在几种主要设备上的应用；

液力耦合器的节能原理与节能效果，我国近期液力耦合器的生产与应用概况。

四、液力耦合器的制造、试验、使用与维护（第十章至第十二章）介绍液力耦合器的制造工艺和试验方法；液力耦合器的使用与维护技术。

本书初稿承蒙北京工业学院朱经昌教授与浙江大学林建亚教授予以评审，提出了许多宝贵意见。书稿完成后，又经朱经昌教授对全书进行了仔细的审校，在此一并表示感谢。

由于编著者水平有限，书中可能存在错误和不当之处，请读者批评、指正。

编著者

目 录

第一章 绪论	1
一、液力传动的概念	1
二、液力耦合器的应用与发展	2
三、液力传动的工作液体	7
四、液力传动的基础理论知识	9
第二章 液力耦合器的特性与设计计算	17
一、液力耦合器的工作原理	17
二、液力耦合器的特性	20
三、液力耦合器的分类	28
四、液力耦合器的系列化	32
五、液力耦合器的设计计算	44
第三章 普通型与限矩型液力耦合器	59
一、液力耦合器部分充液时的特性	59
二、普通型液力耦合器	60
三、限矩型液力耦合器	63
第四章 调速型液力耦合器	89
一、进口调节式调速型液力耦合器	89
二、出口调节式调速型液力耦合器	94
三、复合调节式调速型液力耦合器	107
四、液力耦合器的辅助系统	109
五、新型传动元件——调速离合器	111
第五章 液力耦合器传动装置	126
一、前置齿轮式液力耦合器传动装置	126
二、复合齿轮式液力耦合器传动装置	127
三、后置齿轮式液力耦合器传动装置	128
第六章 液力减速器	129
一、车辆用液力减速器	131

二、固定设备用液力减速器	138
第七章 液力耦合器的选型与匹配	147
一、液力耦合器结构型式的选择	147
二、液力耦合器与工作机、动力机的匹配	148
第八章 液力耦合器的应用	158
一、液力耦合器的优缺点及应用领域	158
二、液力耦合器在钢铁厂中的应用	162
三、液力耦合器在发电厂中的应用	164
四、液力耦合器在带式输送机上的应用	167
五、液力耦合器在刮板输送机上的应用	177
六、液力耦合器在风机、水泵上的应用	190
七、液力耦合器在内燃机车上的应用	197
第九章 液力耦合器的节能效果	202
一、限矩型液力耦合器的应用与节能	202
二、调速型液力耦合器的节能效果	208
第十章 叶轮的铝合金铸造工艺	235
一、叶轮的成型工艺	235
二、叶轮的铸造工艺	235
三、铝铸件缺陷的检验与修补	247
第十一章 液力耦合器的试验	251
一、试验目的与分类	251
二、液力耦合器出厂试验	252
三、液力耦合器型式试验	254
四、专题试验	268
第十二章 液力耦合器的使用与维护	274
一、充液量、充液率与起动	274
二、密封	275
三、液力耦合器的发热与冷却	276
四、使用中注意事项	282
五、液力耦合器常见故障与排除方法	283
附录 液力耦合器标准目录	287
参考文献	288

第一章 绪 论

一、液力传动的概念

任何机器，均由动力部分、传动装置和工作机构三部分构成。传动装置置于动力机与工作机之间，它不仅传递动力，而且对两者的功能与特性进行调节，使之相互适应，满足工作要求。例如，为使动力机的旋转运动，适应工作机直线运动的要求，需在两者之间置入齿轮、齿条或液压缸等传动装置。

传递动力的方式可分为三种型式：

- 1) 机械传动；
- 2) 电气传动；
- 3) 流体传动。

流体传动包括气压传动(简称气动)、液压传动和液力传动。液压传动与液力传动均以液体为工作介质，为液体传动。

液体传动的动力传递过程为：将动力机输入的机械能转变为液体能，然后再将液体能转变为机械能输出。由水力学可知：液体在运动中所具有的能量表现为动能 $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ 、压能 (p/γ) 和位能 (Z) 。不论液力或液压传动，在动力传递过程中其液体位置相对高度 (Z) 变化都很小，故可忽略不计。因此，液体能主要表现为动能和压能两种形式。

