

采煤综合机械化技术丛书

# 煤矿机械液力传动

方佳雨 张国柱 编

煤炭工业出版社

TD4  
14

采煤综合机械化技术丛书

# 煤矿机械液力传动

方佳雨 张国柱 编

煤炭工业出版社

## 内 容 简 介

本书系统地介绍了液力传动的基础知识，目前煤矿大量使用的国内外各种液力耦合器的结构特性，技术特征，典型循环圆的几何参数，试验曲线和数据以及选型计算方法。针对现场使用存在的问题，着重论述了液力耦合器与交流电动机匹配的原理，影响正常运行的原因，运转维护中应注意的问题。此外，还介绍了液力变矩器的工作原理，构造，选型计算以及液力传动元件的测试方法。

本书为煤炭部综采机电工程师进修教材，亦可供矿山从事液力传动研究、设计、制造以及现场工程技术人员使用，并可作为煤矿高等院校有关专业师生的参考书。

责任编辑：顾建中 翟刚

采煤综合机械化技术丛书

煤矿机械液力传动

方佳雨 张国柱 编

\*

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平里北街21号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷

新华书店北京发行所 发行

\*

开本787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> 印张10<sup>1</sup>/<sub>4</sub>  
字数 243 千字 印数1—1,720  
1987年2月第1版 1987年2月第1次印刷  
书号15035·2811 定价1.70元



## 前 言

采煤综合机械化，是加速我国煤炭工业发展，大幅度提高劳动生产率，实现煤炭工业现代化的一项战略措施。综合机械化采煤不仅产量大，效率高，成本低，而且能减轻笨重的体力劳动，改善作业环境，是煤炭工业技术的发展方向。我国综采技术日趋成熟，不但生产水平，而且工艺水平已进入世界先进行列。

为了进一步提高我国煤炭综合机械化生产的技术和管理水平；满足从事综采工作的广大现场工程技术人员和各院校机械化专业的需要，煤炭部生产司委托煤炭部采掘综合机械化技术研究培训中心和中国矿业学院组织编写了这套《采煤综合机械化技术丛书》。丛书包括：《矿用电子技术》、《综采电气设备》、《煤矿机械液力传动》、《煤矿机械液压传动》、《采煤机》、《液压支架》、《综采输送机》和《采煤方法》共八册，将陆续出版。这套丛书的编委对本书进行了认真的审阅。

本丛书以介绍综合机械化采煤设备为主，并加强了技术基础理论知识的叙述。这套丛书可以作为综采工程师的培训教材和大专院校机械化专业师生的参考书，也可供具有中专以上文化程度的煤矿职工自学用。

本书由中国矿业学院北京研究生部方佳雨和张国柱两位同志编写。在编写过程中，作者所在单位、张家口煤矿机械厂、大连液力机械厂、太原煤矿研究所、开滦、大同、徐州等矿务局提供了有关资料及帮助，在此谨致谢意。

由于编者理论和实践水平有限、编写时间较短，书中难免有缺点和错误，热诚欢迎读者批评指正。

# 目 录

<b>第一章 绪 论</b> .....	1
第一节 液力传动的基本原理和结构形式 .....	1
第二节 液力传动的特点及应用 .....	3
第三节 液力传动的发展概况 .....	4
<b>第二章 液力传动的基本知识</b> .....	6
第一节 基本术语和符号 .....	6
第二节 作用在工作轮上的力矩方程 .....	8
第三节 液力传动的各种损失 .....	15
<b>第三章 液力耦合器</b> .....	20
第一节 液力耦合器的特性 .....	20
第二节 液力耦合器与电动机的联合运行 .....	24
第三节 液力耦合器在不同工作状态下的特性曲线 .....	38
第四节 非充满状态下环流的构造 .....	40
第五节 液力耦合器的结构 .....	42
第六节 调速型液力耦合器 .....	64
第七节 液力耦合器的设计和计算 .....	69
第八节 限矩(安全)型液力耦合器的使用与维护 .....	79
<b>第四章 液力变矩器</b> .....	98
第一节 液力变矩器的类型及特性 .....	98
第二节 液力变矩器的补偿和冷却系统 .....	103
第三节 变矩器的结构形式对性能的影响 .....	105
第四节 液力变矩器的设计计算 .....	114
第五节 变矩器尺寸的选择和循环圆的绘制 .....	129
第六节 中间流线各工作轮进出口角的计算 .....	133
第七节 内外环进出口角的计算 .....	137
第八节 叶片的绘制 .....	138
第九节 通流损失的验算 .....	142
第十节 泵轮力矩系数、输入特性及联合特性 .....	142
第十一节 实践的检验 .....	143
第十二节 液力变矩器的反转工况及应用 .....	148
第十三节 新型液力变矩耦合器 .....	150
<b>第五章 液力传动元件的性能试验</b> .....	155
第一节 测试系统及测试方法 .....	155
第二节 测试数据的处理 .....	157
第三节 测试中的注意事项 .....	158
<b>参考文献</b> .....	160

# 第一章 绪 论

## 第一节 液力传动的基本原理和结构形式

液力传动和液压传动一样，都是以液体作为传递能量的介质，同属于液体传动的范畴。两者的主要区别在于：

液压传动是利用工作腔的容积变化来工作的。液体虽然没有一定的几何形状，但有几乎不变(准确地说变化很小)的体积。当它容纳在某一密闭的几何形体之中时就可传递压力，并且，当高压液体在几何形体(如管路、油缸等)内被迫移动时就可以传递机械能。因此，液压传动主要是通过工作腔容积的变化，使液体压力能改变而传递能量的，与扭矩和转速无关。故亦称容积式传动。

液力传动是利用旋转的叶轮来工作的。可以把它想象为一台离心泵通过管路来推动一台水轮机的组合体，不过只是采用了它们的核心部件，即泵轮和涡轮，有时还有导轮，并将这些叶轮尽量靠近地放在一个封闭的壳体中，工作液体在这些叶轮中循环流动，这就形成了液力传动元件。因此，液力传动是利用叶轮来工作的，其输入轴与输出轴是非刚性联接的，能量主要是通过液体动能的变化来传递的。扭矩与转速的平方成正比，故有动力式液力传动之称。又由于其具有透平涡轮的性质，因此有时亦称为透平传动。

