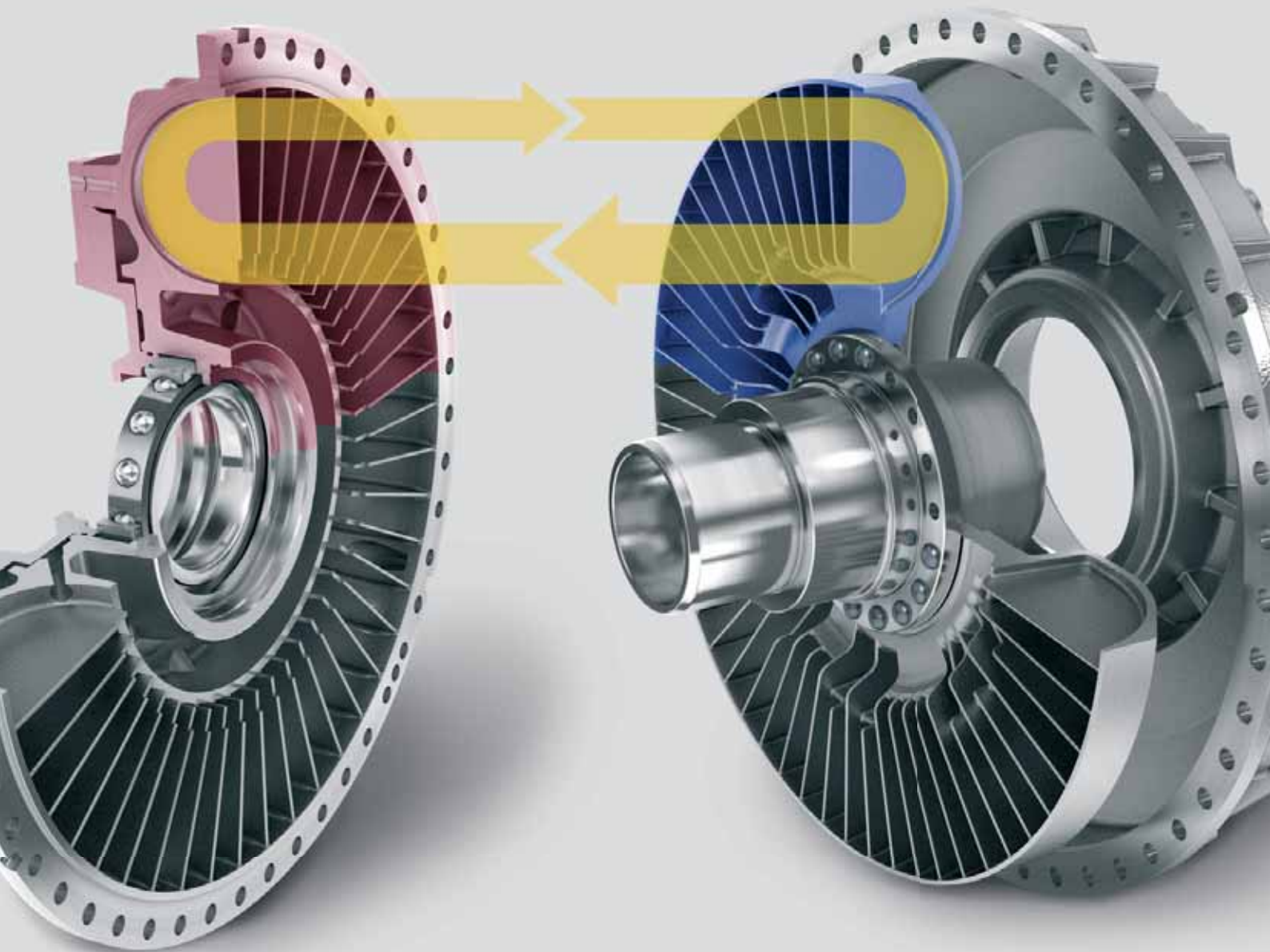


# 液力偶合器

原理 | 特点 | 好处





# 软起动液力耦合器

福伊特驱动提供确保采矿行业和物料输送系统高效可靠运行的液力耦合器以及驱动解决方案。耦合器的液力传动特性使工作机能够平稳加速并以无磨损方式传递动力，同时液力耦合器能够在极端恶劣工况下最大限度地保护驱动系统，避免设备损坏，减少停机时间。福伊特驱动是福伊特集团的一个子公司，是智能驱动系统解决方案的专家。福伊特驱动的先进技术受到了石油与天然气、能源、采矿和金属加工、船舶技术、铁路和商业车辆等各行业工业用户的信赖。

福伊特建立了能源、石油与天然气、造纸、原材料及运输和汽车市场的标准。福伊特创建于1867年，现有39000多名员工，年销售额达53亿欧元，销售网络遍布全球50多个国家，是欧洲最大的家族企业之一。

# 目录

1	液力传动的开端	4	5	液力耦合器作为软起动和安全装置	37
2	驱动系统	6	5.1	恒充式液力耦合器	37
2.1	液力传动的工作原理	7	5.1.1	基本设计特点	38
2.2	费丁格尔装置	9	5.1.2	多种功能型号范围	39
3	液力传动原理	10	5.1.3	选型标准和液力特点	42
3.1	流体联接	10	5.2	阀控充液式液力耦合器	46
3.2	液力传动装置的相似定律	12	5.2.1	基本设计特点	46
3.2.1	几何相似性	12	5.2.2	按应用划分的型号范围	48
3.2.2	流速相似性	13	5.2.3	选型标准和液力特点	49
3.2.3	液力传动装置的相似性	14	5.3	材料	51
3.3	流体机械装置的相互作用	16	5.4	工作液	52
3.3.1	输入特性曲线	17	5.4.1	标准工作液	54
3.3.2	输出特性曲线	17	5.4.2	特殊工作液	54
3.4	确定特性曲线	20	5.4.3	恒充式液力耦合器的特殊设计	55
4	液力耦合器	21			
4.1	特性曲线	22			
4.2	驱动系统中的液力耦合器	23			
4.2.1	电机, 多电机驱动	24			
4.2.2	柴油机	27			
4.3	取决于旋转方向和作用方向	30			
4.4	耦合器结构的设计	32			
4.4.1	恒充式耦合器	34			
4.4.2	调速型耦合器	34			
4.4.3	离合耦合器	35			
4.5	液力特性、优点和好处	35			

