

高等学校教材

GAODENGXUEXIAO
JIAOCAI



液力传动

王正宾 主编 · 中国铁道出版社

内 容 提 要

本书简明、系统地介绍了液力变矩器、液力耦合器及带功率分流的液力机械传动的基本原理、结构类型、工作特性、类比设计、试验方法及其应用实例。

本书兼顾了各种液力传动型式不同特点，因此不仅适用于内燃机车、工程机械、起重运输机械等专业，而且也适用于汽车拖拉机其它专业，并可供从事液力传动工作的科技人员参考。

高等学校教材

液 力 传 动

王正宾 主编 陈大源 裴崇嘉 主审

中国铁道出版社出版、发行

责任编辑：马时亮

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092毫米 1/32 印张：9.5 字数：215千

1986年8月 第1版 第1次印刷

印数：0001—4,000册 定价：1.65元

前 言

本书根据高等学校内燃机车、工程机械和起重运输机械的“液力传动”课程教学大纲，在1980年出版的《内燃机车液力传动》试用教材基础上修改而成。为了扩大使用范围，1983年教材编委会建议，经铁道部教育局批准，将已出版的《内燃机车液力传动》一书分为《液力传动》和《液力传动装置》两书出版。本书为《液力传动》部分，适用于上述三个专业。对于“热能动力机械及装置”（原“内燃机车”）专业，除采用本书外，还应采用与本书同时出版的《液力传动装置》，作为“液力传动”课的教材。

本书由北方交通大学王正宾主编，上海铁道学院陈大瀛、聂崇嘉主审，编写分工如下：

第一章 绪论	王正宾
第二章 液力变矩器	陶曾鲁 谢让皋
第三章 液力偶合器	韩志荣
第四章 带功率分流的液力机械传动	徐成云

参加制订本书编写大纲的还有段埔川、李植松、栾承德、戴永宝、赵清、吴传江、杨亦秀、陈南翼、陈炎贵、朱衡君。唐经世、刘全德、顾颖严、李元章对编写本书给予有力支持，编者仅致谢意。

限于编写人员的水平，谬误之处在所难免，尚请读者批评指正。

编 者

一九八六年二月

目 录

第一章 绪 论	1
第一节 什么是液力传动	1
第二节 液力传动的应用与发展	4
第二章 液力变矩器	6
第一节 变矩器的工作原理	6
第二节 变矩器的循环圆及其基本几何参数	7
第三节 变矩器循环腔内液体流动分析	11
第四节 变矩器叶轮的基本方程式及流量特性	24
第五节 变矩器的外特性及全外特性	32
第六节 变矩器的无因次特性	40
第七节 变矩器与动力机的共同工作	51
第八节 变矩器的分类及结构分析	64
第九节 液力传动的工作液体及补偿系统	81
第十节 液力传动的试验	85
第三章 液力偶合器	96
第一节 偶合器的特性	96
第二节 偶合器与动力机的共同工作	101
第三节 结构、工艺对偶合器性能的影响, 偶合器的结构类型	107
第四节 普通型偶合器	113
第五节 限矩型偶合器	115
第六节 调速型偶合器	120
第七节 变矩偶合器	128
第四章 带功率分流的液力机械传动	130
第一节 外分流液力机械变矩器中应用的机械传动元件	131
第二节 外分流液力机械变矩器	133
第三节 内分流液力机械变矩器	139
第四节 复合分流液力机械变矩器	145
参考书目	146

第一章 绪 论

在各种运输、工程和牵引车辆（如柴油机车、汽车、装载机、铲运机、叉车、坦克等等）上，动力机与走行部分之间往往设有传动装置。为充分利用动力机的功率，使车辆具有高的运输、生产能力，一般要求车辆运行具有“牛马特性”——即低速时具有高的牵引力，而高速时牵引力可较低。低速高牵引力可使车辆快速起动和加速运行，高速低牵引力又可避免动力机过载。一般动力机（如柴油机、汽油机、电动机、燃气轮机等）并不具有车辆运行所需的“牛马特性”，因而传动装置的功用就不仅仅是简单地将动力机之动力传至走行部分，而主要在于将动力机的特性转变成为适于车辆运行要求的特性。

在许多固定的机械设备（如石油钻机、机床、输送机、鼓风机和泵类、破碎机等）上，在动力机与工作机构之间也多设有传动装置，其主要功能不外乎满足工作机调速和调节功率的要求，也有的主要是为了改善起动加速性能、过载保护、提高运用可靠性和工作寿命。

传动装置发展至今，有三种类型——机械传动、电力传动和液体传动。机械传动一般采用齿轮变速箱，在车辆上应用时还需加一主摩擦离合器，以便于车辆起动及换挡。机械传动多应用于固定设备及功率不大（单元功率不超过368kW）的车辆上。电力传动已由过去的直-直型式逐渐过渡到交-直型式，并进而向交-直-交及交-交方向发展，它主要用于中大功率的运输车辆上。液体传动依靠液体作介质传递动力，分液压传动及液力传动两种型式。液压传动主要依靠改变流体压力来传递动力，其主要元件为容积式液压泵、液压马达、液压缸及控制阀类。这种传动型式除在各种固定设备、自动控制系统中大量应用外，还大量应用于各种车辆的工作机构控制系统中（如工程机械中杆、臂之提升、转向等）；在功率不大（单元功率不超过368kW）的车辆上，也有应用液压传动来驱动走行部分的。液力传动主要依靠改变液体速度（大小及方向）来传递动力，其主要元件为液力变矩器（又称液力变扭器）及液力偶合器，统称为液力元件。它适用于各种功率等级的车辆及固定设备。

第一节 什么是液力传动

凡传动链中含有液力元件者，就称为液力传动。

液力变矩器的基本型式是由三个同轴线的、带叶片的轮子——泵轮、涡轮及导轮所组成〔参见图2—1(a)〕。工作时，变矩器内充满工作液体（常用的是矿物油），动力机驱动泵轮旋转，使液体也随之高速旋转，流向涡轮，高速旋转的液体就带动涡轮旋转，再经涡轮轴带动工作机械运转。这样，动力机的动力就由泵轮经过液体传至涡轮，再带动工作机械。流出涡轮之工作液体，经固定在机座上不动的导轮导向后再流回泵轮，进行不断循环。由于动力是由液体传递的，主、被动轮间无刚性联系，因而传动是无级变速的。动力经变矩器传递后，可将动力机之力矩-转速特性转化为工作机所需的“牛马特性”〔参见变矩器外特性图2—1(b)〕。