图1-1为液力传动元件简图。其中包括泵轮(以B字表示)和涡轮(以T字表示)。泵轮与输入轴相联，接收发动机传来的机械能，并将其转换成液体的动能。涡轮与输出轴相联，它将液体的动能转换为机械能而输出。如果液力传动装置只有上述两个部件，则称这一传动装置为液力耦合器，见图1-1a。如果除上述两部件外还有一个导轮(以D字表示)，则称这个液力传动装置为液力变矩器，见图1-1b。

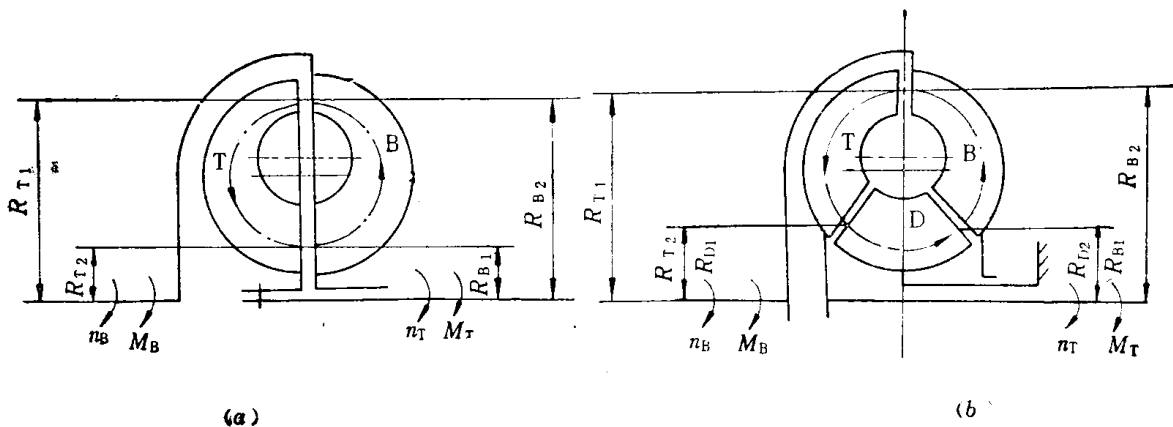


图 1-1 液力传动元件简图  
a—液力耦合器；b—液力变矩器

在液力传动系统中，为了保证液力元件的正常工作还必须有一些辅助元件，即液力变矩器的补偿和冷却系统。

当电动机带动液力耦合器的泵轮旋转时，装在泵轮内的工作液体也随之旋转，这时液体的质点绕泵轮轴线进行牵连运动。由于两个工作轮是在一个封闭的外壳内，因此作用在液体质点上的离心惯性力使液体沿径向叶片之间的通道向外流动到外缘后进入到涡轮中。由于液体的连续性，在靠近旋转轴线的泵轮内缘，液体从涡轮又流回泵轮，即液体质点沿工作轮叶片进行相对运动，见图1-2。于是在两只工作轮所组成的循环圆内，工作液体除了绕 $O_1$ 进行旋转运动外，还绕轴线 $O_2$ 进行循环运动（这种在循环空间进行的循环不止的运动称为环流运动）。实际上液体质点的绝对运动是螺管运动，见图1-3。进行螺管运动的液体质点在泵轮中被加速增压后，将机械能转换为液体的动能。当液体进入涡轮之后，就推动涡轮旋转，因而被减速降压，即液体将其动能传给涡轮，涡轮则以机械能的形式输出作功。液体将能量从泵轮传递到涡轮的关键在于液体的螺管运动。在轴截面上表示的是液体的环流运动。如果没有环流运动，就没有能量传递，而产生环流运动的条件是泵轮与涡轮之间存在着转速差。

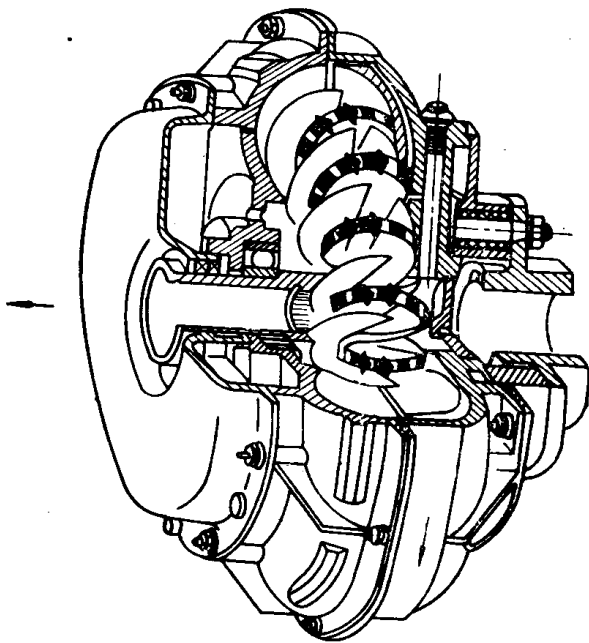


图 1-2 液力耦合器液流示意图

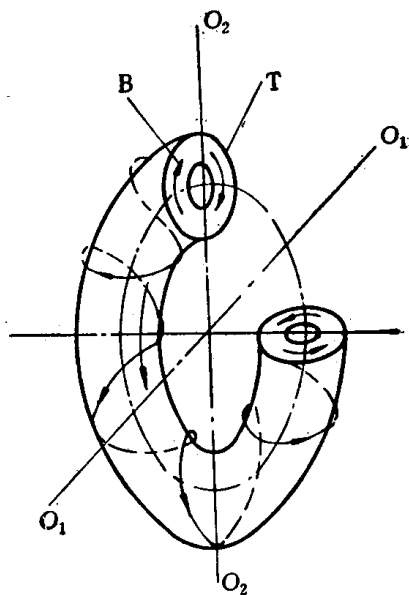


图 1-3 液流螺管运动示意图

在液力耦合器中，由于只有泵轮和涡轮，因此对其循环圆内所充满的液体系统来说，它只受到来自外部的两个扭矩的作用：即泵轮作用于它的扭矩 $M_{B-Y}$ 和涡轮作用于它的扭矩 $M_{T-Y}$ 。在稳定运转时，其系统平衡的条件是：

$$M_{B-Y} + M_{T-Y} = 0$$

或

$$M_{B-Y} = M_{Y-T}$$

(1-1)