公式符号 使用的公式符号一般遵循 DIN1304 或国际通用标准, 为方便阅读和理解, 文中对某些公式符号进行了额外的注释。



图 1：赫尔曼·费丁格尔教授 (Hermann Föttinger) (1877 年 2 月 9 日生于德国纽伦堡；1945 年 4 月 28 日逝于德国柏林)

# 1 液力传动的开端

液力传动的发展可以追溯到年轻的电力工程师赫尔曼·费丁格尔博士于 1905 年申请的一项基本专利。作为一家船厂 (Stettiner Vulkan) 的雇员，他的任务是将造船业中新兴的高速蒸汽轮机（驱动机）与轮船上的低速螺旋桨（从动机）结合起来。与当时直接联动的活塞式蒸汽机相比，蒸汽轮机的效率有着显著提高，传递功率大且占用空间小。

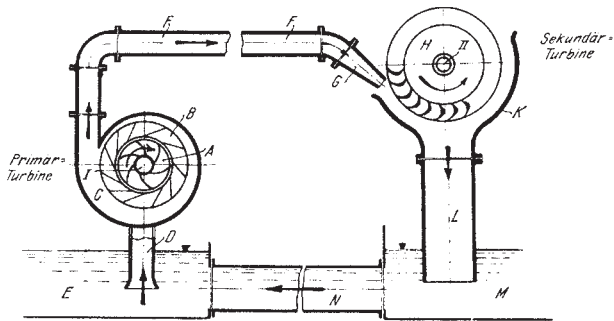
赫尔曼·费丁格尔必须从根本上解决两个问题：

1. 对扭矩 ( $T$ ) 和速度 ( $\omega$ ) 进行转换
2. 改变螺旋桨旋转方向以实现前进 / 倒退航行

费丁格尔最初的想法是使用齿轮传动装置直接进行转换。但他很快就放弃了该想法，因为当时的齿轮装置最多只能承受 500 马力的作用力。

图 2：费丁格器的液力转换构思简图。

泵轮和涡轮结构上仍相互分离。

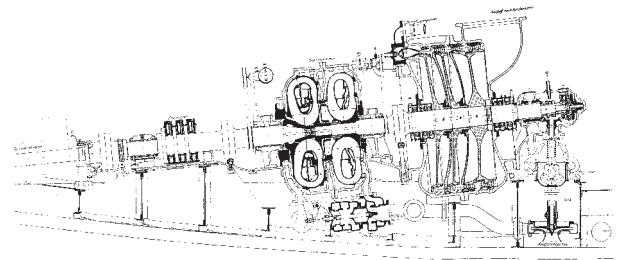


另一个想法是通过旋转的差动变压器进行间接的电力方式转换，但这意味着船上需要安装高压设备，而其庞大的体积和重量使这个方案无法被选用。

经过系统和解决理论问题的研究之后费丁格尔选择了液力方法。他研制出液力变矩器（费丁格尔变矩器），这项极具工程学里程碑意义的高效率方案帮他解决了驱动机和从动机之间的功率因数转换问题。

图 3：他所建造的试验船驱动系统剖面图（建造于 1909 年）。

从右向左为：蒸汽轮机、后退液力变矩器、前进液力变矩器、外伸螺旋桨轴。



为表彰费丁格尔在流体动力学领域的创举，格但斯克理工大学以及柏林理工大学相继于 1909 年和 1924 年聘请他为流体学教授。

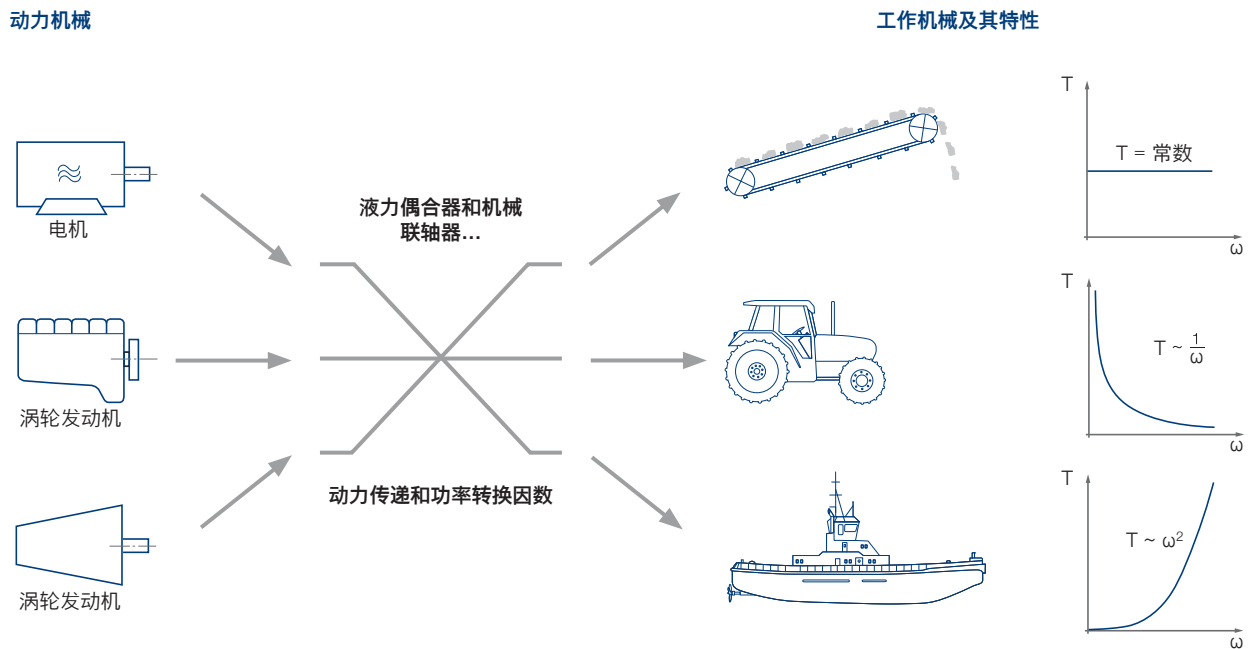
# 2 驱动系统

随着相关的驱动系统在工作机及其工作过程使用性能价值的显现，工业驱动系统的价值也随之逐步提高。因此，传动工程师必须从根本上了解驱动过程及其要求。

如今的驱动系统和从动机与 100 多年前一样，都必须解决同样的问题：

- 工作过程需要使用哪种驱动系统？
- 哪种驱动系统能够满足工作过程的需要？
- 哪些类型的驱动装置可供选择？
- 驱动系统或从动机的哪些特点不适用于工作过程？
- 何种技术的驱动元件适用？