主要依靠工作液体的压能 (p/γ) 来传递动力的元件称液压元件。如各种类型的液压泵、液压阀、液压马达和液压缸

等。采用液压元件来传递动力的传动系统称液压传动系统。

主要依靠工作液体在叶轮里的动能变化(即动量矩变化)来传递动力的元件称液力元件。液力传动的过程是在液力元件的由两个或两个以上的叶轮所组成的工作腔中实现的。液力元件的泵轮把输入的机械能转化为液体能(包含动能和压能,其中主要为动能),涡轮则把液体能转化还原为机械能输出做功。液力元件主要有液力偶合器和液力变矩器。在传动系统中只要包含有一个液力元件,通常即称之为液力传动系统。

二、液力偶合器的应用与发展

液力传动的工作原理可通过图1-1来说明。设想在船舶的传动装置中,离心水泵的叶轮2把发动机1输入的机械能转化为液体能(水的动能和压能,其中主要是动能),具有液体能的水经由管路6和导水机构8去推动水轮机的叶轮9,水轮机把液体能转化为驱动螺旋桨转动的机械能。这样的传动装置效率太低,不能实际应用。为了提高效率,设法使离心式水泵和水轮机靠近,去掉水管和水槽等附件就成为图中12所示的液力变矩器模型。

德国费丁格尔(Föttinger)教授按照图1-1的模型于1902年首创了世界上第一台液力变矩器(图1-2a),它具有泵轮B、涡轮T和导轮D三个构件。并于1908年首次将液力变矩器应用在船舶的驱动系统中,传递功率100马力,最高效率83%。1920年包易尔(Bauer)在费丁格尔液力变矩器的基础上去掉了导轮,而成为世界上第一台液力偶合器(图1-2b),其效率比液力变矩器大为提高。1927年斯姆克莱(Simclair)在包易尔液力偶合器基础上,进一步完善结构,使泵轮与涡轮

轮对称布置，构成Vulcan-simclair型液力偶合器，用于汽车驱动系统，并在1930年完善成为“液力自由轮”。

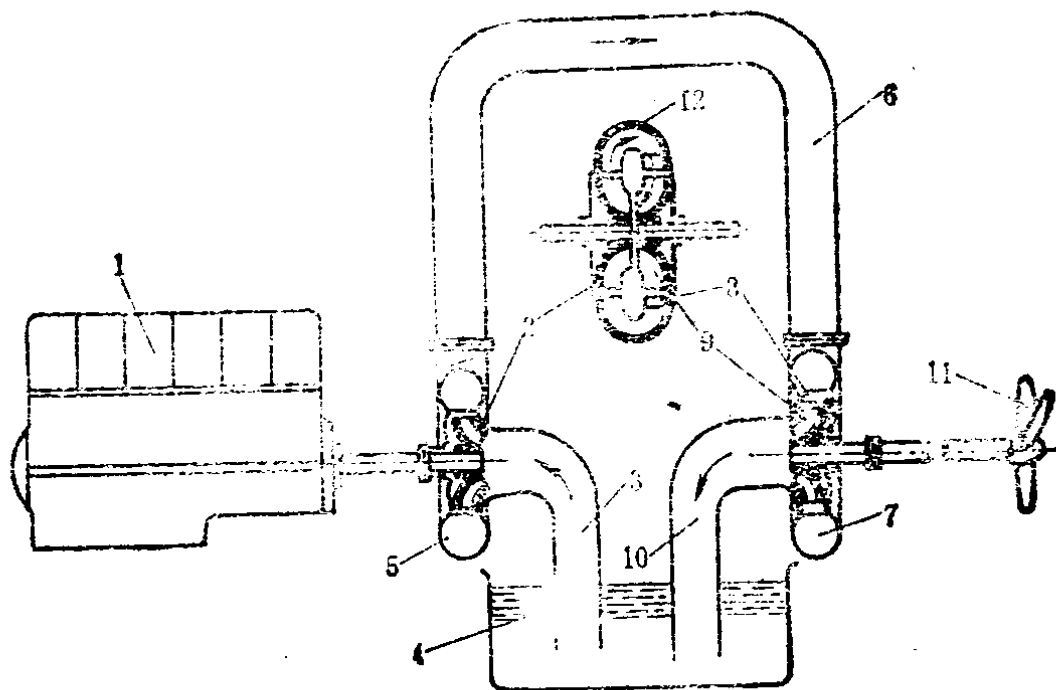


图1-1 液力传动原理示意图

1—发动机 2—离心水泵的叶轮 3—离心水泵的进水管 4—集水槽
5—泵的涡壳 6—连接管路 7—水轮机的涡壳 8—导水机构 9—水
轮机的叶轮 10—水轮机的尾水管 11—螺旋桨 12—液力变矩器模型