式中  $M_{B-Y}$ ——泵轮作用于液体的扭矩；

$M_{T-Y}$ ——涡轮作用于液体的扭矩；

$M_{Y-T}$ ——液体作用于涡轮的扭矩。

式(1-1)表明，在耦合器中，由于泵轮作用于液体的扭矩恒等于液体作用于涡轮的

扭矩，所以耦合器不具备变矩作用，只能将输入扭矩无改变地传递给输出轴。因此，耦合器又有“液力联轴器”之称。

又由于耦合器的泵轮是主动轮，原动机的机械能在其中被转化为液体的动能与势能，于是，泵轮作用于液体的扭矩与本身的转向必然相同，亦即满足下列关系：

$$M_{B-Y} \cdot n_B \geq 0$$

但涡轮是从动轮，液体的动能与势能在其中再被转化为机械能而带动涡轮旋转。因此，液体作用于涡轮的扭矩必然与涡轮的转向相同，亦即满足如下关系：

$$M_{Y-T} \cdot n_T \geq 0$$

因为  $M_{B-Y} = M_{Y-T}$ ，于是由上述两个不等式很容易得出如下结论：

$$n_B \cdot n_T \geq 0 \quad (1-2)$$

不等式 (1-2) 表明：耦合器的涡轮与泵轮的转向始终相同。

液体质点在变矩器里面的运动也是螺管运动。只是变矩器工作轮的叶片一般都作成弯曲的，因而结构比耦合器复杂。与耦合器相比，变矩器的显著特征是可以变矩，在输入扭矩基本保持不变的情况下，输出扭矩可以大于或小于输入扭矩。这是由于液力变矩器带有导轮而形成的，如图1-1b所示。在液力变矩器里，对其循环圆中所充满的液体系统来说，它受到来自外部的三个扭矩的作用：即由发动机带动的泵轮扭矩  $M_{B-Y}$  和涡轮作用的扭矩  $M_{T-Y}$ ，以及安装在固定支架上的导轮扭矩  $M_{D-Y}$ 。在稳定运转工况下，其系统平衡的条件是：

$$M_{B-Y} + M_{T-Y} + M_{D-Y} = 0$$

$$\text{故} \quad M_{T-Y} = -(M_{B-Y} + M_{D-Y}) \quad (1-3)$$

即涡轮作用于工作液体的扭矩等于泵轮和导轮扭矩的代数和。一般情况下  $M_{D-Y}$  为正，故涡轮作用于液体的扭矩不但比泵轮大，而且方向相反。这就是变矩的原理。

## 第二节 液力传动的特点及应用

液力传动一般应用在机器的主传动系统中，与原动机联合工作，借以达到保护和改善机器性能的目的。液力变矩器自从1907年第一次试验成功后就开始大量地制造。开始作为船用传动装置，稍后用于城市公共汽车、内燃机车、拖拉机上。第二次世界大战期间又推广应用于重型军用车辆上（如坦克、装甲运输车及自行火炮等）。到60年代就广泛地应用于建筑机械，工程机械（如铲土运输机械、装载机、平地机、挖掘机、叉车等）以及载重汽车、小轿车和石油钻机上，并占据了重要的地位。液力耦合器也同样广泛地应用于舰艇、起重运输机械、破碎机械，食品及纺织机械上。目前世界上变矩器的品种达1000多种以上。

在我国，液力传动也获得了广泛的使用。目前铁路机车，载重汽车及轿车，工程机械及建筑机械，石油钻机等都广泛地采用了液力变矩器。我国制造的轮式装载机已全部使用了液力变矩器。船舶，冶金及发电厂的锅炉给水泵和扇风机亦广泛地采用了液力耦合器。

在煤矿开采中除在输送机上使用液力耦合器外，还在露天开采中的载重汽车、钻机和挖掘机上使用液力变矩器。1979年中国矿业学院、张家口煤矿机械厂及太原煤炭研究所共同研制出了与交流鼠笼型电动机匹配使用的向心涡轮单级三轮复合式液力变矩器<sup>[1]</sup>，并第一次成功地使用于刮板输送机上。它解决了煤矿刮板输送机重载启动困难的问题，延长



了输送机的铺设长度。由北京煤炭科学研究所和镇江煤机厂合作研制的YSB250/120型导轮叶片可调的液力变矩器也已在建井的喷浆机上使用，并获得了良好的效果。

液力传动装置所以能获得这样广泛的应用，发展如此之快，原因是它具有如下多种优点：

(1) 提高设备的使用寿命。由于液力传动的工作介质是液体，输入轴与输出轴非刚性联接，故能将外载荷突然骤增或骤减造成的冲击和振动转化为连续的渐变，使动载荷消除或部分消除，以致延长机器的使用寿命。据汽车工业统计，使用液力变矩器后，发动机寿命可增加47%，变速箱寿命可增加400%，后桥差速器寿命可增加93%。这对处于恶劣环境下工作的煤矿机械具有重要的意义。

(2) 良好的自动适应性。当外载荷增大时，液力变矩器的涡轮扭矩能随着外界负载扭矩的增加而自动增加，同时其转速自动降低；当负载扭矩减小时，涡轮扭矩亦随着自动地减小，同时其转速亦自动增加。液力耦合器具有自动无级变速的特性，但没有无级变矩的作用，故不具备自动适应性。

(3) 使用寿命长。由于工作轮没有磨损件，故使用寿命较长，一般机械坏了，液力传动元件还可拆下再用。

(4) 良好的启动性能。由于泵轮扭矩与其转速的平方成正比，故电动机启动时其负载很小，启动较快，冲击电流延续时间短，减少了电机发热，这对需要频繁启动的刮板输送机来说具有重要的意义。由于冲击电流时间短，使整个电网运行条件得到改善，同时对惯性较大的设备还可减少电机的装备容量。

(5) 良好的限矩保护性能。在一定的泵轮转速下，泵轮、涡轮及导轮的扭矩只能在一定的范围内随着工况而改变。如果外载荷扭矩超过涡轮扭矩，各个叶轮的扭矩也不会超过其固有的变化范围，这对保护电动机不致烧毁有着重要的意义。