图 4：通过动力传递元件将驱动机系统与从动机结合。



## 2.1 液力传动工作原理

传统的机械系统结构中，动力通过直接传动方式从驱动系统向从动机传递，如通过轴、机械联轴器或齿轮装置。尽管通过齿轮、皮带轮等进行扭矩和速度转换的机构种类繁多，但它们的工作原理始终是杠杆或楔带机构。

相反，液力传动属于间接动力传动。输入部分（泵轮）将输入的机械能转换为液体流动的动能，具有较高能量的液体在离心力的作用下从泵轮流至从动件（涡轮），液体动能转换成机械能（力）。在能量从泵轮向涡轮传递的过程中，因两者完全没有接触，不存在任何磨损，仅有所安装的轴承和密封件会出现正常磨损。

间接扭矩传递的另一优点在于扭矩在稳定状态下与扭矩波动状态下传递性能的差别，扭矩传递过程中输入端或输出端的低频扭矩波动会很大程度衰减，高频扭矩波动几乎完全不会通过。旋转流体流动的惯性和摩擦特质是该特性的原因。

图 5：动力按间接传动方式进行传递和转换

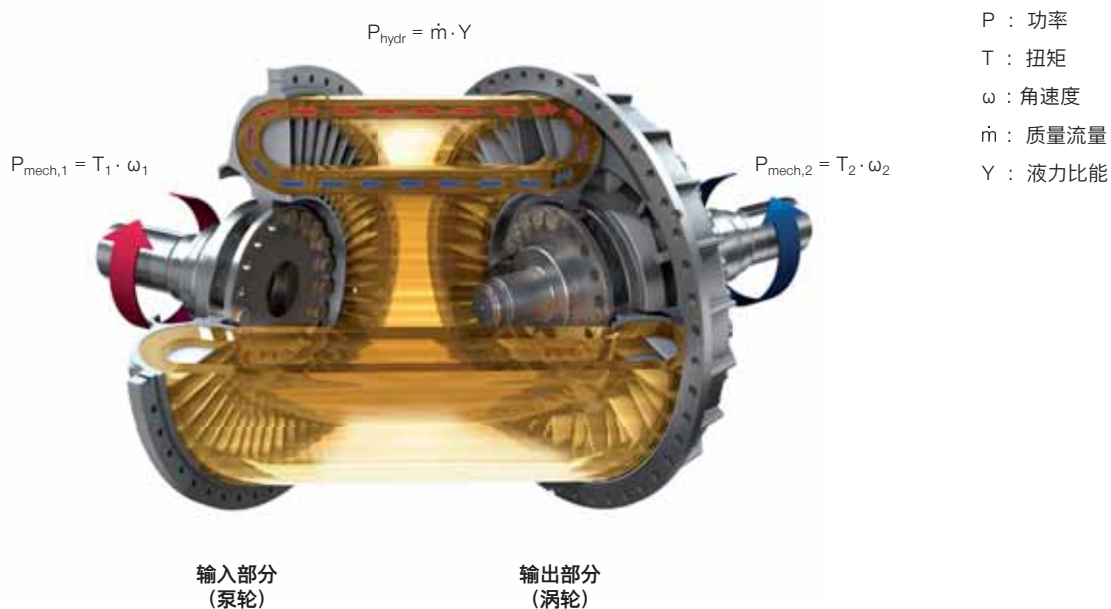
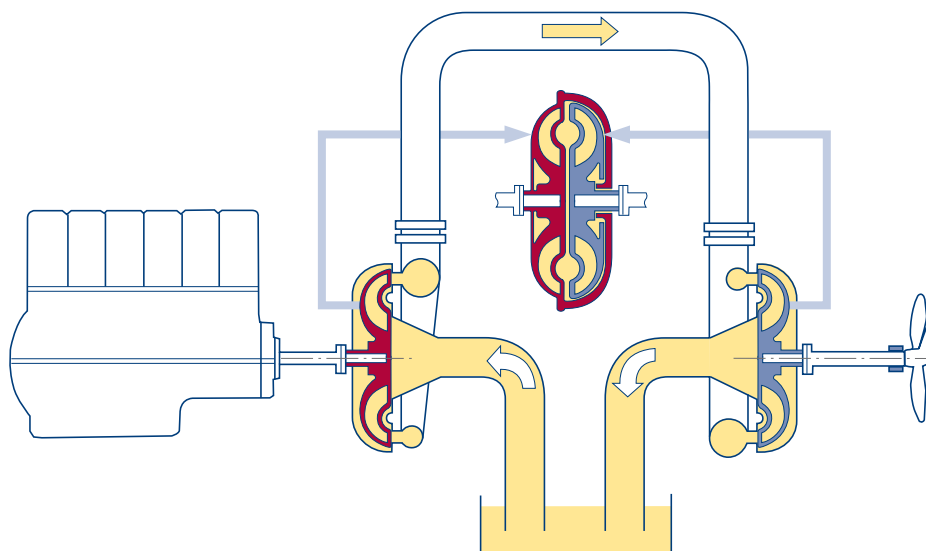


图 6：液力传动原理

泵轮与涡轮成为一个整体，即液力耦合器。



液力传动装置包含输入和输出部分：一个离心泵轮与一个涡轮。在旋转过程中通过各叶轮中的液流方向发生改变并以此传递扭矩。两个叶轮（泵轮和涡轮）安装在封闭的壳体中，液流能快速地在叶轮间循环流动，叶轮间无接触，扭矩由液流产生并在叶轮间传递，涡轮转速和滑差会随负载发生变化。