偶合器只由两个叶轮——主动件泵轮与从动件涡轮所组成，没有导轮，液体流出涡轮后

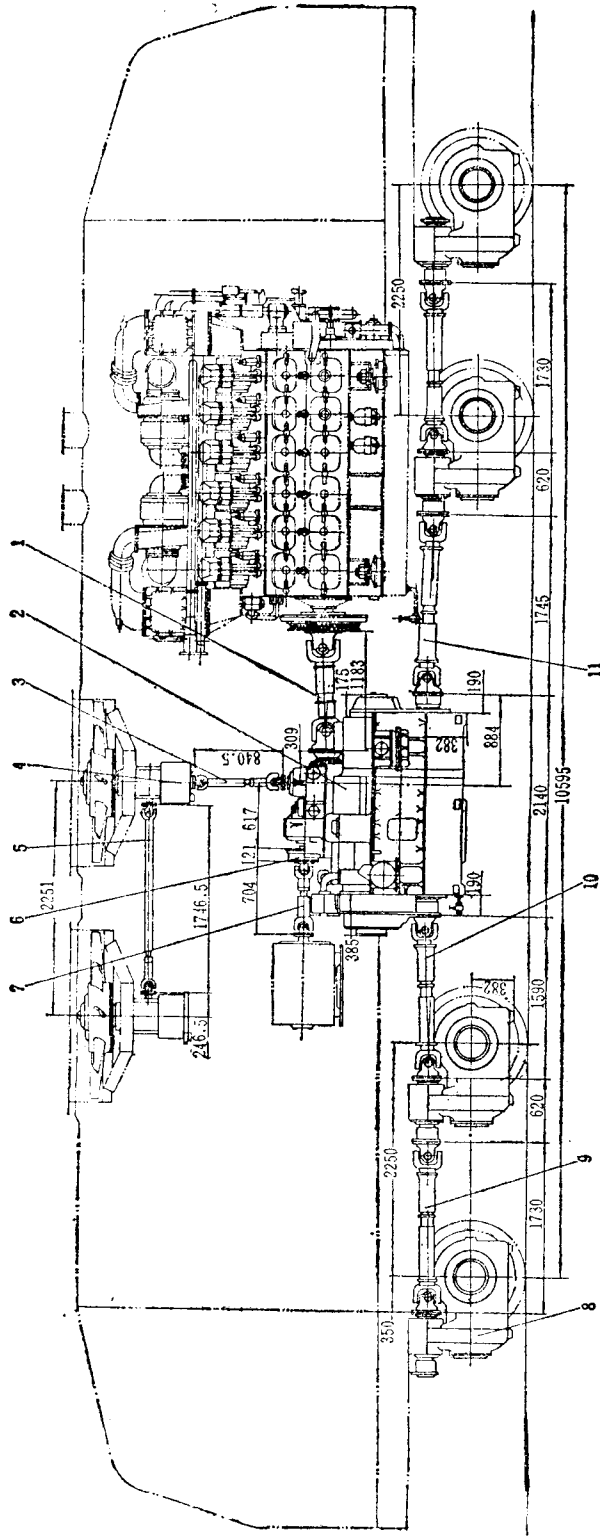


图1—1 北京型3000马力内燃机车液力传动系统图

1. 3. 5. 7. 9. 10. 11——万向轴; 2——EQ2027液力传动箱; 4——风扇传动箱; 6——辅助电机传动弹性联轴器; 8——车轴齿轮箱。

就直接回泵轮，进行下一循环（参见图3—1）。偶合器工作原理与变矩器基本相同，但由于没有导轮，其特性（图3—4）就大不相同。偶合器的主、被动轴力矩总是相等，很象一个机械联轴节。但偶合器的主、被动轴转速能无级变化，这又是机械联轴节所办不到的。因此，偶合器又常被称为液力联轴节。

图1—1所示为一内燃机车液力传动系统图。柴油机动力经万向轴1传至液力传动箱2，箱中装有液力元件以及机车换向机构、控制系统等等。液力传动装置的主要功能是将柴油机接近垂直（全制调节柴油机）或接近水平（双制调节柴油机）的力矩-转速特性，转变为牵引所需的“牛马特性”。液力传动箱由两端输出，功率再经万向轴系统10、11、9等分配至四根动轴上的轴齿轮箱8，从而驱动机车运行。

冷却风扇用来散逸柴油机及液力传动箱功率损失的热量，由液力偶合器传动。

图1—2所示为一轮式牵引车液力传动系统。柴油机动力经万向轴2传至液力机械变速箱9；箱中装有变矩器及一多挡齿轮变速箱，将柴油机的力矩-转速特性转化为所需的“牛马特性”。动力由液力机械变速箱输出后，由万向轴传至前、后桥差速器7及11，再经轮边减速器6减速，驱动前后轮转动运行。在单桥驱动运输和工程车辆上，一般都将液力机械变速箱直接弹性地联结在柴油机上，而省略万向轴2。

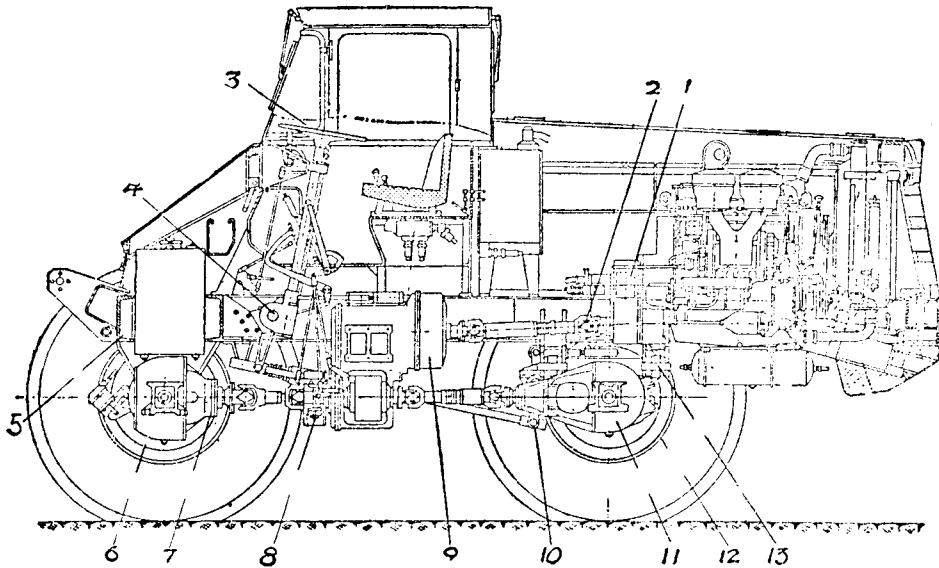


图1—2 轮式牵引车组成图

1——柴油机功率输出箱；2——万向轴；3——方向盘；4——转向机；5——车架；6——轮边减速器；7——前桥；8——停车制动器；9——液力机械变速箱；10——转向传动机构；11——后桥；12——行车制动器；13——悬架装置。