此外，液力传动装置用于车辆时，由于启动平稳，还可增加车辆的舒适性，简化车辆的操作等一系列优点。

液力传动的主要缺点是：与一般机械传动相比，结构复杂，成本高，效率低。

### 第三节 液力传动的发展概况

液力传动是问世较晚的一种传动装置。1902年德国电气工程师费丁格尔教授开始研究把液力传动作为传动系统的可能性，提出了液力变矩器的方案。1907年第一次试验成功，变矩器就作为船用传动装置，最高效率为0.85。为了进一步提高效率，在液力变矩器中又取消了导轮。1905年费丁格尔首创液力耦合器，最高效率达0.97~0.98。

为了提高液力传动的性能，后来又研制了综合式（复合式）液力变矩器，它综合了液力变矩器与液力耦合器的共同优点。其主要特点是导轮通过单向离合器与壳体联接，见图1-4。

单向离合器只允许导轮向着泵轮旋转的方向旋转。当涡轮转速较低时，导轮固定不动；当涡轮转速增高时，由于作用在导轮上的液流方向改变，因此液流推动导轮与泵轮同方向旋转。这样，综合式变矩器就兼有在低、中速工况时能变矩，而在高速工况时又有耦合器高效率的优点。这种变矩器目前使用最为广泛。

当前为了扩大液力元件的使用范围，人们将各种机械元件与它有机的组合成一个整

体，得到一种新的元件，即液力机械元件（液力机械耦合器或液力机械变矩器）。由于煤矿井下尚未使用，故就不作详细论述了。

复合式液力变矩器虽具有液力变矩器及液力耦合器的共同优点，但变矩器叶片仍需作成弯曲形状，加工比较复杂，同时还需要一套补偿系统。虽然中国矿业学院等单位试制的390型液力变矩器取消了一般油泵补偿系统，满足了煤矿井下空间小的要求，但总的来说加工工艺还是比较复杂的。

中国矿业学院和张家口煤矿机械厂以及太原煤研所利用液力耦合器循环液流有大循环和小循环的特点，在液力耦合器的基础上加了一个导轮，试验成功了一种用于煤矿刮板输送机上的新型液力变矩耦合器，见图1-5。

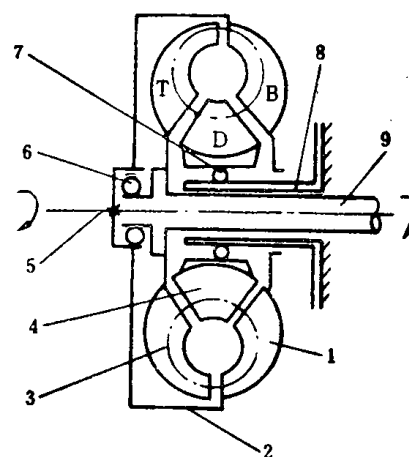


图 1-4 复合式液力变矩器示意图

1—泵轮；2—外壳；3—涡轮；4—导轮；5—输入轴；6—反转离合器；7—单向离合器；8—固定套；9—输出轴

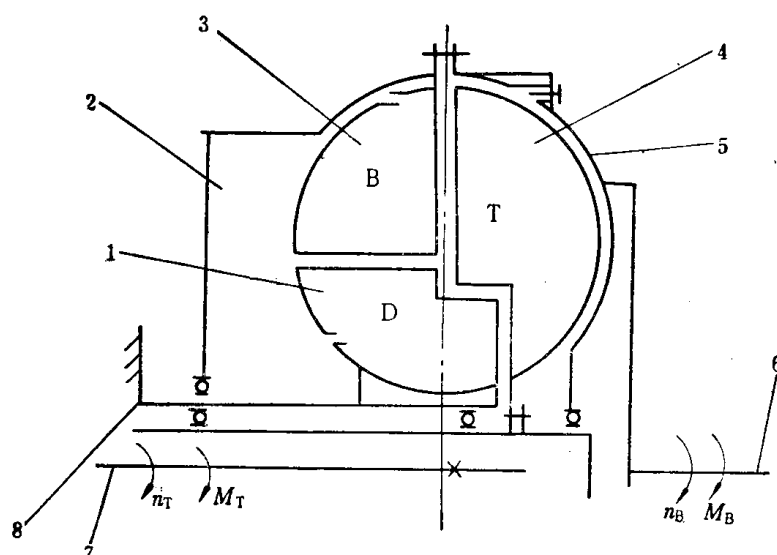


图 1-5 新型液力变矩耦合器示意图

1—导轮；2—辅助室；3—泵轮；4—涡轮；5—外壳；6—输入轴；7—输出轴；8—固定套

它的特点是泵轮及涡轮均为直叶片，无内环，带有辅助室液体不充满；在低速工况下，液流在耦合器中作大循环运动，液流经过导轮，此时它和液力变矩器一样，可以变矩；而在高速工况时，液流由大循环逐渐变为小循环，液流不再经过导轮，这时传动元件完全按耦合器的状态工作。这种液力变矩耦合器虽然在零速工况时的变矩系数只有1.5左右，但由于结构简单，制造、使用方便，是有发展前途的，它使液力传动元件又向前发展了一步。