随着液力偶合器结构的逐步完善，英国液力驱动工程(FLUIDRIVE)公司首先批量生产和销售液力偶合器。1932年德国伏依特(VOITH)公司购买了英国专有技术，开始生产液力偶合器和液力变矩器，用于铁路机车的各种传动装置上。然后在结构上作了进一步的改进，使性能有较大提高，并进行多品种、多规格的批量生产。迄今伏依特公司已成为国际上液力元件产量最多，在产品性能和质量方面享有声誉的著名公司。该公司生产的限矩型、调速型液力偶合器、液力偶合器传动装置和液力减速器四大类型液力偶合器产品，计有21个品种、153个规格，传递功率从0.5至26000kW，最

高输出转速达12000r/min。年产量约3万台，累计出口达100余万台。

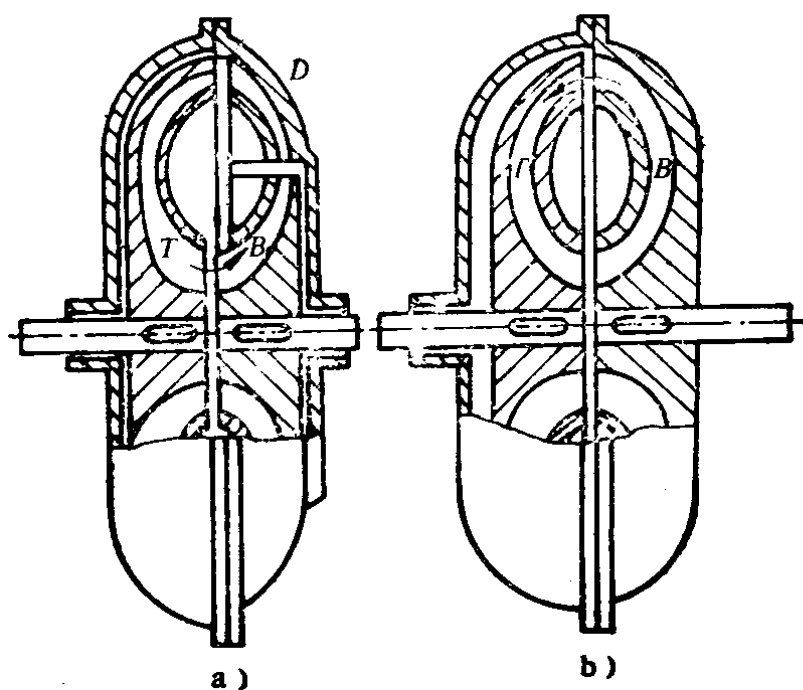


图1-2 费丁格尔液力元件
a) 液力变矩器 b) 液力耦合器

英国液力驱动工程公司的液力耦合器产量仅次于伏依特公司，该公司生产限矩型、调速型液力耦合器和液力耦合器传动装置三大类型产品，计有15个品种、115个规格，年产量为8000台左右。传递功率从0.1至11200kW，最高输出转速达10000r/min。据该公司统计在各类行业使用的液力耦合器所占百分比如下：

矿山	40%	电力	11.95%
钢铁	11.95%	船舶	8.6%
石油化工	7.92%	其它工业	19.44%

在各类机械设备中使用的液力耦合器所占百分比如下：

连续输送机类	34.35%	泵类	16.8%
风机类	13.05%	绞车类	8.06%

破碎机、研磨机、搅拌机	7.91%
船舶	5.27%
其它设备	14.56%

国际液力耦合器技术,除联邦德国、英国居领先地位外,日本、苏联、美国也较为先进,这些国家均有专业公司或工厂专营液力耦合器生产。日本日立公司的调速型耦合器有四个品种、46个规格,最大功率达8000kW。三菱公司的调速型耦合器有三个品种、43个规格,最大功率达10000kW。苏联在液力传动方面很重视理论研究,这与西欧各国只着重试验研究显然不同。苏联出版有较多的关于液力耦合器理论计算方面的书籍和刊物。苏联的液力耦合器产品品种比较杂乱,到1971年调速型耦合器还只有MTP一个系列、12个规格,最大功率达8000kW。

