



液 力 传 动

李庚寅 主编



《石油矿场机械》杂志社

前言

液力传动

李庚寅 主编

《石油矿场机械》杂志社

液 力 传 动

主 编 李 庚 寅
编 写 陕 西 省 机 械 工 程 学 会
出 版 《石油矿场机械》杂志社
印 刷 兰 州 石 油 机 械 研 究 所
出版日期 1985年春季

开本：787×1092公厘^{1/16}

1985年春季第1版 1985年春季第1次印刷

字数：150千字 印数：1~5000

甘肃省报刊登证第032号 定价：1.80

前 言

随着工业技术的进步，液压技术的应用范围正在不断扩大。液压传动课已成为高等工业院校机械工程类专业的必修课之一。为满足教学的迫切需要，我们在陕西省机械工程学会的领导和中国工程机械液压技术教研会的直接关注下，由西安冶金建筑学院、西安公路学院、西北建筑工程学院、西安石油学院共同编写了这套教材。它包括流体力学、液压传动、液力传动。分三个单行本印刷。

普通高等院校的任务是培养德、智、体全面发展的有社会主义觉悟的工程技术人才。为使学能掌握现代科学技术的基本内容、基本原理及其应用方法，完成工程师的基本能力训练，正是我们编写这套教材的指导思想和基本出发点。根据冶金工业部、交通部、城乡建设环境保护部、石油部等部属高等院校液压传动课的教学大纲，及中国工程机械液压技术教研会关于液压传动课教学大纲讨论会的精神，结合机械工程各专业的特点，我们作了全面分析、对比之后，确定了这套教材的编写大纲。这套教材在体系上，以工程机械液压传动系统及液力传动的设计、分析为核心，介绍了所必须的流体力学、液压元件及液力元件的基本概念、基本原理及其应用方法，适当地介绍了液压技术的新发展，并给出了一定量的习题和思考题。

这套教材中，流体力学由张顺仙主编，龚微寒、李庚寅参加编写，由丁克任主审，刘春林任副主审；液压传动由秦春魁、龚微寒主编，丁克、付文黎、李庚寅参加编写，由龙水根、沈迪成任主审，李庚寅任副主审；液力传动由李庚寅主编，张广泰参加编写，付文黎任主审，周汉声任副主审。

在这套教材编写中，参考了国内外有关教材、论文，均列于每分册之后。在此，谨向各位编（著）者表示感谢！

由于我们学术水平及教学经验不足，加之时间仓促，不当或错误之处难免，敬请各位批评指正。

编 者

1983年11月于西安

目 录

第一章 液力传动基础

§ 1—1	概述	(1)
一、	液力传动的基本原理	(1)
二、	偶合器基本结构	(1)
三、	变矩器基本结构	(2)
四、	液力传动的优缺点	(3)
§ 1—2	液力传动的基本理论	(4)
一、	基本概念	(4)
二、	速度三角形	(6)
三、	力矩表达式	(8)
§ 1—3	发动机特性	(8)
一、	发动机外特性	(8)
二、	发动机自适应性	(9)
三、	发动机标定功率与净外特性	(10)
四、	柴油机调速特性	(12)

第二章 液力偶合器

§ 2—1	偶合器的工作原理	(14)
一、	工作轮进出口处速度三角形	(14)
二、	偶合器的工作原理	(16)
§ 2—2	偶合器特性	(18)
一、	输出特性	(18)
二、	原始特性	(20)
三、	调节特性	(24)
§ 2—3	偶合器与原动机共同工作	(25)
一、	共同工作的输入特性	(25)
二、	与原动机的匹配及有效直径的计算	(27)
三、	共同工作的输出特性	(28)
§ 2—4	偶合器的类型及结构原理	(32)
一、	原动机对偶合器的要求	(32)
二、	限矩型偶合器	(35)
三、	调速型偶合器	(43)

四、其他型式偶合器.....	(45)
附录.....	(47)

第三章 液力变矩器

§ 3—1 变矩器的工作原理.....	(49)
一、工作轮的力矩表达式.....	(49)
二、变矩原理.....	(52)
三、自动适应性.....	(53)
§ 3—2 变矩器的特性.....	(54)
一、输出特性.....	(54)
二、原始特性及基本性能.....	(55)
三、输入特性.....	(59)
四、基本性能的评价指标.....	(60)
五、基本性能的影响因素.....	(61)
六、通用特性.....	(67)
七、变矩器的全特性.....	(68)
§ 3—3 变矩器的结构及其特性.....	(70)
一、单级变矩器.....	(70)
二、多级变矩器.....	(75)
三、多涡轮变矩器.....	(76)
四、闭锁式变矩器.....	(77)
五、导轮可反转式变矩器.....	(78)
§ 3—4 发动机与变矩器的共同工作特性.....	(79)
一、共同工作的输入特性.....	(79)
二、共同工作的输出特性.....	(82)
§ 3—5 变矩器与发动机的匹配.....	(89)
一、匹配原则.....	(89)
二、变矩器型式的选择.....	(90)
三、匹配工况及有效直径计算.....	(93)
§ 3—6 变矩器的确定.....	(96)
一、有效直径的校核.....	(96)
二、变矩器直径的确定.....	(97)
三、利用系列型谱选择变矩器.....	(98)

一章 液力传动基础

§ 1—1 概 述

本书将研究以液体的压力能为主的容积式动力传递装置，以液体的动能为主的叶片式动力传递装置，本书称液力传动或动液传动。

一、液力传动的基本原理

现以图 1—1 为例子以说明，图中所示为本世纪初出现的最早的液力传动装置，应用于船舶上，做为内燃机和螺旋桨之间的无级变速变矩传动装置。其工作原理是：发动机 1 带动离心式水泵的工作轮 2 旋转，将其机械能通过离心泵变成水的动能和压力能，通过输水管及水轮机的导水装置 8，使具有动能和压力能的水冲击水轮机工作轮 9 的叶片，带动螺旋桨旋转而输出机械能，使船体运动，由水轮机流出的水回到集水槽 4，使水不断循环。导水机构 8 的作用，是改变冲入水轮机的水流方向，并给水流以反作用力矩。