-这是液力耦合器独有的特性。泵轮与输入端的驱动系统联接，涡轮与从动机联接。




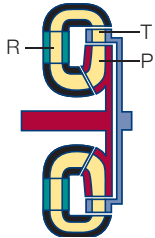

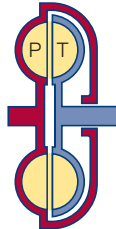

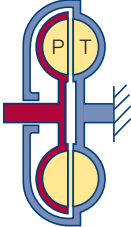
## 2.2 费丁格尔装置

费丁格尔提出的液力传动方式衍生了三种不同的装置：

- 液力变矩器（变矩器）
- 液力耦合器（涡轮耦合器，液流耦合器，流体联轴器）
- 液力制动器（缓速器、液力制动器）

为了纪念赫尔曼·费丁格尔作为这些设备的发明者，液力传动设备亦称为“费丁格尔装置”。液力变矩器是一种基本装置，而液力耦合器和液力制动器属于特殊装置。VDI 2153 声明确定了所用术语、名称、类型、工作原理和所采用的计算方法。

### 费丁格尔装置的基本元件和主要特点

费丁格尔单元	基本元件	说明	图解表示	主要特点
变矩器		液力变矩器至少有三个叶轮（主要部件）来导引流体的流动：泵轮、涡轮和反作用元件，也称导轮。		$T_P + T_T + T_R = 0$ $\omega_P \geq \omega_T$ or $\omega_P < \omega_T$
耦合器		液力耦合器的主要部件为两个叶轮：泵轮与涡轮，二者和外壳一起构成工作腔。		$ T_P  =  T_T $ $\omega_P > \omega_T$
制动器		液力制动器有一个旋转叶轮与一个固定叶轮：泵轮（转子）与驱动轴联接，涡轮（定子）与壳体联接。		$ T_P  =  T_T $ $\omega_T = 0$

P：泵轮，  
T：涡轮，  
R：反作用元件（导轮）

# 3 液力传动原理

## 3.1 流体联接

液力机械及液力装置的工作过程可以通过流体学的内在关系来说明。最重要的物理参数是流动介质的速度、压力、密度和粘度，介质可以是液态或气态。液力传动装置实际上只使用液体作为工作介质，因为液体才有足够高的密度。丹尼尔伯努利（Daniel Bernoulli）和伦纳德欧拉（Leonhard Euler）在 18 世纪就奠定了流体力学的基础。在伯努利的能量方程基础之上

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot c^2 = Y = \text{常数}。$$

欧拉根据线性动量原理（牛顿第二定律）推出了涡轮机械的欧拉公式：

$$Y = \Delta(r \cdot c_u) \cdot \omega = \Delta(u \cdot c_u) = (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \cdot \omega \\ = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}$$

伯努利能量方程阐述了在静止和无摩擦的液体流动中，由“高度、压力和速度”三者构成的能量总和保持恒定，而高度（势能）和压力能在流体机械中只起到次要作用，叶轮入口与出口处的液体流速在大小和方向上的变化，决定了设备轴的输出扭矩。

欧拉涡轮方程阐述如下：

$$T = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

由此可以计算出传递功率：

$$P = T \cdot \omega = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y,$$

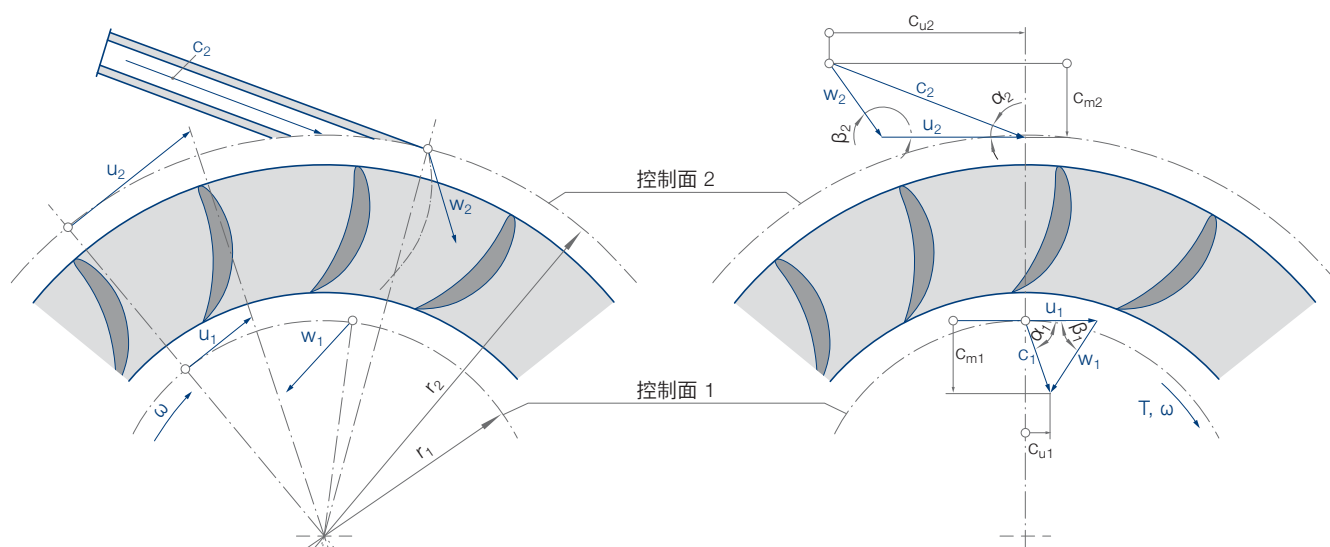
其中 Y 为液力比能。在流体机械中，Y 被表示为焓。



- 1 丹尼尔·伯努利 (Daniel Bernoulli)  
(1700年2月8日生于荷兰格罗宁根;  
1782年3月17日逝于瑞士巴塞尔)
- 2 伦纳德·欧拉 (Leonhard Euler)  
(1707年4月15日生于瑞士巴塞尔;  
1783年9月18日逝于俄罗斯圣彼得堡)