一般将包含液力元件在内的所有传动链组合称为“液力传动系统”。图1—1中由万向轴1至轴齿轮箱8之间所有传动件的组合，图1—2中由输出箱1至轮边减速器6之间的所有传动件组合，都称为液力传动系统。液力传动装置一词常常是指完成主要传动功能的液力传动箱（或液力机械变速箱）。而在汽车、工程机械行业中，液力传动一词的含意常常是指液力元件。

与机械传动相比，液力传动的主要优点如下：一是液力传动具有良好的牵引性能（或称

良好的自动适应性能)。这是指液力传动能使工作机具有“牛马特性”，自动随外载荷的变化而无级地改变速度，低速时大扭矩，而高速时低扭矩。既便于起动加速，又使动力机处于比较稳定的负荷下工作，能充分发挥动力机的额定负荷。二是液力传动可使车辆以爬行速度运行，增加了车轮与路面之间的附着力，提高了车辆的通过性能。三是液力传动以液体为介质传递动力，主、被动件之间无刚性联系，既无摩擦易耗件，又具有隔振减振、过载保护的作用，提高了车辆的舒适性，延长了机器使用寿命。这对于经常在恶劣条件下工作的工程机械等尤为重要。四是液力传动变速箱的挡位数可以减少，动力机不易熄火，从而简化了车辆的操纵，改善了司机的劳动条件。

液力传动比机械传动的效率要低一些，制造成本要高一些，这是它的不足之处。

与电传动相比，液力传动具有重量轻、运用可靠和节约有色金属等优点。在传动效率上略低于电传动，但由于重量轻，车辆的总效率就相差不多了。

第二节 液力传动的应用与发展

关于液力传动的最初设想始于1903年，是由德国费订格尔 (Föttinger) 教授提出的。1907年制成第一台74kW液力变矩器，试验台效率达85%，用于船舶上。1910年英国轮船用1100kW变矩器，效率达到88.5%。第一次世界大战中制成18,400~25,740kW的船用变矩器，允许过载达29,400~36,760kW，试验效率达91%。与此同时，变矩器在轧钢等重型机械上也有应用。

为与高效率的齿轮传动相竞争，1920年左右出现了液力偶合器，效率可达97~98%。

本世纪三十年代，汽车、内燃机车、起重机、锻压机上开始应用液力传动。第二次世界大战中，坦克、自行火炮上应用了液力变矩器。二次大战后，尤其是六十年代以来，液力传动在内燃机车、高级轿车、载重汽车、坦克、起重运输机械、工程机械、拖拉机以及石油钻采、化工、冶金、电站等部门的应用有很大发展。

二次大战后，液力传动内燃机车在联邦德国大量生产，除自用外，还出口到世界许多国家。目前，联邦德国和日本的内燃机车，几乎全部采用液力传动。在内燃机车行业内，液力耗传动一直是与电传动相竞争而发展的。目前电传动正由先进的交-直型式取代尺寸、重量铜量都较大的直-直型式，并正在研制发展更好的交-直-交及交-交型式。这种状况也促使、内燃机车液力传动的进一步提高与发展。联邦德国新研制成的500kW Voith L3r4及1100kW Voith L5r4液力换向传动装置，重量更轻，起动牵引力更高。以L3r4为例，重量较旧型装置约轻40%，起动牵引力约提高50%，柴油机低手柄位（约30%全负荷）下即可起动机车，同时配有先进的恒低速及防滑调节装置。

在法国生产的ETG型和RTG型燃气轮高速动车上成功地应用了Voith L411bru型液力传动装置。美国按法国许可证生产此种动车，也获得良好效果。

液力传动在厂矿小机车上的应用更为普遍。在干线机车上采用电传动的许多国家，也有众多的液力传动小机车。这是因为与小机车上常用的机械传动相比，液力传动有着明显的优点。

七十年代末，英美铁道上运行的APT高速动车组，在动车与拖车的空心车轴内装有液力制动器，提高了制动效能，有利于动车高速运行时的迅速减速。

液力传动起动加速快、越野性能好、隔振减振、过载保护，而且舒适性好，因而在高级

轿车和载重汽车上广泛应用。汽车上液力传动多采用综合式变矩器加一多挡的行星齿轮变速箱。为便于在长大下坡道上制动，有的载重汽车上装有液力制动器。绝大多数汽车均采用向心涡轮变矩器，近来也出现了带柱状叶片的离心涡轮变矩器。

中、大吨位的工程机械采用液力传动的为多。一般应用一个变矩器加三、四个前进挡和一个后退挡。变速箱有定轴式，也有行星式。在变矩器结构上不断出现新型式，如双涡轮变矩器、双泵轮变矩器、导叶可调变矩器等等。美国Clark公司生产的16.3t轮式装载机上，没有采用工程机械上惯用的单循环圆系统，而改用柴油机车上常用的多循环圆系统，用两个变矩器作前进，用一个变矩器作后退，据报导可提高生产率约15~20%。

在日本，起重运输及装卸机械中用量很大的1~25t叉车，都有液力传动系列，采用一个变矩器加1~3挡变速箱的传动系统。在各种皮带、刮板、链条输送机上，广泛应用鼠笼式电动机加限矩型耦合器的动力传动系统，以利于起动加速和过载保护。应用堵转耦合器架设电线和卷绕电缆，都显示出液力传动的独特优点。

在电站给水泵上、冶金工厂的大型鼓风机上加装调速型耦合器，比单独应用鼠笼式电机驱动，可节约大量电能。液力耦合器已在数百种机械上获得应用。

国外液力元件生产多已专业化、系列化。联邦德国Voith公司大量生产各种类型用途的液力传动装置，其中以内燃机车用液力传动装置最为著名。美国Allison公司年产汽车、工程机械用液力变速箱达25万套。经济发达国家如美、英、日、法、联邦德国及苏联都有液力传动专业生产厂，以及自己的产品系列。