## 第二章 液力传动的基本知识

### 第一节 基本术语和符号

液体质点在工作轮中的循环流动是一个复杂的运动。为了进行这方面的研究，人们采用了一些特定的术语和符号，在此先作一些必要的说明，见图2-1。

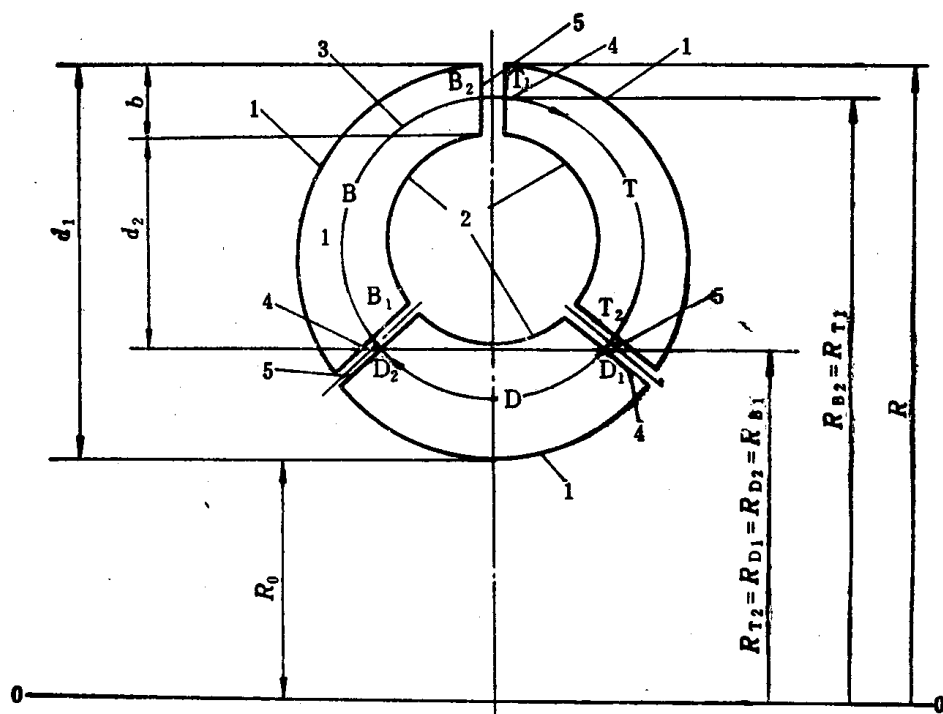


图 2-1 液力传动装置的循环圆

1—外环；2—内环；3—中间流线；4—工作轮入口；5—工作轮出口

(1) 旋转轴线：在液力传动中，泵轮B和涡轮T以及其他旋转件的转动轴线是重合的，这一共同转动轴线称为液力传动的旋转轴线，即图2-1中的0-0线。

(2) 循环空间：是液体在液力传动元件中进行循环流动的空间，也叫循环流道。它是由泵轮、涡轮和导轮三个工作轮流道联合组成的一个封闭空间，有时也叫工作腔。

(3) 轴面：包含旋转轴线所作的平面（即在图2-1上所表示的平面）叫做轴截面，简称轴面。显然轴截面有无限多个。

(4) 液力传动装置的循环圆：循环空间的轴截面叫作循环圆。它是工作轮内外环旋转曲面与轴截面的交线，它概括地表示了液力传动元件内工作轮的排列顺序，相互位置，所处的部位及形式，叶片位置以及它们的几何尺寸。它较全面和简要地表明了一个液力传动装置的几何特性，也基本上能粗略地反映出液力传动装置的特性。因此，某一型号的液力耦合器和变矩器通常用它们的循环圆来表示，见图2-1。一般将液体在循环空间的流动也说成是液体在循环圆内的流动。

(5) 工作轮流道的中间旋转曲面：是在工作轮内外环间的一个旋转曲面。这个旋转曲面把工作轮的流道分为两部分，使流过这两部分的液体流量均等于全部循环流量 $Q$ 的一半。这个特定的旋转曲面就叫工作轮流道的中间旋转曲面。

(6) 工作轮叶片进出口处的半径：用中间旋转曲面与叶片进出口边交点的半径来表示，在循环圆中就是中间流线与叶片进出口边轮廓线的交点到旋转轴的距离。图2-2中， $R_1$ 表示工作轮叶片进口处的半径， $R_2$ 表示工作轮叶片出口处的半径。对于泵轮、涡轮和导轮，它们的进出口处的半径分别以 $R_{B1}$ 、 $R_{B2}$ 、 $R_{T1}$ 、 $R_{T2}$ 、 $R_{D1}$ 、 $R_{D2}$ 表示。其中1表示工作轮进口，2表示工作轮出口。

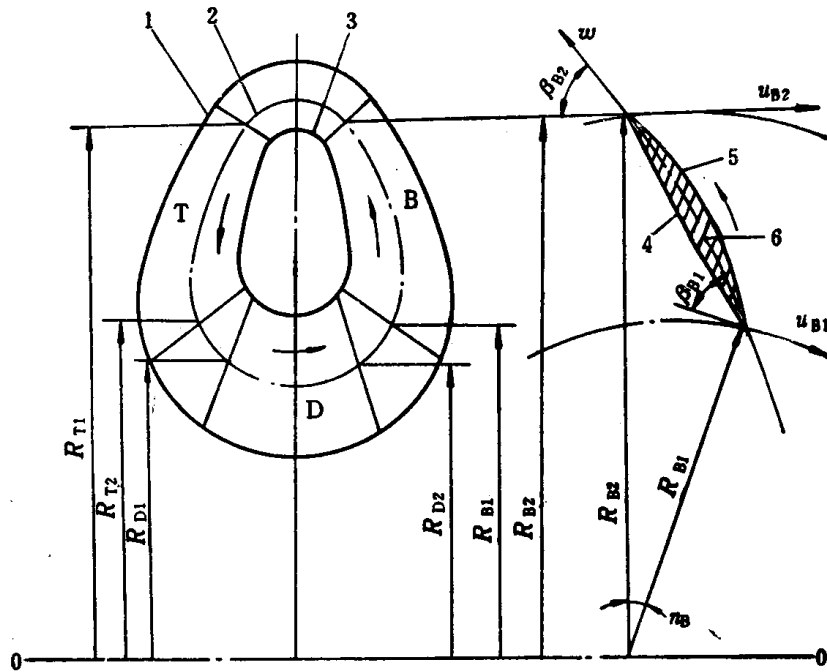


图 2-2 工作轮和叶片的几何参数

1—外环轴面流线；2—中间轴面流线；3—内环轴面流线；4—叶片背面；5—叶片工作面；  
6—叶型骨线

(7) 中间旋转曲面上各工作轮叶片进出口处的叶片倾角（叶片安装角）：中间旋转曲面与工作轮的每一叶片相交可得叶片在中间旋转曲面上的断面，见图2-2。叶片在中间旋转曲面上断面的中心线叫作叶型骨线。叶型骨线在进口处的切线（向工作液体流动方向的一侧）与通过该点的圆周速度的反方向夹角，叫作进口处的叶片倾角 $\beta_1$ ；同理在出口处的这一夹角叫作出口处的叶片倾角 $\beta_2$ 。简称叶片进口角和出口角。对于泵轮、涡轮和导轮分别以 $\beta_{B1}$ 、 $\beta_{B2}$ 、 $\beta_{T1}$ 、 $\beta_{T2}$ 、 $\beta_{D1}$ 、 $\beta_{D2}$ 来表示它们的进出口角。