图 7：欧拉涡轮方程原理简图

旋转变化的差值为  $(r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$ 。



c : 绝对速度  
u : 圆周速度  
w : 相对速度

字符说明：  
2 : 入口  
1 : 出口  
u : 圆周分量  
m : 法向分量

## 3.2 液力传动装置的相似定律

用欧拉涡轮方程阐述液力传动装置的扭矩特性在实践中证明十分不便，流体机械的相似性和模型定律提供一个简化并实用的方法。

### 3.2.1 几何相似性

几何相似性是（试验）模型与较小或较大系列的真正设备进行比较必不可少的先决条件。

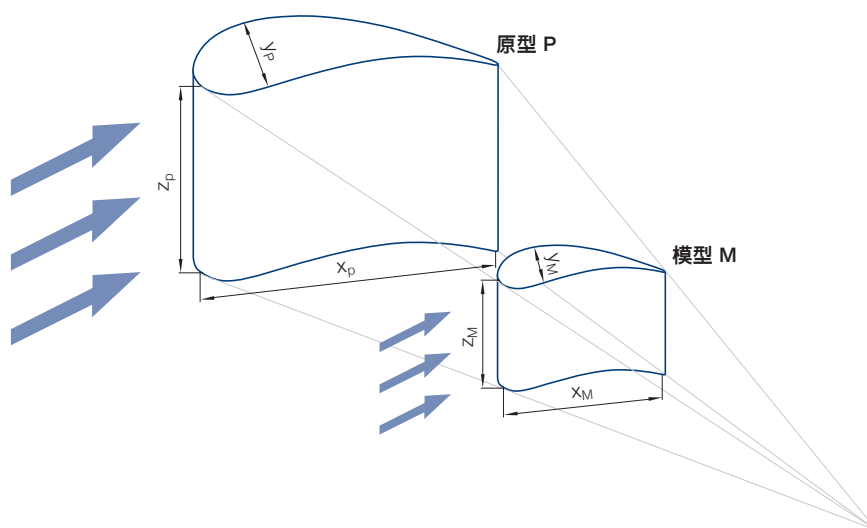
如果存在几何相似性，下面的参数适用于所有三维尺寸：

$$\frac{x_M}{x_P} = \frac{y_M}{y_P} = \frac{z_M}{z_P} = k = \text{常数},$$

其中  $k$  是比例系数。

转换到流体机械时，相同的比例适用于三维空间所有的几何形状。

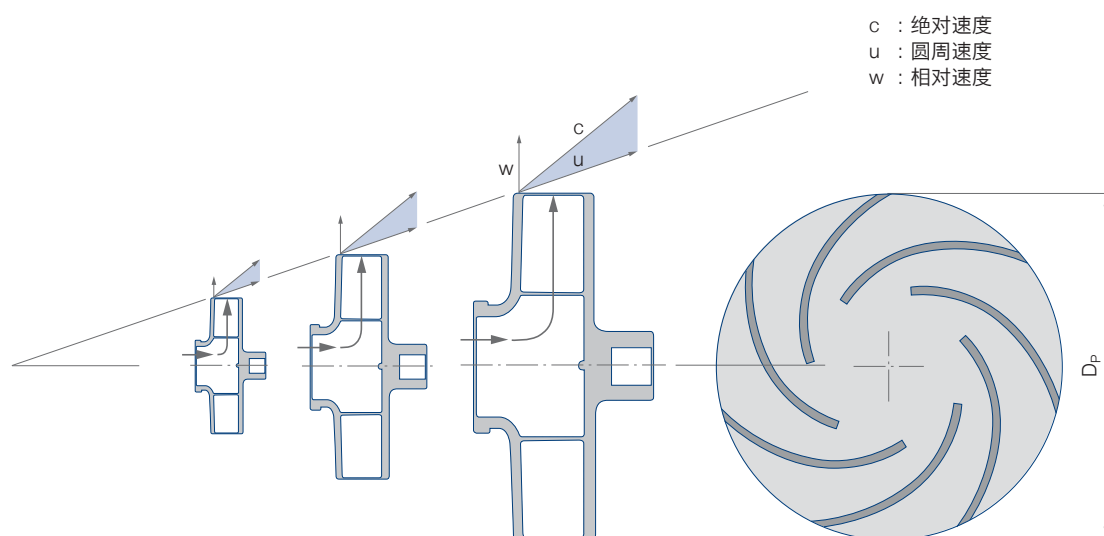
图 8：相同长度比例，表示几何相似模型



### 3.2.2 流速相似性

模拟位置的速度三角形相似时，流速相似；这意味着相应角度相同，或者各相应边的长度比相同。

图 9：以泵轮为例的几何相似性和流速相似性



### 3.2.3 液力传动装置的相似性

欧拉涡轮方程

$$T = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

$$= \rho \cdot \dot{V} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

包含几何参数（半径和流动面积）、速度和工作介质密度。

除了几何相似性之外，要完全应用相似性和模型定律，还要求模型与实际设备在模拟位置的流体单元的流速具有相似性。

因此，图中的液力传动装置相似性的关系得以应用。

#### 液力传动装置的相似定律

液力传动装置的基本参数	名称	相似关系
长度、半径、材料厚度	$l, r, s$	$\sim D$
表面、截面	$A$	$\sim D^2$
容量、质量	$V, m$	$\sim D^3$
速度	$c, u, w, v$	$\sim \omega \cdot D$

对于模型与实物，如果流体学相似理论中的欧拉数  $Eu$  和雷诺数  $Re$ （参见下表）相同，则液力传动器的相似性定律实质上得以满足。

#### 流体学的无因次特征量

特征量	计算	相对强度
欧拉数	$Eu = \frac{p}{\rho \cdot v^2}$	$\frac{\text{压力}}{\text{惯性力}}$
雷诺数	$Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$	$\frac{\text{惯性力}}{\text{摩擦力}}$

将相似关系式代入欧拉涡轮方程中，得到以下结果：

$$T_P \sim \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2 \quad \text{其中}$$

- $T_P$ : 泵轮的液力扭矩  
 $\rho$ : 工作液密度  
 $D_P$ : 泵轮的外形直径，即泵轮径向叶片最大外廓  
 （与液力变矩器的定义可能存在差异）  
 $\omega_P$ : 泵轮角速度

比例系数是无因次量，VDI 2153 声明中对费丁格尔装置明确规定并称为  $\lambda$  功率系数， $\lambda$  用以描述几何相似和流体相似的液力变矩器、液力偶合器和液力制动器。