我国液力传动事业始于五十年代末期，首先应用于轿车及内燃机车上。六十年代中期四方机车车辆工厂开始批量生产液力传动内燃机车，经过改进，制成了东方红〈3〉型3000马力干线液力传动客运机车及一系列窄轨机车。北京二七机车厂于七十年代初研制成北京型3000马力液力传动干线客运机车。我国客运内燃机车都采用液力传动型式。我国机车液力传动就其性能指标来看，已达国际先进水平，但在可靠性与寿命上尚有不小差距。北京型机车在达到 72×10^4 km（一个厂修）不开箱的目标上已有很大进展。国外先进标准是 125×10^4 km（40,000工作小时）。

我国起重运输及工程机械自1963年开始用液力传动，七十年代中期研制成“单级向心涡轮液力变矩器系列”，后来还研制成“轴流涡轮变矩器系列”。六十年代初为石油钻机研制了WB型单级综合式及普通型变矩器，七十年代又研制和应用了BSYB660变矩器。在挖泥船上采用了轴流涡轮变矩器。在交流电机驱动的往复式泵上采用了可调变矩器。我国在各种输送机、锅炉给水泵、大型鼓风机、斗轮挖掘机、破碎机、舰艇、起重机上广泛应用各种类型的耦合器，耦合器的年产量已达万台。天津液力机械厂和大连液力机械厂是我国机械工业部系统的两个液力元件专业生产厂。和国外相比，我国液力传动的应用还不普遍，产品系列还不全，性能和可靠性还有待提高。

第二章 液力变矩器

液力变矩器（以下简称变矩器）是液力传动装置中的主要元件，液力传动装置性能的优劣，主要取决于液力元件特性的好坏以及和动力机的匹配情况。本章将介绍变矩器的工作原理、特性、结构、与动力机匹配以及类比法设计计算等问题。

第一节 变矩器的工作原理

图 2—1(a) 是内燃机车上用的 JQB2 型变矩器，图 2—2(a) 是工程机械上用的 YB355-2 型变矩器，它们的型式虽不同，但基本结构与工作原理是相同的。一个变矩器至少有三个带叶片的叶轮，即泵轮 B、涡轮 T 和导轮 D。

目前，变矩器多采用矿物油作为工作介质，工作时，其空腔中充满了液体——油。动力机带动泵轮回转，经泵轮叶片作用，动力机的机械能转变为液流的动能和压力能，液流以较高的速度和压力流出泵轮后，接着流入涡轮，作用于其叶片上，推动涡轮回转，液流的动能和压力能再转变为机械能。从涡轮流出后的液流再流入导轮，导轮一般都固定在机体上不动，液流在其中不发生液体能和机械能之间的能量转换。在导轮叶片的导向作用下，液流又重新以一定的方向流回泵轮，重复上述过程，液流在

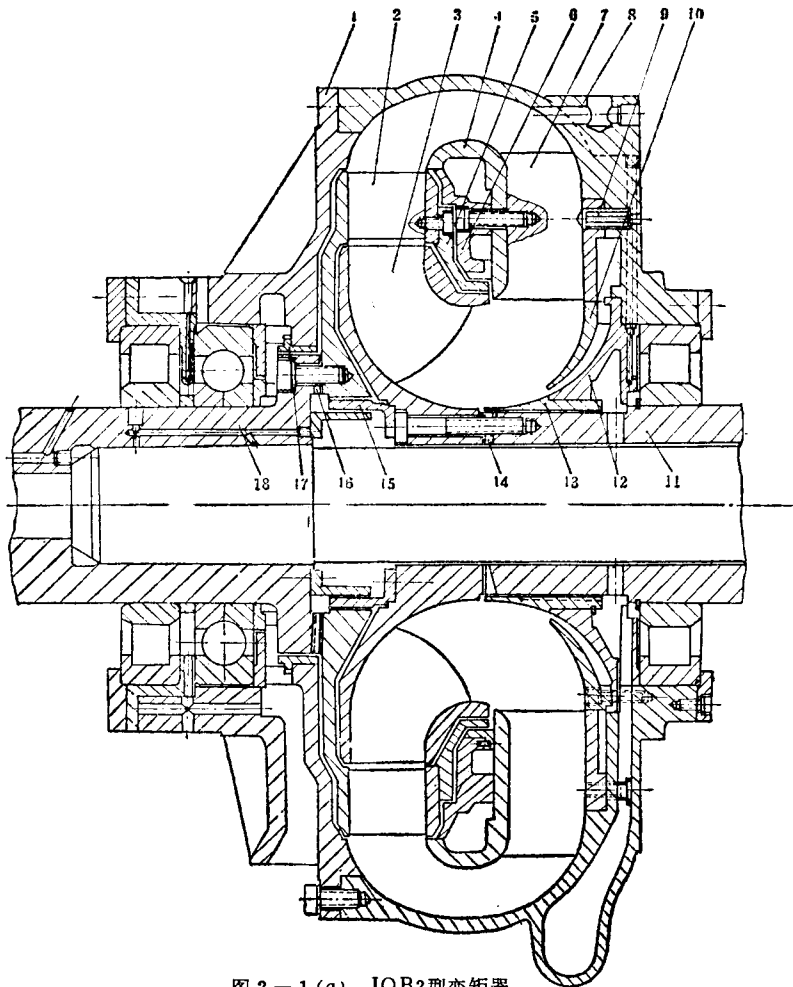


图 2—1(a) JQB2 型变矩器

- 1 — 变矩器盖； 2 — 涡轮； 3 — 泵轮； 4 — 导轮盖； 5 — 芯部油封；
- 6 — 芯环； 7 — 导轮； 8 — 变矩器体； 9 — 弹性圆柱销； 10 — 进油环；
- 11 — 泵轮轴； 12 — 进油体； 13 — 导轮油封； 14 — 泵轮端面花键； 15 — 泵轮油封； 16 — 涡轮端面花键； 17 — 涡轮油封； 18 — 涡轮轴。

泵轮—涡轮—导轮—泵轮中循环流动不止。

与一般静液压传动相比，后者依靠液体压力的改变传递动力，而变矩器是依靠液体在其各叶轮的循环流动过程中，液流流速的大小与方向的改变来传递动力，属动液传动。

图 2—1 (b) 及图 2—2 (b) 给出两个变矩器的特性曲线。在泵轮转速保持不变，涡轮转速变化时，泵轮力矩变化不大，而涡轮力矩却在很大范围内变化，在涡轮不转（零速）或低速转动时，涡轮力矩很大，可以比泵轮力矩高出好几倍，以后随着涡轮转速的增高，涡轮力矩逐渐下降。变矩器涡轮具有这样自动地、无级地变速和变矩的特性，使工作机械能有良好的自动适应性能，即当外载荷增大时，工作机械减速，而同时自动增加输出力矩，以克服增大了的外载荷；反之，当外载荷减少时，工作机械又能自动地提高速度，并同时自动地降低输出力矩，与其外载荷相适应。显然，变矩器这样的特性能满足运输车辆、装卸机械、工程机械以及钻采机械等对传动装置所提出的运用要求，因而得到广泛采用。