在以后的讨论中，还采用下列一些符号：

$u$  ——工作轮的圆周速度（液体的牵连速度）；

$w$  ——液体对于工作轮的相对速度；

$v$  ——液体的绝对速度；

$v_m$  ——液体绝对速度的径向分速度，亦称为轴面速度；

$v_u$ ——液体绝对速度的切向分速度；

$\beta$ ——液体质点的相对速度向量与圆周速度向量反方向间的夹角，亦可用来表示叶片的倾斜角；

B——表示泵轮；

T——表示涡轮；

D——表示导轮。

## 第二节 作用在工作轮上的力矩方程

### 一、讨论中的假设条件

为了对液力传动装置进行定量计算和定性分析，深入理解它的特性，首先，要深入研究液体在工作轮中的运动情况，从而解决液体与工作轮叶片间的相互作用关系，包括速度、能量、力矩的变化和能量的传递等过程的数量关系。

由于液流与工作轮相互作用的过程极为复杂，在研究这类问题时，不得不作若干假设，便于问题的分析。

这些假设虽然对定量计算有所影响，但对质的分析则是恰当和正确的。而且，数量上的误差还可以借助系数进行修正。

通常采用一元流束理论来研究这类问题，并作如下一些假设：

(1) 运动的液体是理想液体，即液体是连续、无粘性，不可压缩的，故液力损失可忽略不计。

(2) 工作轮中形状相同的叶片有无穷多，且每片的厚度无限薄，因此液流被分解成无穷多条流束，且各流束的形状和叶片一致，即其相对运动的轨迹与叶片的形状相同。

(3) 液体在工作轮中的流动是轴对称的。它意味着在相应点上的液体质点的运动轨迹相同，即在相应流线上，同一圆周上的流体质点的相对速度相等。所以只需对一些“相应点”的流动状况进行研究，而不必分析空间每一个点的运动情况。

(4) 在工作轮里，液体运动的情况可简化为理想的液体流束运动来研究。叶片系统对液体的作用可按平均值来进行计算。这样在液力传动装置中，工作液体沿中间旋转曲面的流动情况，就可代表整个工作液体流动的平均物理现象了。在循环圆内就用中间流线（流束）来表示工作液体的流动。

(5) 认为后一工作轮的入口情况完全取决于前一工作轮的出口情况，而不考虑后一工作轮对前一工作轮的影响。

(6) 各种分析是在最佳工况（进口处的液流方向与叶型骨线方向一致）下进行的。

### 二、液体在工作轮中的运动

液体在工作轮中的运动是一种复杂的运动。一方面它在工作轮叶片流道中相对工作轮叶片作相对运动，另一方面它又随工作轮在空间作旋转运动，故绝对速度等于牵连速度与相对速度的向量和，即：

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2-1)$$

根据假设条件，液体的相对速度  $w$  沿叶片骨线的切线方向，而圆周速度  $u$  沿 A 点圆周的切线方向。这两个速度相加后，即得到 A 点的绝对流动速度  $v$ ，如图 2-3 所示。为了便于应用，通常将平行四边形简化为速度三角形。

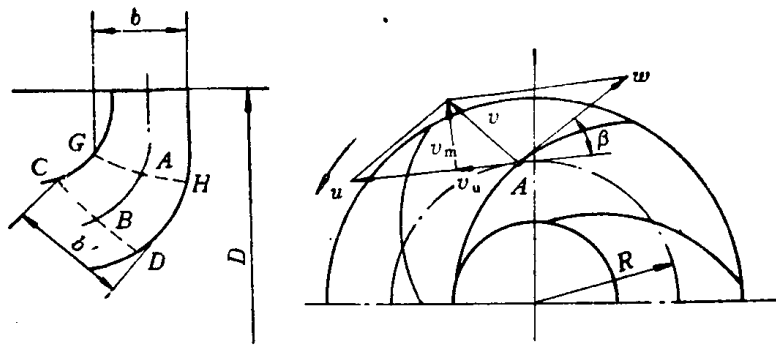


图 2-3 液体质点在工作轮中的流动

扭矩的传递过程就是液流与叶片相互作用的过程。因此应主要研究有叶片区段的速度三角形，而关键是研究各工作轮进出口处的速度三角形。在研究时，一般将绝对速度  $\vec{v}$  分解为两个互相垂直的分速度，即轴面分速度  $v_m$  和圆周分速度  $v_u$ 。可将速度三角形画在叶栅展开图上，其中：

$$\left. \begin{aligned} v^2 &= v_m^2 + v_u^2 \\ w &= v_m / \sin\beta \\ v_u &= u - v_m \operatorname{ctg}\beta \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

根据一元流束理论的假设，认为在轴截面的过水断面宽度（图2-3中，A点的过水断面宽度为GH，B点的过水断面宽度为CD）上，各点的轴面速度  $v_m$  相同。故由流量方程式可写出该点的轴面速度为：

$$v_m = Q/F \quad (2-3)$$

式中  $Q$ ——流过工作轮的流量；

$F$ ——垂直于轴面液流的有效断面面积。

轴面液流是一个想象的流动，此液流的流速等于轴面速度  $v_m$ 。由于它只沿径向流动，而无圆周切向流动。因此，在A点，轴面液流的过水断面（与流速  $v_m$  垂直的断面）为由母线GH绕工作轮轴线旋转所得的回转曲面（图2-3）。回转曲面的面积  $F'$  等于母线GH的长度  $b$  和某一圆周长度的乘积，此圆周半径等于母线的形心半径  $R$ ，故：