（相同欧拉数和雷诺数）的功率负载程度，并考虑了设计、充液量及其它特性，以下方程同样适用于扭矩和功率：

$$T_P = \lambda \cdot \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2,$$

$$P_P = T_P \cdot \omega_P = \lambda \cdot \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^3$$

对于其它流体机械，例如泵、涡轮或风机，可以用同样方法从欧拉涡轮方程推导出比例因数。

图中的液力传动装置模型定律适用于实际应用场合。

### 流体机械通用有效模型定律

含义	方程	模型定律	比例系数	用途
流动压力	$Eu = \text{常数}$	$p \sim \rho \cdot D^2 \cdot \omega^2$	1	压力计算
液流作用力	$F = \int p \cdot dA$	$F \sim \rho \cdot D^4 \cdot \omega^2$	轴向力因数 $\delta$ (Voith 内部)	轴向推力计算
容积流量	$\dot{V} = A \cdot c$	$\dot{V} \sim D^3 \cdot \omega$	比容流量 $q$ (Voith 内部)	充液量和冷却状况改变时的工作液流量计算
质量流量	$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$	$\dot{m} \sim \rho \cdot D^3 \cdot \omega$	比容流量 $q$ (Voith 内部)	充液量和冷却状况改变时的工作液流量计算
扭矩	$T = F \cdot r$	$T \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^2$	功率系数 $\lambda$ (VDI 2153)	扭矩传递计算
功率	$P = T \cdot \omega$	$P \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^3$	功率系数 $\lambda$ (VDI 2153)	功率传递计算

## 3.3 流体机械装置的相互作用

在费丁格尔装置中，至少有两个流体机械装置一起工作（泵轮和涡轮）。两个轮子仅通过液流作用力联在一起（液力扭矩传递），涡轮的速度按负载变化独立连续地进行调节，这是液力偶合器独有的特点。

此驱动技术中，无因次量的比值用于表示其独有特性：

### 流体机械的无因次特征量

特征量	关系
速比	$v = \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{n_T}{n_P} = 1 - s$
滑差 <sup>1</sup>	$s = \frac{\omega_P - \omega_T}{\omega_P} = \frac{n_P - n_T}{n_P} = 1 - v$
转换（扭矩比）	$\mu = \left  \frac{T_T}{T_P} \right $
效率（功率比）	$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot v$

<sup>1</sup>滑差通常以 % 表示为： $s = s \cdot 100\%$

$\omega_P$ : 泵轮角速度  
 $\omega_T$ : 涡轮角速度

$n_P$ : 泵轮速度  
 $n_T$ : 涡轮速度

$T_P$ : 泵轮扭矩  
 $T_T$ : 涡轮扭矩

$P_P$ : 泵轮功率  
 $P_T$ : 涡轮功率

传递扭矩与速比v的相关性的特点是费丁格尔装置的“首要特性”。所以，费丁格尔装置的功率系数 $\lambda$ 并非常数，而是相当程度上取决于速比v。

$$\lambda = f(v)$$

除了速比，其它参数也会影响功率系数：叶轮的布置方式与功能、费丁格尔装置的充液量及其它设计特点。

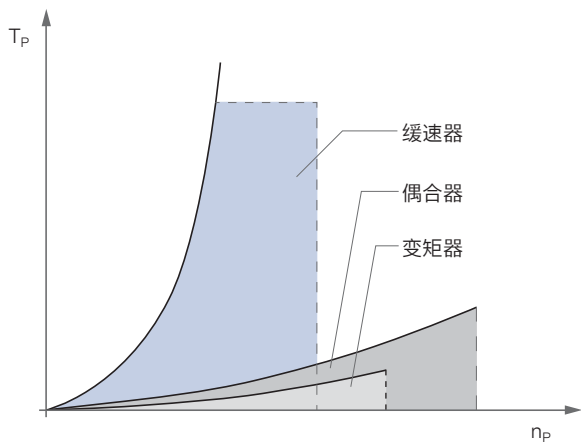


### 3.3.1 输入特性曲线

输入特性曲线描述了泵轮扭矩  $T_P$  与泵轮速度  $n_P$ （驱动速度，输入速度）在恒定速比下的相互关系。按照相似定律，输入特性曲线为带  $\lambda$  数值的抛物线，对于其它速比，将使用其它  $\lambda$  数值，这样会有不同的抛物线，该组曲线便构成了“输入特性曲线”，实际上，输入特性曲线也称为滑差抛物线。

$$T_P \sim n_P^2 \Big|_{\lambda, v = \text{常数}}$$

图 10：输入特性曲线



三种规格相同、按典型设计限定功率系数  $\lambda$  及最大泵轮速度的费丁格尔装置的输入特性曲线，与外形直径有关。

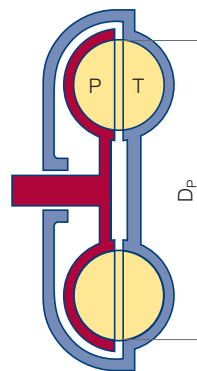
### 3.3.2 输出特性曲线

输出特性曲线（经常称为特性曲线）表示液力变矩器和液力耦合器在恒定驱动速度  $n_P$  下系数  $\lambda$  随速度比变化的相互关系，该关系称为费丁格尔装置的“第一特性关系”（请参阅 3.3）或费丁格尔装置特性曲线。

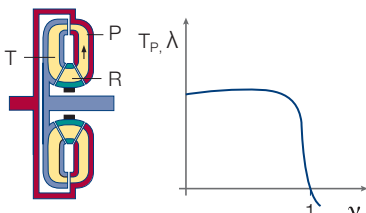
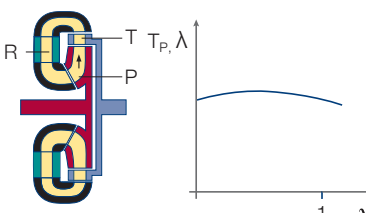
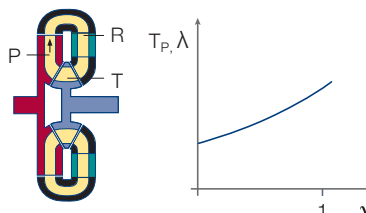


$$\lambda = \frac{T_P}{\rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2} = f(v) \Big|_{n_P, \omega_P = \text{常数}}$$