上述工作过程，是能量转换与传递的过程，即原动机将其机械能通过离心泵工作轮的叶片，使水流产生离心力而转换成水流的动能和压力能，水又将其获得的能量通过输水装置传递给水轮机工作轮的叶片，转换成水轮机轴上的螺旋桨的机械能而输出。因此，其工作原理就是能量的转换—传递—转换。为完成这一工作过程，液力传递装置中必须具有如下机构：1.盛装与输送循环工作液体的密闭工作腔；2.一定数量的带叶片的工作轮及输入输出轴，以实现能量转换与传递；3.满足一定性能要求的工作液体及其辅助装置，以实现能量的传递并保证正常工作。

为了满足车辆及其它动力设备的性能及结构要求，将图 1—1 中的装置改成图中 12 所示的结构，即成为液力变矩器的最简单形式；如去掉 12 中的导水机构则构成了液力偶合器。其工作介质也由水改为具有一定润滑性及其它物理化学性能的工作油液。

二、偶合器基本结构

液力偶合器（简称偶合器），主要组成有能量输入和输出两部分。其结构简图如图 1—2 所示。输入轴 1 与原动机的输出轴相连，泵轮 2（以 B 表示）固定在输入轴 1 上，单壳 3

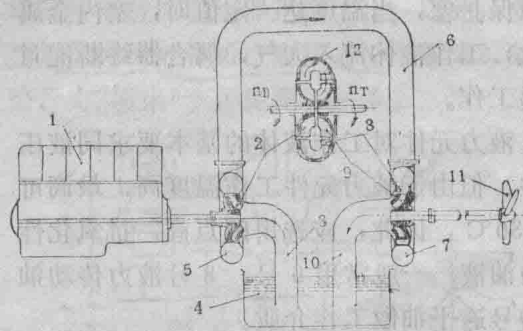


图 1—1 液力传动的原理简图

1—发动机；2—离心泵的工作轮；3—离心泵的进水管；4—集水槽；5—泵的蜗壳；6—连接管路；7—水轮机的蜗壳；8—导水机构；9—水轮机的工作轮；10—水轮机的尾水管；11—螺旋桨；12—液力传动原理简图。

与泵轮 2 连接，涡轮 4（以 T 表示）装在罩壳 3 内，布置在泵轮对面，输出轴 5 与涡轮 4 固定并与输入轴 1 同心。泵轮与罩壳构成的密闭空间盛装工作液体。

泵轮和涡轮是耦合器的核心元件。其外部环形壳体称外环，内部的环形壳称内环（有的耦合器无内环），外环内表面与内环外表面之间镶有若干个径向叶片（多为平面形叶片）。由外环、叶片及内环组成若干小的工作腔，称流道。耦合器的泵轮与涡轮对称布置，其端面间隙一般为 2~5 毫米，该间隙称为无叶片工作区，以衔接泵轮和涡轮的各流道，由泵轮、涡轮中的流道及无叶片区组成了耦合器的环形工作腔，工作液体在该工作腔内循环流动以传递能量。为了减少液流在各工作轮内缘处（即泵轮入口与涡轮出口）的拥挤现象，各轮在该处的叶片间隔地切去一小块以增大流道面积。为了减少输入、输出轴的扭振而引起液流的脉动、及由脉动引起工作轮的周期性振动与冲击现象，一般泵轮和涡轮叶片数不相等，其差为 $\pm(1\sim3)$ 片。由于耦合器对叶片形状要求不严格，考虑工艺方便，一般为平面形叶片。工作轮一般用铝合金铸造，并和叶片铸为一体，也有用冲压或焊接法加工的工作轮。

耦合器多为风冷式散热，即在罩壳外表面装一些鼓风叶片。为了防止温度过高而烧损耦合器，在罩壳上装有由低熔点金属做的热敏保护塞，当温度达一定值时，塞内金属熔化，工作液体流入大气，耦合器终断能量传递工作。

液力元件对工作液体的基本要求同液压元件，但由于液力元件工作温度高，最高可达 130°C ，因此，应选用闪点高，抗氧化性强的油液，一般常用 6 号，8 号液力传动油或 20 号透平油做工作介质。

三、变矩器基本结构

由于功用不同，变矩器结构比耦合器复杂，不但有工作装置，还有辅助装置。工作装置的核心部件是三个工作轮，即泵轮 1（B），涡轮 2（T）和导轮 3（以 D 表示），见图 1—3。泵轮通过罩壳与输入轴连接，由泵轮和罩壳组成了封闭容积，涡轮和导轮装置在该容积内。涡轮和输出轴连接，导轮与变矩器壳体固定不动。

变矩器的三个工作轮均由外环、内环及叶片组成，叶片通常做成空间弯曲或扭曲形（见图 1—4）并固定在外环与内环之间，由内环、外环及叶片组成若干流道。组装后的各工作轮端面之间留有一定间隙，即无叶片工作区，以衔接各工作轮的液流通道。由各轮的通道及无叶片区组成变矩器的环形工作腔，工作油液在该腔内循环流动。在变矩器整个封闭容积内充满着一定压力的工作油液。