$$F' = 2\pi Rb \quad (2-4)$$

由于叶片的厚度  $\delta$  将占去一部分回转曲面的面积，所以，实际上有效断面面积  $F$  比  $F'$  小。

$$F = F'\psi \quad (2-5)$$

式中  $\psi$ ——排挤系数， $\psi < 1$ 。

若叶片数目为  $Z$ ，该处叶片厚度为  $\delta$ ，则有效断面面积为：

$$F = (2\pi R - Z\delta/\sin\beta)b \quad (2-6)$$

式中  $\beta$ ——该点叶片倾角。

解(2-4)、(2-5)、(2-6)式可得排挤系数为：

$$\psi = 1 - \frac{Z\delta}{2\pi R \sin\beta} < 1 \quad (2-7)$$

工作轮在A点的圆周速度为：

$$u = 2\pi Rn/60 \quad (2-8)$$

式中  $n$  ——工作轮每分钟的转速, r/min。

### 三、液流的动量矩及液流与工作轮叶片的相互作用力矩

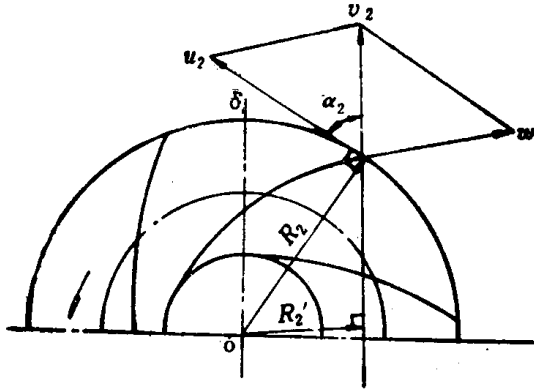


图 2-4 液体质点动量矩示意图

如前所述, 当液体在旋转的工作轮流道内流动时, 其任一质点的绝对速度  $v$  都是由液体质点沿流道流动的相对运动速度  $w$  和与工作轮一起转动的牵连运动速度  $u$  共同组成的。

设液体的质量为  $m$ , 则  $m$  与该点绝对速度  $v$  的乘积叫做该点的动量, 以  $mv$  表示, 其方向与速度的方向是一致的。在图 2-4 中  $v_2$  为出口速度,  $mv_2$  就是叶片出口处液体质点的动量。动量  $mv_2$  与其至旋转轴  $o$  的垂直距离  $R_2'$  的乘积, 叫做液体质点对旋转轴  $o$  的动量矩  $L_2$ 。

由于  $R_2' = R_2 \cos \alpha_2$   
 所以  $L_2 = mv_2 R_2' = mv_2 R_2 \cos \alpha_2 = mv_{2u} R_2$  (2-9)

同理, 在入口处  $L_1 = mv_{1u} R_1$  (2-10)

因此, 叶片进出口处液体质点的动量矩实际上等于该点的质量  $m$  与该点绝对速度的圆周分速度  $v_u$  和该点半径  $R$  的乘积。

根据力学中的动量矩原理可知: 一个物体动量矩发生变化的主要原因是外力矩作用的结果。而在单位时间  $dt$  内, 动量矩的增量  $dL$  就等于作用在质点上的外力矩  $M$ , 即:

$$M = dL/dt \quad (2-11)$$

它说明动量矩变化数量的大小与外力矩的大小和作用时间的长短有关。例如液体在液力耦合器中流动时, 质点  $m$  由叶片入口流至出口处, 其动量矩由  $mv_{u1} R_1$  变为  $mv_{u2} R_2$ 。由于  $R_2 > R_1$ ,  $v_{u2} > v_{u1}$ , 因而, 动量矩是增大了。其增大量为  $\Delta L = mv_{u2} R_2 - mv_{u1} R_1$ 。引起增大的原因是泵轮力矩  $M_B$  作用的结果, 根据动量矩定理可写成如下等式。

$$M_B \cdot \Delta t = \Delta L = mv_{u2} R_2 - mv_{u1} R_1$$

根据流束理论, 可以把液流的全部质量集中于一点来研究。若工作轮流量为  $Q$ , 则在  $\Delta t$  时间内, 该点质量为  $m = \frac{\gamma Q}{g} \cdot \Delta t$ , 故上式可写成:

$$M_B \cdot \Delta t = \frac{\gamma Q}{g} \cdot \Delta t (R_2 v_{u2} - R_1 v_{u1})$$

即  $M_B = \frac{\gamma Q}{g} (R_2 v_{u2} - R_1 v_{u1})$  (2-12)

式中  $\gamma$  ——液体重度。

(2-12) 式就是工作轮作用于液体的力矩方程式, 它确定了外力矩同液流的流量以及速度之间的关系。而液体作用于工作轮上的力矩为:

$$M'_B = -M_B$$

具体到各工作轮作用于液体的力矩方程, 可用速度三角形方法求导。

在求导方程之前，先作如下假设和规定：

(1) 转速取顺时针方向为正（面朝泵轮），与它相应的圆周速度的投影取从左向右为正，绝对速度在圆周方向的分速度 $v_u$ 取自左向右为正。

(2) 任一工作轮入口处的液流速度，可以根据相邻工作轮出口的绝对速度求出。即 $v_{B1} = v_{D2}$ ， $v_{T1} = v_{B2}$ ， $v_{D1} = v_{T2}$ 。从而它们在圆周上的分速度也相等，即 $v_{Bu1} = v_{Du2}$ ， $v_{Tu1} = v_{Bu2}$ ， $v_{Du1} = v_{Tu2}$ 。

(3) 为了减少摩擦损失，在设计工作轮时，要求各工作轮的有效通道截面积保持不变。因而，中间流束绝对速度的轴面分速度的大小在整个循环圆周上保持常数，即 $v_m = \frac{Q}{F} = \text{常数}$ 。

下面我们就分别求导各工作轮作用于液体的力矩方程。由(2-12)式知，泵轮扭矩 $M_{B-Y}$ 为：

$$M_{B-Y} = \frac{\gamma Q}{g} (R_{B2} v_{Bu2\infty} - R_{B1} v_{Bu1}) = \frac{\gamma Q}{g} (R_{B2} v_{Bu2\infty} - R_{D2} v_{Du2})$$

考虑到泵轮的叶片数是有限的，故 $v_{Bu2} = \mu_B v_{Bu2\infty}$ ，由图2-5知：

$$v_{Bu2} = \mu_B (u_{B2} - v_{Bm2} \text{ctg} \beta_{B2}) = \mu_B \left( R_{B2} \omega_B - \frac{Q}{F_{B2}} \text{ctg} \beta_{B2} \right)$$

$$v_{Du2} = v_{Dm2} \text{ctg}(180^\circ - \beta_{D2}) = -v_{Dm2} \text{ctg} \beta_{D2}$$