$$\lambda \sim T_P$$

图 11：外形直径  $D_P$  示意图



各种设计形式的液力变矩器和液力耦合器的输出特性曲线

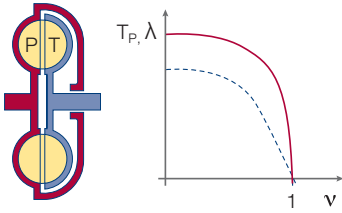
	Trilok 变矩器	费丁格尔变矩器 (Lysholm 变矩器)	反转向液力变矩器 (DIWA迪瓦变矩器)
设计和特性曲线			
典型特性		$T_p + T_T + T_R = 0, \mu = \left  \frac{T_T}{T_P} \right $	
特性曲线的轨迹	在 $v = 1$ 时存在偏差 在 $v = 1$ 时相交于0	近似于常数	增加
涡轮特征	向心液流	离心液流	轴向液流
流动顺序			
壳体特征	旋转	固定	固定

输出特性曲线的轨迹中，泵轮速度恒定、涡轮速度增加时的泵轮扭矩曲线轨迹主要取决于回路中涡轮中的流量。对于采用向心式液流涡轮（从外向内，适用于所有液力耦合器和 Trilok 液力变矩器，具体取决于它们的功能），泵轮与涡轮之间的压降会随涡轮速度的提高而下降，所需传递能量的循环工作液流量减少，当  $v=1$  时，压降为零，输出特性曲线交于零点。

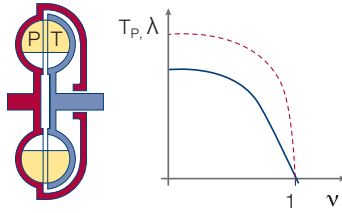
采用离心式液流涡轮（从内到外）的典型费丁格尔变矩器的特性则不相同，涡轮对于泵轮的输出功率几乎没有任何影响。轴流式变矩器的涡轮类似于反转式变矩器，通过提高涡轮速度来增加泵轮的流量，从而获得泵轮所需的流量。

输出特性曲线（经常称为特性曲线）随各常规变量的改变而发生变化，如调整影响流体的旋转运动和 / 或循环工作液流量的导轮叶片位置、节流孔开启度和充液量等，实现相同涡轮速度  $n_T$  (输出速度) 下不同的输出扭矩。

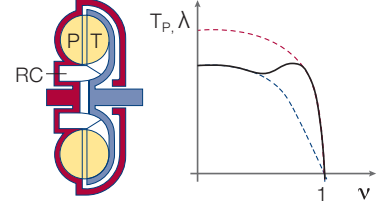
完全充液的液力偶合器



部分充液的液力偶合器



完全充液的有储液RC的液力偶合器



$$|T_P| = |T_T|, \mu = \left| \frac{T_T}{T_P} \right| = 1$$

平稳下降

自调整: 当涡轮低速运行时无叶片部分的储液腔 RC 存储部分工作液

向心式流动



旋转

变矩器几乎仅在完全充液状况下运行，需要充液压力（叠加压力）以防止液流分离，从而防止汽蚀的产生。可调导轮叶片（反作用元件）通过改变流体旋转和质量流量可调整输出特性曲线。

偶合器可在全部或部分充液状况下工作，在停止或运行期间工作液注入或排出，循环工作液流量发生变化，从而得到输出特性曲线。

### 3.4 确定特性曲线

液力传动装置的特性曲线在数学上经历了很长时间的研究，路易斯·亨利·纳维尔 (Louis Henri Navier) 和乔治·加布里埃尔·斯托克斯 (George Gabriel Stokes) 在 19 世纪末奠定了该领域的基础，他们通过使用微分方程描述了变化的摩擦流动，只能对非常简单的情况进行分析解决。

一维流线流动理论为计算特性曲线提供了一种简化的方法，能够绘制出完全充液的费丁格尔单元特性曲线的主要轨迹，该方法不太适用于部分充液的装置，特别是偶合器。

在上世纪 70 年代，通过合适的统计湍流模型来描述系列变化流动得以实现，这对纳维尔 - 斯托克斯微分方程的数字求解方法是一次突破。随着计算机技术的进步，功能日益强大的计算机能够对流体进行高效的真实模拟，这一过程称为“计算流体力学”，或简称为 CFD，如今在费丁格尔装置开发和设计过程中不可或缺，因此，确定特性曲线所需的模型范围显著减小。

最终模型或样机的测试可以确定液力设计数据和特性（特性曲线），功率系数可以利用  $\lambda$  实际测得的功率因数计算得出。

图 12：流体学研究方法

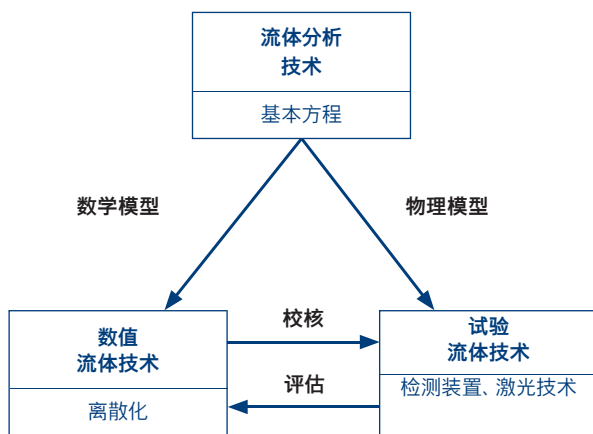
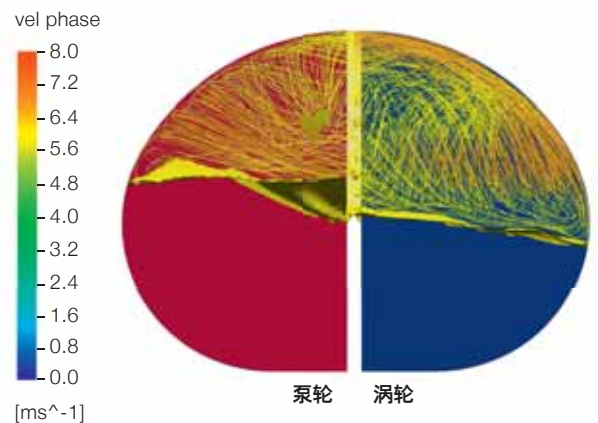