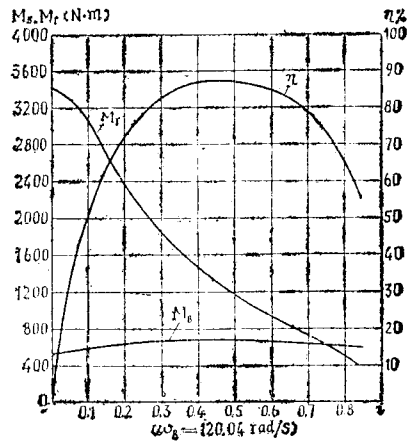


图 2—1 (b) JQB2 型变矩器特性曲线
(试验条件: $n_B = 1150 \text{ r/min}$; 22°透平油, 油温 $90 \sim 100^\circ\text{C}$; 供油压力 $p = 0.07 \text{ MPa}$)

第二节 变矩器的循环圆及其基本几何参数

变矩器的特性和变矩器内的液流流动有关。在分析研究液流流动情况之前，先来介绍一下变矩器主要的几何特点及其表示方法。

一、变矩器的循环圆

液体在叶轮内流动的空间称为流道。变矩器泵轮、涡轮和导轮的流道相互衔接，构成了变矩器的工作腔，它是液流进行循环流动的空间，称为变矩器的循环腔。

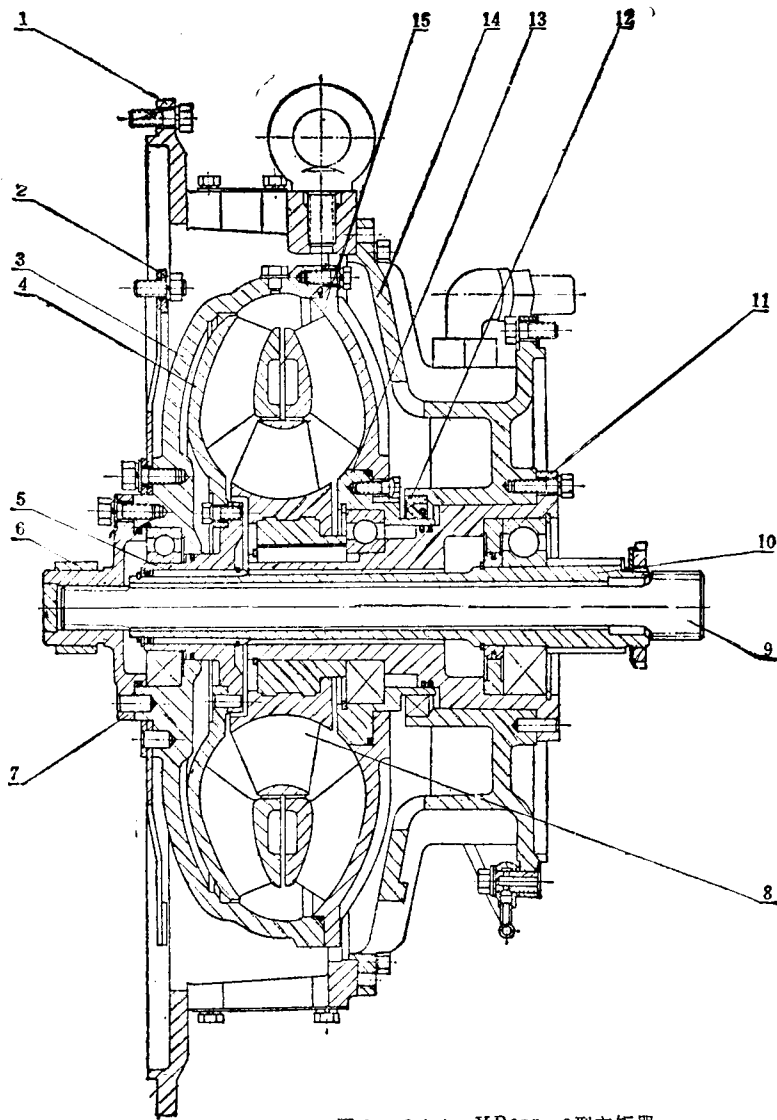
循环腔常以任一轴面（即包含回转轴线在内的平面）上的断面图来表示，如图 2—3 所示，这个断面图称为循环圆。由于循环圆对于回转轴线来说，上下部分对称，通常也就以断面图的上半部图形来表示变矩器的循环圆。

循环圆表示了变矩器内各叶轮的排列顺序、叶轮布置位置和它们的几何尺寸，概括了变矩器重要的几何特点。因此，某一型号变矩器，常常用它的循环圆来代表。

变矩器循环圆的最大直径称为循环圆有效直径，作为变矩器的代表尺寸，用 D 表示。

变矩器泵轮、涡轮和导轮的流道的内、外侧回转曲面和任一轴面相交而得到的封闭曲线，称为内、外环，如 2—3 中所示 $a'b'c'd'e'f'$ 为内环， $abcdef$ 为外环。由内侧回转曲面所构成的空间称为变矩器的芯部，芯部内亦充满液体，但该液体不参加叶轮流道内循环流动和传递动力。

变矩器各叶轮流道内均设有叶片。流道内有叶片的部分称为有叶流道，没有叶片的部分称为无叶流道。在循环圆图上，用叶片进、出口边的轴面轮廓线来表示叶轮流道中有叶流道和无叶流道的部位。轴面轮廓线用回转投影法获得。将叶片进、出口边环绕回转轴线 $00'$ 回



- 1 — 变矩器外壳;
- 2 — 弹性连接板;
- 3 — 泵轮盖;
- 4 — 涡轮;
- 5 — 涡轮套;
- 6 — 衬套;
- 7 — 供油泵驱动盘;
- 8 — 导轮;
- 9 — 供油泵驱动轴;
- 10 — 涡轮轴;
- 11 — 导轮座;
- 12 — 橡胶油封;
- 13 — 泵轮套;
- 14 — 变矩器体;
- 15 — 泵轮。