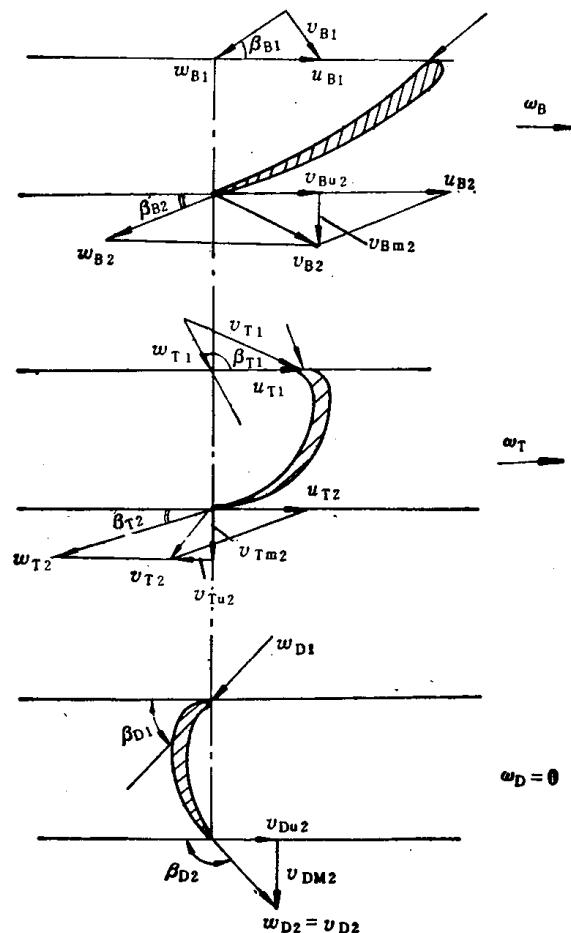


图 2-5 液力变矩器速度三角形



$$\begin{aligned}
\therefore M_{B-Y} &= \frac{\gamma Q}{g} [R_{B2} \mu_B (u_{B2} - v_{Bm2} \operatorname{ctg} \beta_{B2}) - R_{D2} (-v_{Dm2} \operatorname{ctg} \beta_{D2})] \\
&= \frac{\gamma Q}{g} \left[ R_{B2} \mu_B R_{B2} \omega_B - \frac{R_{B2}}{F_{B2}} \mu_B Q \operatorname{ctg} \beta_{B2} + R_{D2} \frac{Q}{F_{D2}} \operatorname{ctg} \beta_{D2} \right] \\
&= \frac{\gamma Q}{g} \left[ \mu_B R_{B2}^2 \omega_B - Q \left( \frac{\mu_B R_{B2}}{F_{B2}} \operatorname{ctg} \beta_{B2} - \frac{R_{D2}}{F_{D2}} \operatorname{ctg} \beta_{D2} \right) \right] \quad (2-13)
\end{aligned}$$

涡轮扭矩 $M_{T-Y}$ 为:

$$M_{T-Y} = \frac{\gamma Q}{g} (R_{T2} v_{Tu2} - R_{T1} v_{Tu1}) = \frac{\gamma Q}{g} (R_{T2} v_{Tu2} - R_{B2} v_{Bu2})$$

由图2-5知,  $v_{Tu2}$ 方向是自右向左故为负, 即:  $-v_{Tu2} = w_{Tu2} - u_{T2} = w_{T2} \cos \beta_{T2} - u_{T2} = \frac{v_{Tm2}}{\sin \beta_{T2}} \cdot \cos \beta_{T2} - u_{T2} = \frac{Q}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - R_{T2} \omega_T$

或 
$$v_{Tu2} = R_{T2} \omega_T - \frac{Q}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2}$$

$$\begin{aligned}
\text{所以 } M_{T-Y} &= \frac{\gamma Q}{g} \left[ R_{T2} \left( R_{T2} \omega_T - \frac{Q}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} \right) - R_{B2} \mu_B \left( R_{B2} \omega_B - \frac{Q}{F_{B2}} \operatorname{ctg} \beta_{B2} \right) \right] \\
&= \frac{\gamma Q}{g} \left[ R_{T2}^2 \omega_T - \mu_B R_{B2}^2 \omega_B - \left( \frac{R_{T2}}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \mu_B \frac{R_{B2}}{F_{B2}} \operatorname{ctg} \beta_{B2} \right) Q \right] \quad (2-14)
\end{aligned}$$

导轮扭矩 $M_{D-Y}$ 为:

$$M_{D-Y} = \frac{\gamma Q}{g} (R_{D2} v_{Du2} - R_{D1} v_{Du1}) = \frac{\gamma Q}{g} (R_{D2} v_{Du2} - R_{T2} v_{Tu2})$$

又 
$$v_{Du2} = v_{Dm2} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_{D2}) = -v_{Dm2} \operatorname{ctg} \beta_{D2} = -\frac{Q}{F_{D2}} \operatorname{ctg} \beta_{D2}$$

$$\begin{aligned}
\therefore M_{D-Y} &= \frac{\gamma Q}{g} \left[ R_{D2} \left( -\frac{Q}{F_{D2}} \operatorname{ctg} \beta_{D2} \right) - R_{T2} \left( R_{T2} \omega_T - \frac{Q}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} \right) \right] \\
&= \frac{\gamma Q}{g} \left[ -R_{D2}^2 \operatorname{ctg} \beta_{D2} - \left( \frac{R_{D2}}{F_{D2}} \operatorname{ctg} \beta_{D2} - \frac{R_{T2}}{F_{T2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} \right) Q \right] \quad (2-15)
\end{aligned}$$

由公式(2-13)~(2-15)我们可以看到各工作轮扭矩不仅与结构参数(如工作轮半径 $R$ 及叶片倾角 $\beta$ )有关,而且与运转参数( $\omega_T$ ,  $\omega_B$ )有关。这三个方程是我们今后分析一切问题的基础。

#### 四、液流的速度环量

速度环量在流体力学中是一个重要概念。如前所述,液体质点的绝对速度 $v$ 可分解为轴面速度 $v_m$ 和圆周分速度 $v_u$ ,这就说明液体质点在圆周方向作旋转运动。

通常用圆周分速度 $v_u$ 与质点所在的圆周长度的乘积,来表示液体的旋转程度,并称之为速度环量,即 $\Gamma_i = 2\pi R_i v_{u_i} = \pi D_i v_i \cos \alpha_i$ 。

因此,工作轮的进出口处的速度环量分别为:

$$\Gamma_1 = \pi D_1 v_{u1} = \pi D_1 v_1 \cos \alpha_1 \quad (2-16)$$

$$\Gamma_2 = \pi D_2 v_{u2} = \pi D_2 v_2 \cos \alpha_2 \quad (2-17)$$

速度环量与动量矩的概念不同,它与液体的质量无关,而只是一个代表液流旋转程度