为了供给一定压力的工作液体及散发油液的热量，变矩器尚有一套辅助装置，即压力补偿和冷却系统。变矩器的作用，是在能量传递过程中，根据外负载的要求，自动地、无级地

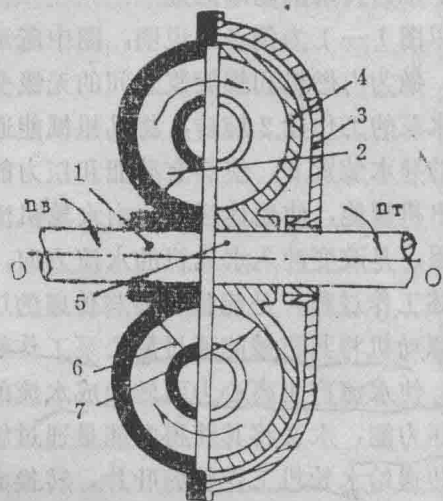


图 1—2 耦合器结构

1—输入轴；2—泵轮；3—泵轮壳；4—涡轮；
5—输出轴；6—尾部切去一小块的叶片。

改变输出力矩和转速，因此，变矩器的使用工况远比偶合器复杂，无论结构或性能要求都比偶合器苛刻。由液力传动基本原理知，泵轮是使油液产生离心力的主动轮，油液在该轮离心力作用下在泵轮流道内作离心运动。因此，泵轮流道入口处的半径恒小于出口处的半径。由于离心力的作用，使泵轮出口处的液体压力大于进口处的压力，即愈远离泵轮轴线处液体的压力愈大；在同一半径处流道内各点的压力也不等，在叶片工作面上，由于泵轮对液体的作用而压力大，而叶片背面的相应点则压力小。可见，由于离心力的作用，在工作轮不同径向位置或同一径向不同叶面处的液流压力差别会很大，泵轮入口处内缘的叶片背面压力最低。根据流体力学中空穴与气蚀知识可知，当最低压力达到空气分离压时，油液中的空气游离出来并凝聚为气泡而产生气蚀，破坏该处的金属表面，同时，由于气泡的形成及破灭，不但阻塞流道使液流不稳，产生振动与噪声，降低传递效率，甚至破坏变矩器正常工作。因此，应在变矩器内缘处补给一定压力（一般为 $3.5\sim 7$ 公斤力/厘米²），见图1—5。

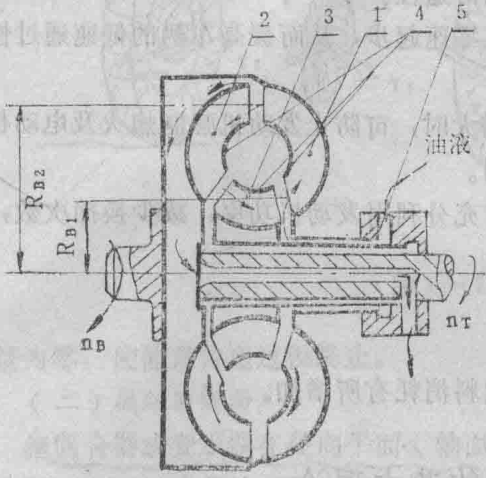


图1—3 变矩器结构

1—泵轮；2—涡轮；3—导轮；4—工作轮内环；5—涡轮轴。

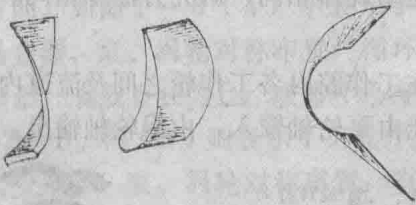


图1—4 变矩器叶片形状

同时，变矩器在传递能量过程中有一定损失，损失的能量使油液温度升高，为使油液在一定温度范围内正常工作，在补给压力油液的同时，替换出一部分热油经散热器冷却。图1—5示出YB355-2型变矩器的压力补偿及冷却系统。该图中顺序阀4为保证动力换挡离合器操纵压力而设，当泵3的压力达到阀4的调定值时，补偿油液方能进入变矩器6，其补偿压力值的大小由溢流阀5调定，变矩器内油液的最低压力由背压阀7调定，变矩器排出的热油经背压阀7至散热器8冷却后回油箱。阀4、5、7装在变矩器壳体上。

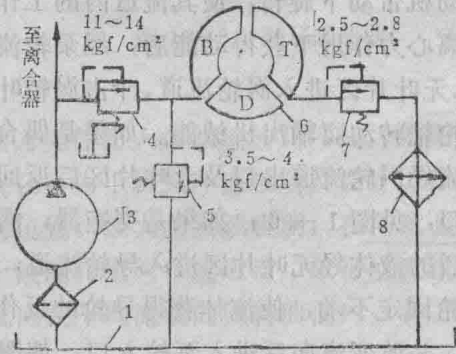


图1—5 YB355-2变矩器冷却补偿系统

四、液力传动的优缺点

液力传动装置之所以广泛地应用于多种机械，是由于它有如下优点：

1. 改善了原动机的输出特性。变矩器能使发动机的输出特性与理想特性相接近，使传动系统自动地、无级地变矩和变速，使车辆或其它设备自动适应外载的能力得到提高。

2. 充分发挥工作液体的缓冲, 减振与隔振作用。无论是来自发动机的扭振或最终传动装置的扭振, 均能通过液力元件内的工作液体减缓, 从而大大降低了传动系统的动载荷, 提高了发动机及传动部件的使用寿命, 也提高了乘坐的舒适性。

3. 具有良好的低速稳定性。可以使工作装置从零速起步, 从而提高车辆的低速通过性及其他机械低速运转的平稳性。

4. 使车辆起步平稳, 无级变速。当外载突然增大时, 可防止发动机强制熄火及电动机发生闷车及烧毁事故, 因而对原动机起过载保护作用。

5. 由于变矩器提高了发动机的自适应能力, 可充分利用发动机功率, 减少换挡次数, 有利于降低排气污染, 有利于实现自动控制。

液力传动装置尚有如下不足:

1. 结构复杂, 造价较高。

2. 传动效率略低, 使车辆在某些稳定工况下燃料消耗有所增加。

§ 1—2 液力传动的基本理论

一、基本概念

由图 1—2 与图 1—3 可见, 偶合器与变矩器的基本结构只差一个导轮, 二者均属于叶片式流体机械, 不但基本理论相同, 液流在工作轮内的运动规律相同, 研究方法亦相同。