图 2-2 (a) YB355-2型变矩器

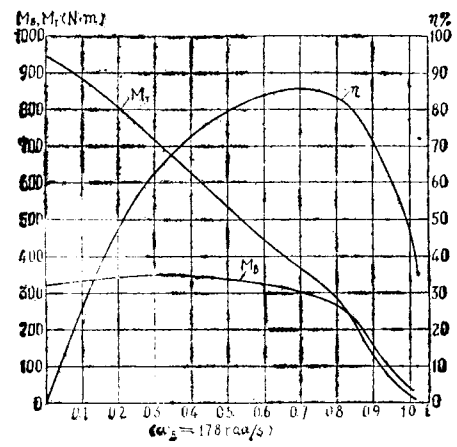


图 2-2 (b) YB355-2型变矩器特性曲线

(试验条件: $n_p = 1700 \text{ r/min}$, 22°透平油; 油温 $80 \sim 100^\circ\text{C}$, 供油压力 $p = 0.4 \sim 0.5 \text{ MPa}$)

转，它与任一轴面的交线，即得轴面轮廓线。

图 2—4 表示一径流叶轮，已知叶片在回转平面上的投影图，利用回转投影方法，求得叶轮叶片进、出口边的轴面轮廓线。

在图 2—3 (a) 下半部图中 $g-g'$ 和 $b-b'$ 为泵轮叶片进、出口边的轴面轮廓线； $c-c'$ 和 $d-d'$ 为涡轮叶片进、出口边的轴面轮廓线； $h-h'$ 和 $k-k'$ 为导轮叶片进、出口边的轴面轮廓线。

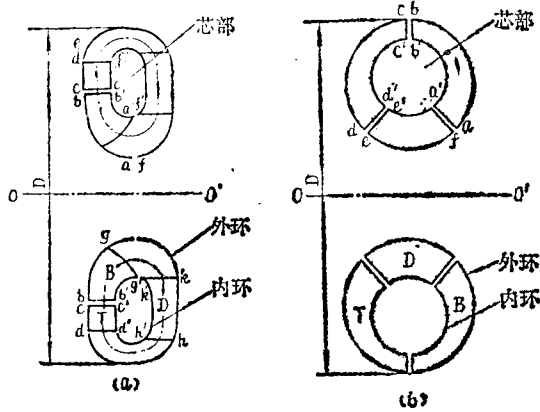


图 2—3 变矩器的循环圆
(a) 离心涡轮变矩器；(b) 向心涡轮变矩器。

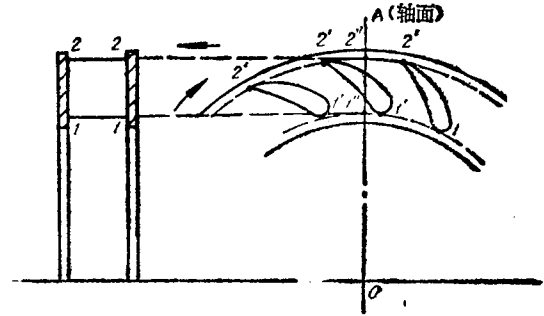


图 2—4 叶片进、出口边轴面轮廓线的确定

根据叶片在叶轮流道内所占据的位置不同，变矩器的叶轮分为径流叶轮、轴流叶轮和混流叶轮。当叶片只布置在叶轮流道的半径方向，液体在叶片流道的轴面上只有径向方向流动时，称为径流叶轮；当叶片只布置在叶轮流道的轴线方向，液体在叶片流道的轴面上只有轴向方向流动时，称为轴流叶轮，当叶片在叶轮流道的半径和轴线方向都占有时，液体在叶片流道的轴面上的流动方向与半径方向和轴线方向都不吻合时，或流动方向一部分沿着轴线方向，另一部分沿着半径方向时，称为混流叶轮。从图 2—1 (a) 中可以看出，JQB2 型变矩器的泵轮是混流叶轮，涡轮和导轮是径流叶轮。

通常，在变矩器中，径流叶轮的叶片只需采用单曲叶片（或称柱状叶片），混流叶轮的叶片则需采用双曲叶片（或称空间叶片），至于轴流叶轮，则当径向尺寸较小时，叶片可制成单曲叶片，否则，制成双曲叶片。图 2—5 示出单曲叶片和双曲叶片示意图。

各种工作机械对变矩器性能的要求是不同的。为获得不同的性能，各叶轮在循环圆中布置的位置有很大的不同。

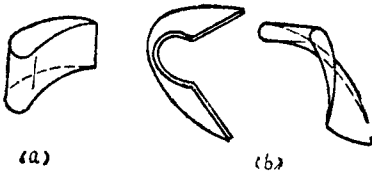


图 2—5 叶轮叶片
(a) 单曲叶片；(b) 双曲叶片。

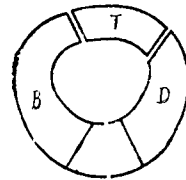


图 2—6 FW410 型轴流变矩器循环圆

三叶轮变矩器中，根据液体在涡轮中流动的方向，变矩器可分为向心涡轮式、轴流涡轮式和离心涡轮式三大类。当涡轮内液体由外缘流向中心时，称为向心涡轮变矩器(图2—2)；当涡轮内液体在叶片轴面流道内的流动方向为轴向时，称为轴流涡轮变矩器(图2—6)；当涡轮内液体由中心流向外缘时，称为离心涡轮变矩器(图2—1)。

当变矩器中涡轮有两组或两组以上的叶片组成，而且在每两组涡轮叶片间，设置一组导轮叶片，同时各组涡轮刚性地连在一起，与变矩器输出轴相连，以同一转速回转，这时涡轮输出轴力矩，为各组涡轮力矩之和，而各组导轮都与固定不动的壳体相连，这种变矩器称为多级变矩器。图 2—7 为多级变矩器的循环圆。

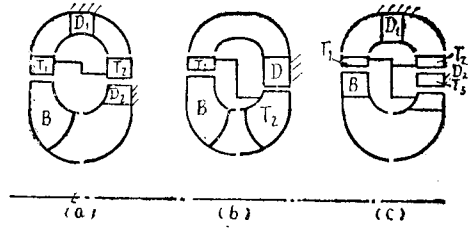


图 2—7 多级变矩器循环圆示意图
(a)、(b)二级变矩器；(c)三级变矩器。

变矩器中，液流由导轮流入泵轮，称为第 I 型变矩器〔图 2—1，2—2 和图 2—7 (a)〕，而由涡轮流入泵轮，称为第 II 型变矩器〔图 2—7 (b) (c)〕

由于结构和性能需要，在内燃机车上广泛采用结构简单、制造方便的单级、离心涡轮变矩器，多级变矩器也有应用，但比较少；在汽车、工程机械上广泛采用结构简单、制造方便的单级、第 I 型、向心涡轮变矩器。