国外,液力耦合器已成功地应用于百余种机械设备上,而且其应用领域在不断扩大。

当前,国际能源供应日益紧张,人们不得不把注意力放到如何提高能源利用率和节约能源方面来。因此,可以在应用中节约能源的调速型液力耦合器和液力耦合器传动装置得到迅速发展。随着火力发电厂锅炉给水泵向高速、大功率方向发展,促使与其配套的调速型耦合器和液力耦合器传动装置也向高速、大功率方向发展。英国泰晤士电厂已成功地应用了MST调速型耦合器,转速3600r/min,功率达11200kW。目前,联邦德国伏依特公司正在研制转速12000r/min、功率为5万kW的液力耦合器传动装置。由于液力耦合器传动装置结构复杂、技术密集、加工精度高、难度大、利润高,在国民经济中有较大影响,因而西方各大公司正积极研制,竞争很激烈。

由于液流在液力元件工作腔中运动的复杂性,迄今尚不

能用数学模型表达。西方各大公司均十分重视试验研究，液力偶合器腔型的改进、新结构的创立，均以试验为根据。各公司均设有设备齐全、仪器精良的研究性试验室，以发展新产品，提高其在国际市场上的竞争能力。

为了满足矿井下的防爆要求，英国液力驱动工程公司研制出以水为工作介质的阿克华费尔(AKWAFIL)限矩型偶合器，井下使用安全可靠，而且由于水的重度高于传动油，因而提高了液力偶合器传递动力的能力(20%左右)。西德伏依特公司用于矿井下的限矩型偶合器，使用一种名为“埃拉欧”(ELAOL)的工作液体，其重度为 13.44kN/m^3 (1370kgf/m^3)，闪点 240°C 。这种液体用于液力偶合器不仅能防爆，而且还可提高传递功率能力1.6倍。但成本高，有剧毒，因此目前仅用于井下。可见，研制重度大、能防爆、符合液力传动要求的工作液体，是当前国内、外液力传动行业的新课题。伏依特公司为了满足鲁尔矿区巷道中多级摩擦带条传动带式输送机的特殊要求，在TV限矩型偶合器基础上改型，加大后辅腔容积，研制出TVV限矩型偶合器，最大过载系数仅1.2，成为特殊型式的液力偶合器新品种。

当前，我国液力偶合器主要应用在带式输送机、刮板输送机、塔式起重机、挖掘机、风机、水泵、输油泵、锅炉给水泵和船舶等设备上。由于调速型偶合器在炼钢转炉排烟风机、发电厂锅炉给水泵和石油管道输油泵上应用，节电效果显著，已引起人们的重视。

在我国液力偶合器的应用还很不普遍，但液力偶合器所具有的改善传动品质和节约能源等优点，表明了它具有较强的生命力。随着我国科学技术的发展，以及人们对液力偶合器不断加深认识，其应用领域将会日益扩大。

三、液力传动的工作液体

液力传动工作液体不仅用于传递动力，而且还能润滑轴承和齿轮。根据液力传动的工作特点，工作液体应能满足以下要求：

1. 适当的粘度：液体粘度低，表明液体内摩擦小、流动阻力小，可减小液力元件的液力损失；但从润滑和密封考虑，液体的粘度也不能过低。因此，应在满足润滑和密封要求的前提下，尽量采用粘度较低的液体，以提高液力传动的效率。同时要求液体粘度受温度的影响要小，以便在高温时仍能保持有效的润滑和密封。

2. 要有较高的重度：由于液力元件传递的力矩和功率与工作液体的重度成正比，故液体重度越高越好。常用的石油基工作液体的重度为 $\gamma=8.238\sim 8.826\text{kN/m}^3(840\sim 900\text{kgf/m}^3)$ 。

3. 不易产生泡沫、老化和沉淀。

4. 酸值要低：对密封件应呈中性，有良好的相容性，不泡胀、不溶解；对金属无腐蚀作用。

5. 要有较高的闪点和较低的凝固点：液力元件工作时油温变化幅度较大，有时可达 160°C 高温，因此要求闪点要高于 170°C ；而凝固点要低于 -20°C ，以利于在低温环境下液力元件的起动。