(一) 环流运动

偶合器或变矩器传递能量的过程, 也就是工作液体在工作腔内各工作轮之间及流道内的循环流动的过程。液力元件正常工作时, 原动机的机械能由泵轮轴输入, 由涡轮轴输出。泵轮在原动机带动下旋转, 使其流道内的工作液体在离心力作用下获得动能后, 经泵轮流道出口、无叶片区进入涡轮流道, 冲击涡轮叶片使涡轮轴转动而输出机械能。如果是偶合器, 液流经涡轮流道出口及无叶片区后返回泵轮入口, 见图 1—6; 如果是变矩器, 涡轮流出后的液体经无叶片区进入导轮流道, 由于导轮固定不动, 使流体获得导轮的反作用力矩, 并改变流向后进入泵轮入口, 如图 1—7 所示。由于泵轮的不断旋转, 工作腔内各流道内的液流不断循环流动, 这一现象称为环流。

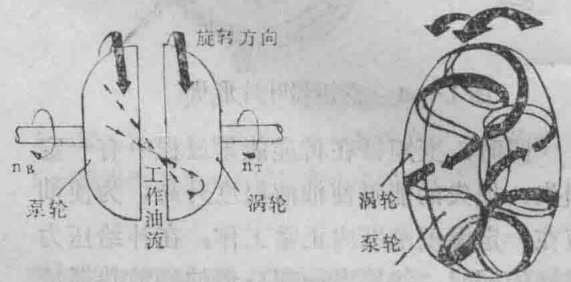


图 1—6 偶合器内的环流运动

液体的环流运动是在整个工作腔的空间内进行的, 对于泵轮与涡轮对称布置的偶合器或变矩器, 在正常传递工况 (即牵引工况) 时, 泵轮转速 n_B 大于涡轮转速 n_T , 即泵轮对液流的离心力大于涡轮对液流的离心力, 故环流不会终止, 泵轮流出的液流总是前倾一个角度进入涡轮流道进口。因此, 也称环流为空间螺旋形运动 (见图 1—6), 当转差率 $S =$

$(\frac{n_B - n_T}{n_B})$ 愈大, 则进入涡轮的液流前倾角 (即螺旋线的升角) 亦愈大, 液体在环流空间的循环流量亦愈大; 当 $n_B = n_T$ 即转差率 $S = 0$ 时, 由于泵轮与涡轮对液流的离心力相等而环

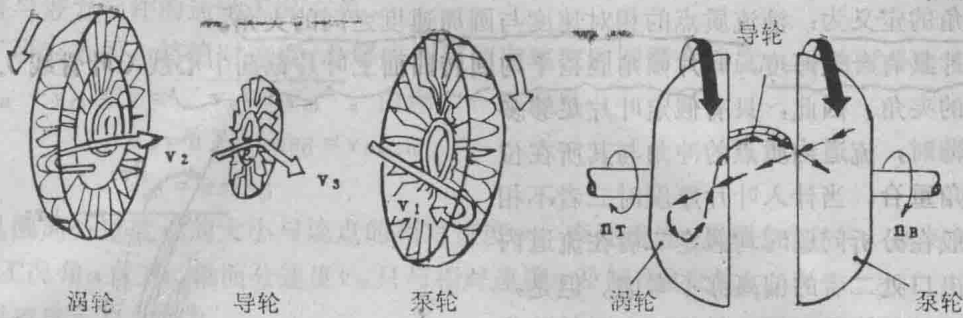


图 1—7 变矩器内的环流

流量为零，使能量传递过程终止。

(二) 循环圆断面

指偶合器或变矩器在径向平面（轴面）内限制液流循环的断面，亦称子午面或轴截面。在该断面上可以清楚地表示出液力元件的基本结构，如工作轮的数目，各轮的相对位置，结构形状，尺寸等主要几何特征，其中外缘内表面最大尺寸称液力元件有效直径，如图 1—8 中 D 所示，该尺寸表示液力元件传递能量的大小。循环圆断面上还反映出空间环流的投影方向。如图 1—8 (a) 中表示了无内环的偶合器、泵、涡轮对称布置，循环圆断面为圆形，有效直径为 D，液体环流方向为：B—T—B。图 (b) 则表示了三元件向心涡轮式变矩器、泵、涡轮对称布置，有效直径为 D，环流方向为：B—T—D—B。

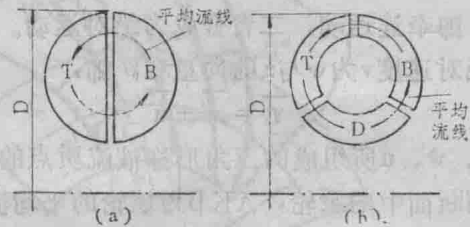


图 1—8 循环圆断面

(三) 平均流线

平均流线亦称设计流线，是为了研究与设计液力元件而人为假想的几何线，如图 1—8 中点划线所示。由于液流在工作腔内的流动相当复杂，为了研究环流运动及设计工作叶片时方便，需要选择具有代表性的液流质点所在的空间位置，经大量实践表明，在环流量 $\frac{1}{2}Q$ 处的流线具有代表性，该流线被称为平均流线。由于液流作空间环流运动，故平均流子在循环圆断面上只表示了该流线的投影。该流线的真实流向在平均流线的回转曲面内。各工作轮的平均流线彼此衔接，在循环圆断面内是一条闭合曲线。

因为平均流线及其所在的空间曲面上的液流质点具有代表性，故以后研究液力元件的运动学及动力学时均以此为准。所提出的一些结构参数，如各工作轮进出口处半径、叶片角，运动参数如液流冲角、速度三角形等均指平均流线及其曲面上质点的参数。