二、液力变矩器循环腔的基本几何参数

液流在变矩器各叶轮流道内的流动情况是非常复杂的，为便于近似分析，通常假定以液流在平均回转曲面上的运动情况来代表叶轮内全部液流运动的平均物理现象。所谓叶轮流道的平均回转曲面，它是指叶轮内、外侧回转曲面之间的一个假想回转曲面，它把叶轮流道分成两部分，流过每一部分的流量均等于全部循环流量的一半。图 2—8 所示为一混流叶轮流道的平均回转曲面。在平均回转曲面上绘有它与回转平面和轴面的交线族，这些交线族形成正交的网格。此外，在平均回转曲面上还绘有叶片的断面。

变矩器各叶轮的平均回转曲面相互衔接，构成整个变矩器的平均回转曲面。图 2—3 (a) 中循环圆内点划线，即是变矩器的平均回转曲面和轴面的交线。

变矩器各叶轮平均回转曲面上叶片流道进、出口处的半径、轴面流道宽度、叶片倾斜角、叶片法向厚度以及叶片数目等参数，对变矩器性能有很大的影响。这些参数称为变矩器循环腔的基本几何参数。

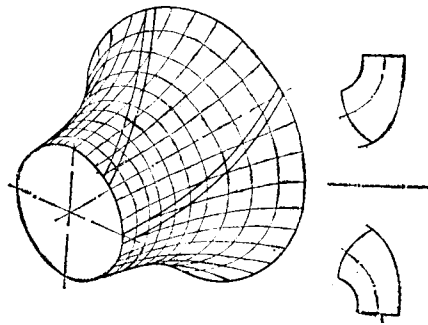


图 2—8 混流叶轮的平平均回转曲面

1. 平均回转曲面上各叶轮叶片进、出口处的半径

平均回转曲面和叶片进、出口边交点的半径，称为叶片进、出口处的作用半径，（简称叶片进、出口半径），分别以 R_1 、 R_2 表示。

2. 平均回转曲面上各叶轮叶片进、出口处的轴面流道宽度

根据流体力学中过流断面与流线相垂直的概念，叶片流道进、出口处的轴面流道宽度为：通过平均回转曲面与叶片进、出口边轴面轮廓线的交点、并与内、外侧回转曲面，平均回转曲面、以及其它所有液体流动所在回转曲面都垂直的曲线的弧长。图 2—9 中 b_1 和 b_2 表示叶片流道进、出口处的轴面流道宽度。

3. 平均回转曲面上各叶轮叶片进、出口处的叶片倾斜角

平均回转曲面和每一叶片相交可得叶片在平均回转曲面上的断面，如图 2—9 中所示，该断面的中心线为叶片的骨线，在图中用点划线表示。在叶片进口处，沿液流相对运动方向作叶片骨线的切线，并通过该切点沿叶轮圆周速度（各叶轮都以泵轮的转向为准）反方向的一侧作圆周切线。这二切线的夹角，称为叶轮在平均回转曲面上叶片进口处的倾斜角。同理，可以得到叶片出口处的倾斜角。图 2—9 上， β_1 和 β_2 分别表示叶片进口处和出口处的倾斜角。用以上原则可以定出叶片骨线上每一点的叶片倾斜角。

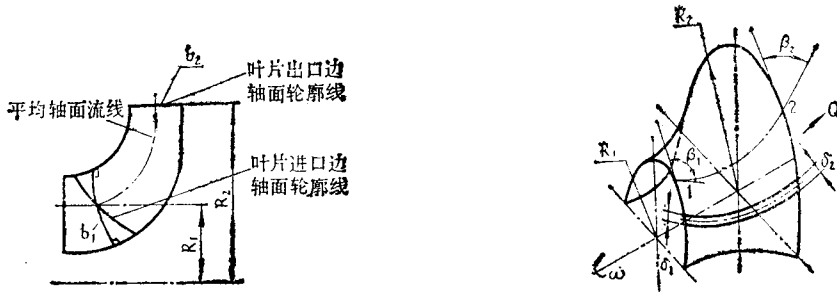


图 2—9 叶轮在平均回转曲面上叶片进、出口处的几何参数

4. 平均回转曲面上各叶轮叶片进、出口处的法向厚度

平均回转曲面上，叶轮叶片进、出口处的沿叶片骨线垂直方向的厚度，称为叶轮叶片进、出口处的叶片法向厚度，如图 2—9 中 δ_1 和 δ_2 所示。

5. 叶轮的叶片数

以 Z_B 、 Z_T 和 Z_D 分别表示泵轮、涡轮和导轮的叶片数。

以上为叶轮叶片流道进、出口处的基本几何参数，从这些参数可以推导出叶片节距 t 、垂直轴面分速 V_m 的过流面积 A_m 、叶片阻塞系数 a 等重要几何参数。

叶片节距系指叶片流道出口处，相邻两叶片骨线之间圆弧的长度，以 t 表示，即

$$t = \frac{2\pi R_2}{Z}$$

其它重要几何参数，将在下面分别介绍。

第三节 变矩器循环腔内液体流动分析

变矩器循环腔内的液体流动是很复杂的，它是一种伴有能量转换和力矩传递的、非定常、粘性三元流动。

由于变矩器结构复杂、迄今对叶轮流道内的液体流动，无论在理论研究或在实验研究方面还都很不够。假定变矩器内液体无粘性的二元流动或三元流动在理论上目前已有初步研究〔25〕〔26〕，但还很不完善，利用激光测速对变矩器无叶流道内流场进行试验研究刚着手进行〔27〕，而对于更复杂的，考虑粘性的叶轮流道内的三元流动尚未开始研究。因此，在实际应用时，常引入一些假定，将变矩器内复杂的三元流动简化为二元流动或一元流动来处理。目前广泛应用的是一元流动理论，或称一元束流理论，由欧拉首先提出，所以又常称为欧拉束

流理论。束流理论虽不完善，但它简单明了，易于掌握计算，故而在各种叶片机械中获得广泛应用。

根据束流理论的基本原理，结合变矩器循环腔的特点，将液流在循环腔内的三元流动简化为一元流动时，需要引入以下五个互相独立的基本假定，它们是：

1. 将叶轮流道中周期变化的不定常流动中液流参数值，以时均定常数值代替^{〔1〕}。这样，就可以将无叶流道和导轮叶片流道内液流的绝对运动，以及泵轮、涡轮叶片流道内液流的相对运动认为是定常流动；