6. 要有良好的润滑性能：工作液体要有足够的油性，即工作液体能很好的粘附在零件表面上，并起良好的润滑作用。

目前，国内、外液力传动应用的工作液体种类较多，除各种石油产品外，也有采用水或其它难燃液体的。国内通常

采用22号汽轮机油。随着液力传动的发展，近年来我国已研制出专供液力传动用的6号和8号液力传动油(表1-1)。液力传动油是以22号汽轮机油为基础油，加入增粘、降凝、抗氧、抗磨、防锈和抗泡沫等添加剂而制成的，因而有很好的使用效果。

此外，国产内燃机车有专用的液力传动油，性能规格见参考文献〔1〕。按规定在内燃机车运行400小时后，必须在工作油温下分析油样，如有下列情况之一者、就必须更换新油：

表1-1 液力传动用油的性能参数指标

性 能	22号 汽轮机油	8 号 液力传动油	6 号 液力传动油	20号 液力传动油
重度(20℃kN/m³)	8.836	8.434	8.551	8.581
粘度(m²/s)	(20~23)× 10 ⁻⁶ (50℃)	(7.5~9)× 10 ⁻⁶ (100℃)	(22~26)× 10 ⁻⁶ (50℃)	
运动粘度比 (ν ₅₀ /ν ₁₀₀ 不大于)②		3.6	4.2	4
粘度指数	>90			
闪点(开口、不低于,℃)	180	150	180	>190
凝点(不高于,℃)	-15	-50 ^① -25	-25	-23
氧化后酸值 (mgKOH/g)	0.02			
铜片腐蚀 (100℃×3h)		合格	合格	
抗泡沫性(mL)		50/0 (93℃)	55/0 (120℃)	180/0 (120℃)
抗泡沫性(mL)		25/0 (24℃)	10/0 (80℃)	20/0 (80℃)

(续)

性 能	22号 汽轮机油	8号 液力传动油	6号 液力传动油	20号 液力传动油
抗乳化度时间 (不大于, min)	8			
临界载荷 (不小于, kN)		784.5	823.8	784.5
颜 色	无色透明	红色透明	浅黄色透明	淡黄色透明

① -50°C 适用于长城以北地区, -25°C 适用于长城以南地区。

② ν_{50}/ν_{100} 为 50°C 时运动粘度与 100°C 时运动粘度之比。

- 1) 酸值高达 $1.2\sim 1.5\text{mgKOH/g}$;
- 2) 含水量超过 0.2% ;
- 3) 50°C 时油的粘度比新油增高 $7\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ (条件粘度);
- 4) 不溶于苯的杂质含量超过 0.2% ;
- 5) 消泡能力降低, 使液力减速器制动力减少量超过 10% 。

四、液力传动的基础理论知识

(一) 液流速度三角形和速度环量

在液力元件的叶轮中, 液体的流态实质上是复杂的空间三元流动, 为便于分析研究, 通常将其简化为二元流动。并假定叶轮的叶片数目无穷多, 叶片厚度无限薄; 认为液体质点的运动轨迹和叶片形状相一致; 处于各部分的液流流态对轴心是对称的, 即在同一半径的圆周上的各液体质点的速度均相同。并规定以平均流线(在轴面内, 把流道分为流量相等两部分的中间流线)来代表整个叶轮流道内液体运动的平均物理现象。假定在无叶片区(工作腔内的无叶栅区)里液流

无能量变化，仍保持液流在进入该区前的原状态不变。

按以上假定，在进行液流流态的分析研究时，只需对一些特定的液流质点进行研究，即可了解工作腔液流的全部状况。

在旋转叶轮腔内的某点上，液体质点随叶轮一起旋转的速度称为圆周（或牵连）速度，以 u 表示；液体质点沿叶片骨线（叶片沿流线方向截面形状的中线）的切线方向的流动速度称为相对速度，以 w 表示。因此，液体质点的绝对速度（液体质点相对于固定坐标系的运动速度） v 的矢量等于其圆周速度 u 和相对速度 w 的矢量和。