(四) 倾角与冲角

倾角系叶片安装角，其值与叶片形状有关，是结构几何角度；冲角是液流角，与液力元件运动工况有关，故也称为工况角，如图 1—9 所示，其中 β_{T1} 、 β_{T2} 为涡轮进口处与出口处的叶片安装角； β_{T1}' 为液流在涡轮进口处的冲角。

倾角的定义为：叶片上某液流质点的相对运动与圆周运动方向间的夹角。

冲角的定义为：液流质点的相对速度与圆周速度之间的夹角。

叶片具有一定厚度，叶片倾角应指平均回转曲面上叶片截面中心线（叶骨线）与圆周运动方向的夹角。因此，只有假定叶片足够多并足够薄时，流道内质点的冲角与其所在位置的倾角重合，当计入叶片厚度时二者不相等。一般在分析问题时均假定二者在流道内相等，出口处二者的偏离亦不考虑。但是，在流道进口处情况不同，只有液力元件工作在设计工况时，倾角与冲角重合，无冲击现象发生，而其它工况，则二者产生偏离。如图1—9中，出口处的倾角等于液流角，即 $\beta_{T2} = \beta_{T2}'$ ；进口处，当 $(\beta_{T1} - \beta_{T1}') = \Delta\beta_T > 0$ 时为正偏离， $(\beta_{T1} - \beta_{T1}') = \Delta\beta_T < 0$ 时为负偏离。

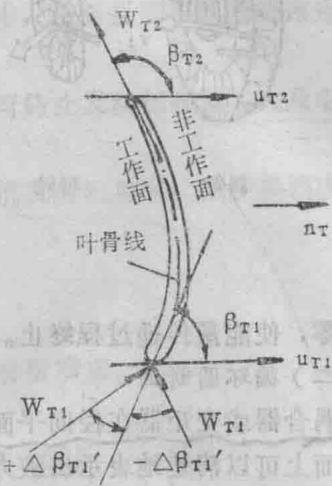


图1—9 涡轮的倾角与冲角

二、速度三角形

平均流线上的质点，一方面相对于流道运动，即相对运动；一方面随工作轮作圆周运动，即牵连运动，二者合成为绝对运动。设相对速度为 w ，牵连速度（或圆周速度）为 u ，则绝对速度 v 为 w 与 u 的向量和，即：

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$$

(1—1)

由 v 、 w 、 u 所组成的三角形称液流质点的速度三角形。如图1—10所示，其中图(a)为循环圆断面中的泵轮，AKB为该轮的平均流线，K为该线中的任一质点。K点的牵连速度 u 垂直地指向纸面，在图(a)中与K点重合，相对速度 w 与K点相切，但是，由于叶片为空间曲线，在图(a)中无法反映出 w 的大小。合成的绝对速度在图(a)中更无法表示。图(b)则是AKB流线所在曲面的圆柱投影图，该图中能反映出平均流线上任意质点的速度三角形，其中A'K'B'为平均回转曲面上的叶片断面，K'即图(a)中的K点，K点的相对速度 w 与叶片相切，牵连速度 u 为圆周切向，而绝对速度 v 为二者的合成，即为由 u 与 w 组成平行四边形的对角线，一般以三角形表示，如图1—11所示。其中 β 为K点的冲角，因点K为流道内的一点，故 β 也是倾角，其值取决于该处叶片的形状。角 α 是绝对速度 v 与牵连速度 u 之间夹

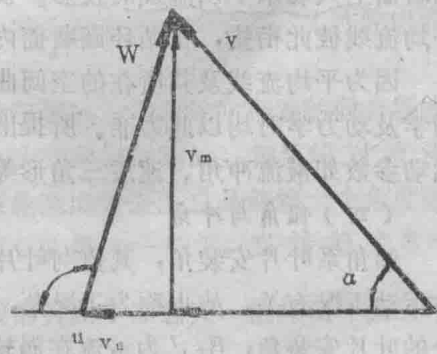
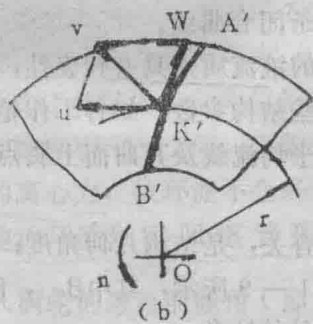
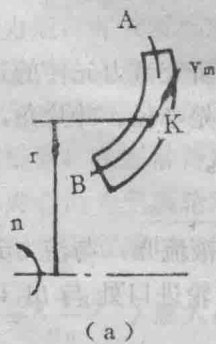


图1—10 任一质点的运动速度

图1—11 速度三角形

角，其值与液力元件的运动工况有关。

为了研究方便，将绝对速度 v 分解成圆周切向速度即圆周分速度 v_u 与轴面分速度 v_m ，于是 $\vec{v} = \vec{v}_u + \vec{v}_m$ 或 $v = \sqrt{v_u^2 + v_m^2}$ 。由图 1—11 可见，

$$v_u = u + w \cos \beta = v \cos \alpha \quad (1-2)$$

$$v_m = w \sin \beta \quad (1-3)$$

可见圆周分速度 v_u 的大小与该点的相对速度 w 、牵连速度 u 及倾角 β 有关，或与该点绝对速度 v 与工况角 α 有关；轴面分速度 v_m 只与相对速度 w 及倾角 β 有关，

相对速度 w 的大小为

$$w = \frac{Q}{F} \quad (1-4)$$

式中 Q —流道总有效过流断面上的通流量或称环流量；

F —某工作轮所有流道有效过流断面积的总和， $F = a \cdot b \cdot z$ ， z 为工作轮流道数，即叶片数， a 为两叶片间过流断面上的弧长，如图 1—12 中 CD 、 $C'D'$ 所示； b 为过流断面处内、外环间距离，如图 1—12 中 AB 、 $A'B'$ 所示。为了减少液流在