2. 液体在变矩器循环腔内的流动，可以认为是在无数个回转曲面上运动的总和，任何质点的运动不会逾越出本身所在的重转曲面的范围；

3. 液体在变矩器循环腔内平均回转曲面上的流动情况，可以代表整个变矩器循环腔内液体流动的平均物理现象；

4. 液体在变矩器叶轮流道内的流动情况，可以认为与叶片无限多、无限薄时一样，亦即认为液体在叶轮叶片流道内各个回转曲面上的流动是轴对称的，它们的相对运动轨迹与各个回转曲面上的叶片骨线相一致；

5. 液体在变矩器循环腔的无叶片流道内流动时，液体之间、液体和邻近叶轮的叶片尾部和头部之间、以及液体和流道壁之间的摩擦阻力均忽略不计。

下面就具体论述如何在上述五个基本假定之下，将变矩器循环腔内的三元流动简化为一元流动的。在论述过程中将可清楚地看到，对于简化三元流动为一元流动来说，上述五个相互独立的基本假定，是必要的、也是充分的。

液体在变矩器循环腔内的流动，可以分为在叶轮叶片流道内的流动和在无叶片流道内的流动的两种情况来分析研究。

一、液体在叶轮叶片流道内的流动

前已说明，液体在变矩器叶轮叶片流道内的流动是很复杂的三元流动。应用束流理论的前四个假定，就可将这种三元流动简化为一元流动。

根据第一个假定，将叶轮叶片流道中液流的非定常流动，认为时均定常流动。根据第二个假定，液体在叶轮叶片流道内的三元流动可认为是无数个回转曲面上二元流动的总和。根据第三个假定，液体在叶轮叶片流道内平均回转曲面上的运动，可以代表整个叶轮叶片流道内液体运动的平均物理现象。这样，液体在叶轮叶片流道内的三元流动，就可简化为在一个特定的流面（叶片流道的平均回转曲面）上的二元流动。根据第四个假定，液体质点在叶片流道的平均回转曲面上的相对运动轨迹与平均回转曲面上叶片骨线相一致，液体质点的速度、加速度和压力等物理参数，只和一个位置变量 R 有关。这样，液体在叶轮叶片流道内的三元流动，就可简化为在叶片流道内平均回转曲面上沿叶片骨线的一元流动。

下面就根据一元束流理论来求解液流在叶片流道内的速度分布。液体在回转的叶轮叶片流道中流动，是一个复合运动：相对叶轮的流动（相对运动）和随叶轮的回转运动（牵连运动）的合成。

图2—10中为一混流叶轮，其转速为 ω ，现在来求平均回转曲面上两相邻叶片流道内任一点 A 的液流速度。过 A 点作一想象的叶片骨线 aa ，它是液体质点的相对运动轨迹，直线1—1为相切于曲线 aa 上 A 点的切线，是液体质点在 A 点时相对速度 \vec{W} 的方向。再过 A 点作

一回转平面 I、它与平均回转曲面的交线为 cc，A 点的圆周速度 \vec{U} （即液体质点牵连速度）必与此交线 cc 相切。 \vec{W} 与 $-\vec{U}$ 的夹角（按泵轮圆周速度反方向一侧进行度量），为液流在 A 点的液流角 β' 。在上述束流理论的假定之下，液流角 β' 就等于想象的叶片骨线在 A 点的叶片倾斜角。

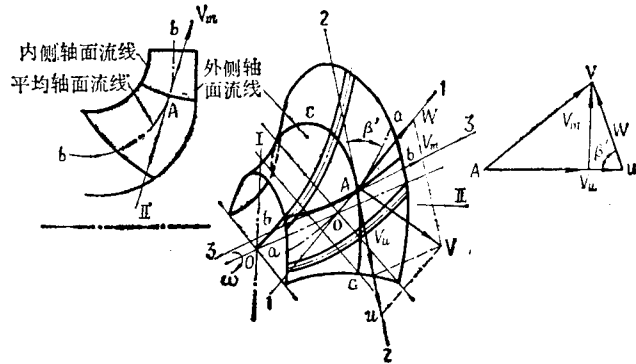


图 2-10 液体在叶轮叶片流道内的流动

按矢量加法定理，A 点液流的绝对速度 \vec{V} 是牵连速度 \vec{U} 与相对速度 \vec{W} 的矢量和，即

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

为便于分析，将液流的绝对速度 \vec{V} 分解为二个互相垂直的分速度，其一为圆周分速 \vec{V}_u ，另一为与圆周方向垂直的分速，称为轴面分速 \vec{V}_m 。（下标 m 表示轴面上有关参数；u 表示圆周方向有关参数。）

过 A 点的圆周方向（即圆弧 cc 在 A 点的切线 2—2 方向）必与过 A 点的轴面 bb 垂直，因而与圆周方向垂直的 V_m 必在此轴面内，而且必与轴面流线 bb 相切，故称 V_m 为液流的轴面分速。

由于轴面流线 bb 的切线必在平均回转曲面过 A 点的切平面 II 上（即切线 1—1 及 2—2 组成的平面），故液流速度 \vec{U} 、 \vec{W} 和 \vec{V} ，以及 \vec{V}_u 和 \vec{V}_m 均在切平面 II 上。

根据矢量加法定理，由液体质点的牵连速度 \vec{U} 、相对速度 \vec{W} 和绝对速度 \vec{V} 构成的三角形（包括绝对速度 \vec{V} 、圆周分速 \vec{V}_u 和轴面分速 \vec{V}_m 在内），称为液流的速度三角形。叶片流道内任一几何点上液流质点都有各自相应的速度三角形，这是一元束流理论求解叶片机械流道内液体流动的基本方法。

从速度三角形上可以看出，图 2-10 中的平均回转曲面和轴面的交线 bb 将有它的特殊的物理意义。在 bb 线上各点的液流绝对速度的轴面分速均和 bb 线相切，因此 bb 线是轴面上各点轴面分速的包络线。根据流线的定义，bb 将是轴面分速的流线，通常简称 bb 为平均轴面流线，同理，叶轮内、外侧的回转曲面和轴面的交线可认为是内、外侧轴面流线。不但如此，任何液体质点所在的回转曲面和轴面的交线，同样也形成轴面流线，也就是说，在内、外侧轴面流线之间有无数条轴面流线。

下面回到速度三角形的讨论，速度三角形是可以通过计算来求得的，叶轮叶片流道在 A 点处的牵连速度及液流的轴面分速分别为

$$U = R\omega \quad (2-1)$$

$$V_m = \frac{Q}{A_m} \quad (2-2)$$

式中 R —— 半径 (m)；

ω —— 叶轮的转速 (rad/s)；

Q —— 循环流量 (m³/s) (液流在循环腔内循环流动时，单位时间内流过叶轮流道任一断面的液体的体积，称为循环流量)；