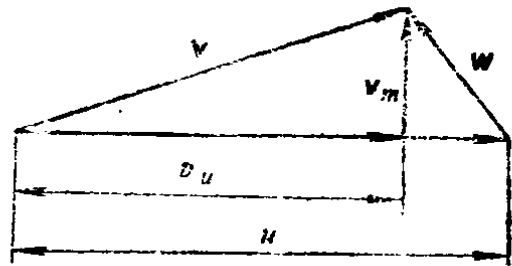


图1-3 速度三角形

即：
$$v = u + w \quad (1-1)$$

在速度三角形中，绝对速度 v 可分解为相互垂直的绝对速度的圆周分速度（绝对速度在圆周切线方向上的速度分量） v_u 和绝对速度的轴面分速度（绝对速度在轴面上的速度分量） v_m 。圆周分速度 v_u 垂直于液流质点的旋转半径，它与旋转半径是形成动量矩的因素。

速度矢量在某一封闭周界切线上的投影值沿着该周界的线积分，称为速度矢量沿着周界的速度环量（ Γ ）。

$$\Gamma = \oint v \cos(\nu, ds) ds \quad (1-2)$$

对于叶轮，以平均流线上某点的圆周分速度 v_u 与该点所在位置的圆周长度的乘积为该处的速度环量，即：

$$\Gamma = 2\pi r v_u \quad (1-3)$$

式中 r ——平均流线上某点所在位置的圆周半径。

速度环量的大小标志着该处液流旋转运动的强弱程度。

图1-4为具有径向直叶片的液力耦合器的泵轮、涡轮叶片的展开图和进、出口速度三角形及速度环量。由于采用径向直叶片及前面关于液流质点运动轨迹的假设，叶轮出口的相对速度 w_{B2} 、 w_{T2} 分别垂直于圆周速度 u_{B2} 、 u_{T2} 。

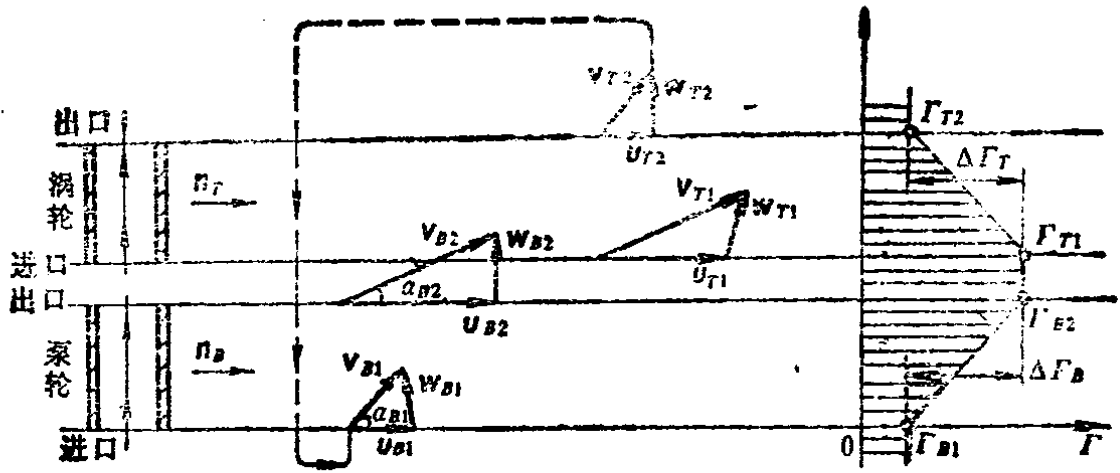


图1-4 液力耦合器的速度三角形及速度环量

在计算工况，涡轮转速略低于泵轮转速，由于泵轮与涡轮对称布置，则涡轮进口处的圆周速度 u_{T1} 小于泵轮出口处的 u_{B2} ，泵轮进口处的 u_{B1} 大于 u_{T2} ，而 $v_{T1}=v_{B2}$ ， $v_{B1}=v_{T2}$ ，因此泵轮和涡轮液流在进口处的相对速度 w_{B1} 、 w_{T1} 的方向对叶片方向稍有偏离。

由式(1-3)可推知，因 $\Gamma_{B2}=\Gamma_{T1}>\Gamma_{T2}=\Gamma_{B1}$ ； $v_{uB2}=v_{uT1}>v_{uT2}=v_{uB1}$ ，故泵轮出口速度环量 Γ_{B2} 大于泵轮进口的速度环量 Γ_{B1} ；涡轮出口的速度环量 Γ_{T2} 小于涡轮进口的速度环量 Γ_{T1} 。

在泵轮与涡轮之间为无叶片区，两者进、出口的速度环量不变。即

$$\Gamma_{B1}=\Gamma_{T1} \quad \Gamma_{T2}=\Gamma_{B2}$$