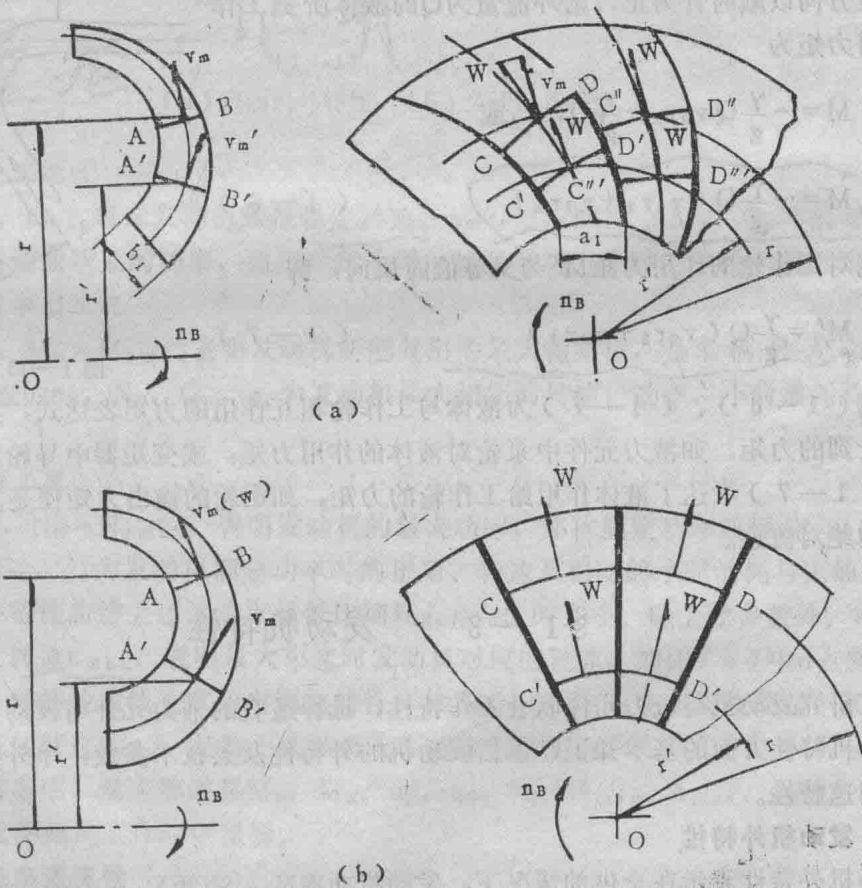


图 1—12 过流断面

(a) 空间曲形叶片的过流断面；(b) 平面叶片的过流断面。

流道内的损失，希望 w 为常数，故设计叶片时尽量使流道内各处过流断面积相等，即：

$$AB \cdot CD = A'B' \cdot C'D'$$

牵连速度 u 的大小为

$$u = \frac{\pi r}{30} n \quad (1-5)$$

其中 n 为该工作轮转速（转/分）； r 为某点的半径。

三、力矩表达式

所研究的液体是均质，连续，不可压缩及稳定流动的力学模型。设环流量为 Q ，重度为 γ ，其质量 $M = \frac{\gamma}{g} Q$ ， g 为重力加速度。于是，根据刚体动量矩定理可得出液体与工作轮相

互作用力矩的表达式，即：液体所受的合外力矩，等于单位时间内液体动量矩的增量。如图1—13所示，一束稳定流动的液体以 v_1 速度冲入某工作轮流道，经 Δt 时间后以 v_2 速度流出，设 v_1 与中心 O 点之距为 r_1 ， v_2 与中心 O 点之距为 r_2 ，并假定力矩方向以顺时针为正，则环流量为 Q 的液体所受工作轮的作用力矩为

$$M = -\frac{\gamma}{g} Q v_2 r_2 - \frac{\gamma}{g} Q v_1 r_1 \text{ 或}$$

$$M = -\frac{\gamma}{g} Q (v_2 r_2 + v_1 r_1) \quad (1-6)$$

液流对工作轮的作用力矩 M' 与 M 等值而反向，即

$$M' = \frac{\gamma}{g} Q (v_2 r_2 + v_1 r_1) \quad (1-7)$$

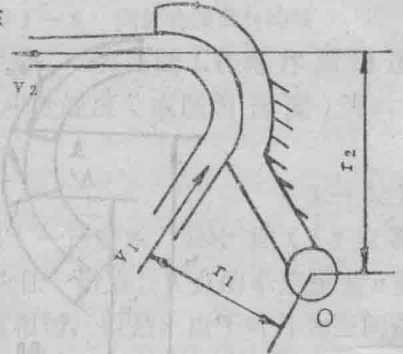


图1—13 动量矩定理

公式(1—6)、(1—7)为液体与工作轮相互作用的力矩表达式，其中(1—6)是液体受到的力矩，如液力元件中泵轮对液体的作用力矩，或变矩器中导轮对液体的作用力矩。式(1—7)表达了液体作用给工作轮的力矩，如涡轮的输出力矩便是。式中 v_2 、 v_1 为流道内的绝对流速。

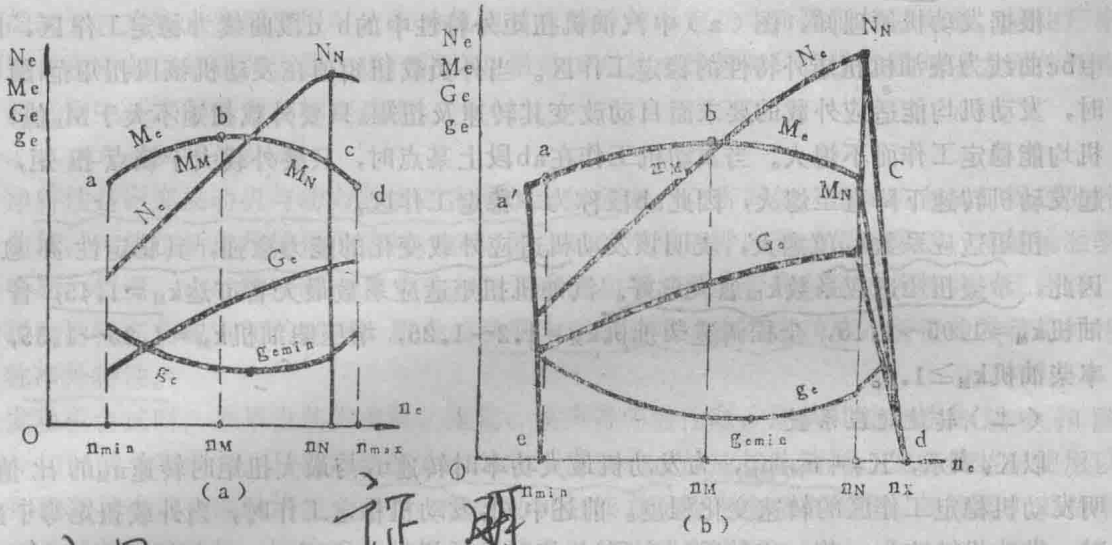
§ 1—3 发动机特性

为了研究发动机与液力元件联合工作特性，选择适宜的液力元件与发动机匹配。现简述有关发动机特性方面的基本知识，包括发动机的外特性及其技术参数，净外特性的计算及柴油机的调速特性。

一、发动机外特性

发动机外特性表示在全供油情况下，发动机功率 N_e ，扭矩 M_e ，小时油耗 G_e 及比油耗 g_e 与发动机转速 n_e 的关系曲线，如图1—14所示。其中图(a)为汽油机外特性，图(b)为柴油机外特性。 n_e 与 M_e 、 G_e 特性曲线是由台试测定的， N_e 、 g_e 特性曲线则是由 M_e 、 G_e 曲线计算得到。

发动机主要特性参数，可由图(a)、(b)中扭矩特性上a, b, c三点对应的参数表示。



证明

图1-11 发动机外特性

(a) 汽油机外特性; (b) 柴油机外特性。

功量矩

(一) 怠速工况

由a点所示, n_{min} 表示发动机最低稳定转速。 n_{min} 对应的 N_e 、 M_e 、 G_e 与 g_e 表明在怠速时发动机外特性曲线上的功率, 扭矩, 每小时油耗及每马力小时的油耗(即比油耗)。

(二) 最大牵引工况

如b点所示, $M_M = M_{e_{max}}$ 表明发动机所能发出的最大扭矩值, 是车辆最大牵引力的对应点。 M_M 对应的 n_M 、 N_e 、 G_e 、 g_e 为发动机最大扭矩时转速, 功率, 小时油耗及比油耗值。

(三) 额定工况

如C点所示, $N_N = N_{e_{max}}$, 表明发动机的最大功率, 亦称额定功率或标定功率。 N_N 对应的 M_N 、 n_N 、 G_e 、 g_e 为发动机额定功率时的扭矩、转速及相应的小时油耗与比油耗值。

在发动机外特性曲线上还常给出最低比油耗 $g_{e_{min}}$ 值的大小。除上述参数外, 汽油机常给出发动机最大转速 n_{max} , 表明最大车速时发动机对应的转速, 如图(a)中d点所对应的转速; 柴油机在外特性曲线上常给出调速特性, 如图(b)中a'e及cd曲线便是, 其中d点表示柴油机最大空转转速为 n_x , 是防止柴油机飞车的极限转速。

在上述诸参数中, 最主要的是 M_M 、 M_N 、 n_M 、 n_N 、 N_N 和 n_{min} 、 n_{max} 、 n_x 值。这些参数在研究与液力元件共同工作时很重要。

二、发动机自适应性

任何一台发动机在供油机构位置不变时, 均具有自动适应外载变化而保证稳定工作的能力, 称发动机的自适应性。适应能力的大小、以外特性曲线的适应系数表示。

(一) 扭矩适应系数

以 k_M 表示, $k_M = \frac{M_M}{M_N}$ 。用发动机最大扭矩 M_M 与最大功率时扭矩 M_N 的比值大小来衡量其适应外负载变化的能力。

根据发动机原理知, 图(a)中汽油机扭矩外特性中的bd段曲线为稳定工作区, 图(b)中bc曲线为柴油机扭矩外特性的稳定工作区。当外负载扭矩值在发动机该段扭矩范围变化时, 发动机均能适应外载的要求而自动改变其转速及扭矩。只要外载扭矩不大于 M_M 值, 发动机均能稳定工作而不熄火。当发动机工作在ab段上某点时, 只要外载大于该点扭矩, 则引起发动机转速下降直至熄火, 因此ab段称为非稳定工作区。

扭矩适应系数 k_M 值愈大, 表明该发动机适应外载变化的能力愈强, 其稳定性亦愈好。因此, 希望扭矩适应系数 k_M 愈大愈好。汽油机扭矩适应系数最大者可达 $k_M = 1.45$; 普通柴油机 $k_M = 1.05 \sim 1.15$, 全程调速柴油机 $k_M = 1.2 \sim 1.25$, 增压柴油机 $k_M = 1.25 \sim 1.35$, 等功率柴油机 $k_M \geq 1.5$ 。

(二) 转速适应系数

以 K_V 表示, $K_V = n_N/n_M$, 为发动机最大功率时转速 n_N 与最大扭矩时转速 n_M 的比值, 表明发动机稳定工作区的转速变化程度。前述中知, 发动机稳定工作时, 当外载扭矩等于 M_M 值时, 发动机转速为 n_M 值, 当外载减少到 M_N 值时发动机转速增到 n_N 。即扭矩适应能力是通过转速的变化实现的。因此, 转速变化范围也应做为一个评价指标。对 k_M 值希望愈大愈好, 而对 k_V 则不然, 当转速适应系数 k_V 过大时, 在外载增加的情况下, 虽然可以充分利用惯性能, 改善司机操作感, 但因转速降低过多而使发动机平均输出功率下降, 生产率下降及油耗增加, 并且使车速变化较大; K_V 值过小时, 由于被利用的发动机惯性能小, 转速由 n_N 变化到 n_M 的时间短, 因司机来不及换入低挡(指机械有级变速), 可能造成发动机熄火。因此, 对发动机转速适应系数 k_V 的要求应适当, 对以牵引工况为主的车辆, 如推土机, 要求发动机转速适应系数 $k_V = 1.35 \sim 1.55$ 为宜(当 $n_N = 1800 \sim 2000$ 转/分时)。

三、发动机标定功率与净外特性

(一) 标定功率

即额定功率, 是保证正常使用寿命时的最大有效功率。同一台发动机, 根据使用场合不同, 规定了不同的标定功率。如柴油机, 规定四种标定功率, 规定的依据是, 发动机在最大功率工况下连续运转的时间, 其目的是保证发动机所必需的使用寿命。因此, 最大工况运行时间不同的车辆, 必需在相应的标定功率之内使用发动机, 在做动力性计算或与动力装置匹配时, 也应以此标定功率为依据。

1. 十五分钟功率, 指发动机在最大功率工况下连续运转十五分钟时的最大有效功率, 如汽车, 摩托车等高速行驶的车辆用此标定功率。
2. 一小时功率, 某些工程车辆(如装载机、叉车)及船用柴油机的标定功率属于此类。
3. 十二小时功率, 如推土机的发动机按此功率做为标定功率。
4. 连续功率, 指发动机连续长时间运转时的最大有效功率。如发电机上使用的内燃机属此类标定功率。

每台发动机的外特性曲线及主要指标参数是通过台架试验测得的。各类发动机的主要技

术指标在产品铭牌及说明书中均有规定。台试得出的汽油机额定功率指十五分钟功率，柴油机一般给出的是一小时功率。如所需要的标定功率与给出的不一致时，可以换算。一般一小时功率为十五分钟功率的90%，十二小时功率为一小时功率的90%，连续功率又是十二小时功率的90%。为防止实际使用时，发动机超过所换算的标定功率而降低使用寿命，应由厂家对调速机构（如柴油机调速器）进行调整并铅封。在动力计算和研究发动机与液力元件匹配时，应选用上述实际使用的标定功率。

(二) 发动机净外特性

净特性是研究发动机与动力装置匹配时提出的概念。众所周知，发动机台试所得到的外特性曲线，可能包括自身辅件的消耗，也可能台试时不带辅件；发动机装车后，可能单独驱动一个动力装置，也可能同时向几个动力装置输出功率，因此研究与液力元件共同工作时，必须扣除消耗在其他方面的功率，所得的功率为匹配功率或称自由功率，所得的发动机外特性，称净外特性。

发动机台试时，如果没装发电机、水泵、消声器等辅件时，应从其外特性曲线中扣除约8~10%的功率消耗。目前汽油机台试时均不带辅件，故应扣除消耗。发动机装车使用以后，如将其功率的全部输给液力元件，称发动机与液力元件为全功率匹配；如将装车后功率的一部分输给液力元件，则发动机与该液力元件属部分功率匹配。

净外特性可如下计算，应扣除的发动机扭矩 M_K ，则功率 N_K 为：

$$M_K = \frac{716.2 N_N n_e^2}{n_N^3} \times a\% \quad (1-8)$$

$$N_K = \frac{M_K n_e}{716.2}$$

净扭矩 M_{ej} ，净功率 N_{ej} 计算式为：

$$\begin{cases} M_{ej} = M_e - M_K \\ N_{ej} = N_e - N_K \end{cases} \quad (1-9)$$

- 式中 M_K —转速 n_e 时扣除的扭矩，公斤力·米；
 N_N —发动机标定功率，马力；
 n_N —发动机额定转速，转/分；
 n_e —净外特性曲线上发动机转速，转/分；
 N_K —各 n_e 值时扣除的功率，马力；
 M_{ej} —各 n_e 值的净扭矩，公斤力·米；
 N_{ej} — M_{ej} 对应的净功率，马力。

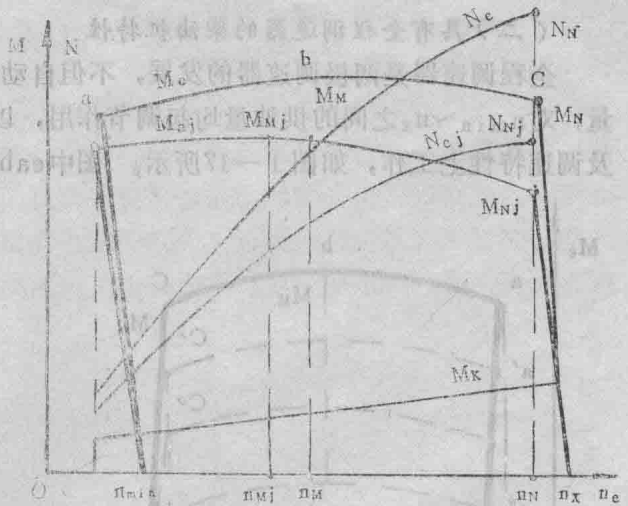


图 1-15 柴油机净外特性

图 1-15 给出某些柴油机的外特性及用上式计算的净外特性曲线，在研究发动机与液力元件共同工作时，净外特性曲线上的参数 M_{mj} 、 M_{nj} 、 n_{mj} 、 n_N 、 N_{nj} 是非常重要的。如果台试给出的外特性中已扣除辅件的消耗（即台试时带全部辅件），且与液力元件为全功率匹配时，匹配的净外特性就是发动机的外特性。为叙述方便，以后研究匹配工作时，均指与发