图 13：部分充液液力偶合器的 CFD 模拟



## 4 液力耦合器

液力耦合器仅含有两个圆形叶轮（泵轮和涡轮），实际应用中通常称为输入轮和输出轮，忽略空气摩擦力或密封件导致的极小扭矩损失时，泵轮与涡轮的液力扭矩相同，工作液从泵轮直接流入涡轮，然后再从涡轮流回泵轮，除此之外没有其它传递扭矩的因素。

下列方程适用于耦合器：

$$|T_P| = |T_T|,$$

$$\mu = \left| \frac{T_T}{T_P} \right| = 1,$$

$$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{T_T \cdot \omega_T}{T_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \nu = \nu \quad \text{以及}$$

$$\lambda = \frac{T_P}{\rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2} \quad \text{其中 } \lambda \sim T_P, T_T | \omega_P = \text{常数}$$

图 14：恒充式液力耦合器起动过程中工作液分布的 3-D 截面模型



图 15：软起动及安全偶合器的输出特性曲线

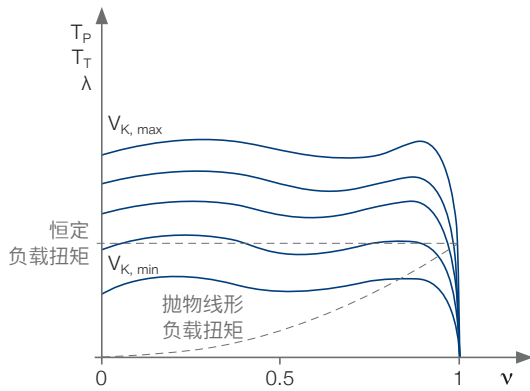
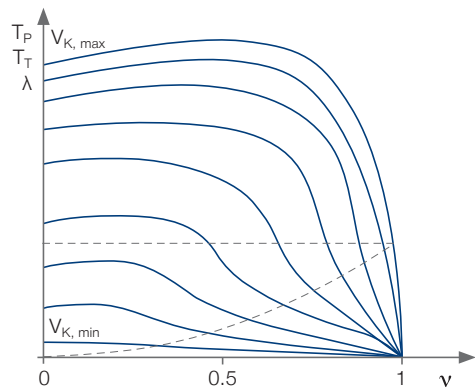


图 16：调速型偶合器和离合偶合器的输出特性曲线



## 4.1 特性曲线

特性曲线的关系式  $\lambda = f(v)$  表示液力偶合器在恒定驱动速度时的扭矩传递变化（见 3.3.2），通过不同的充液量  $V_K$  参数可以获得一系列  $V_K$  特性曲线，称为液力偶合器（输出）特性曲线。

液力偶合器特性曲线的基本形态有一个纯粹单调下降的轨迹（如 18/19 页表格所示）。尺寸大小的选择应根据涡轮速度调节的特定原理进行，以使能在最小的额定滑差下传递所需额定扭矩 ( $\lambda N$ )。其它方面的驱动要求决定着液力偶合器的类型以及相关的特性曲线。

对于起软起动及安全作用的恒充式液力偶合器，如特性曲线在整个起动过程中尽可能保持水平，则起动效果最好，特性曲线的轨迹表明能够为从动机（例如带式输送机）提供近乎恒定的加速扭矩，并且有效地限制最大扭矩 ( $\lambda$  最大)。

对于调速型偶合器和离合偶合器，运行期间充液量会发生变化，所以需要较大范围内平稳下降的特性曲线，因此能够为抛物线型负载扭矩和恒定负载扭矩的从动机提供具有驱动速度控制 / 调节的稳定工作点。



图 1：带式输送机驱动装置中的福伊特液力耦合器



图 2：斗轮式挖掘机驱动装置中的福伊特液力耦合器

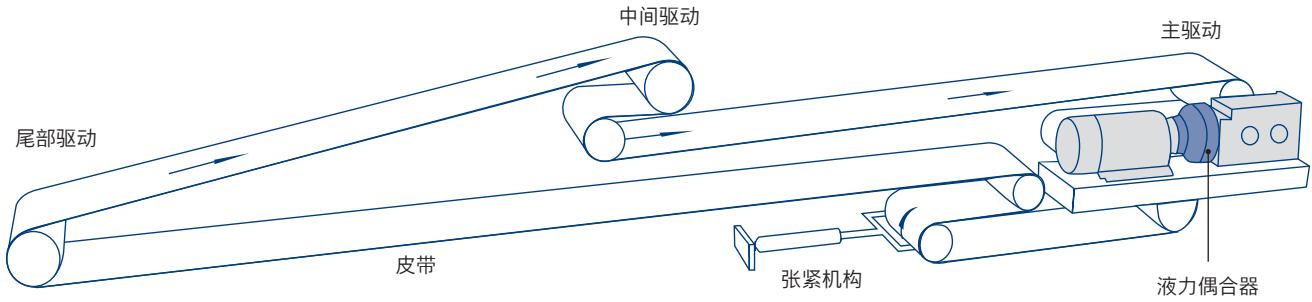
## 4.2 驱动系统中的液力耦合器

完全了解采用液力耦合器的驱动系统需要清楚驱动速度的变化  $n_p = f(t)$  时的特性。起动期间，驱动速度的变化尤为明显，受负载影响的电机的或是系统所引起的速度波动也会导致驱动速度的变化。

鉴于负载的影响，涡轮速度独立安装（见 3.3）以及可传递扭矩与驱动速度之间的平方关系（见 3.3.1），使驱动系统获得了显著的优势（见 4.5）。

驱动速度变化对恒充式液力耦合器十分重要，因其运行期间无法调整充液量。

图 17：带式输送机驱动系统采用恒充式液力偶合器



#### 4.2.1 电机、多电机驱动

鼠笼式异步（感应）电机是当今应用最广泛的电机，特别是用于固定式驱动技术。主要原因是它具有低价格、维修工作量小以及坚固耐用等特点。

鼠笼式异步电机的缺点是起动电流高。接入电压之后，当电机处于停止状态，起动电流可达到额定电流的 5 至 9 倍，具体取决于电机类型。如此高的起动电流会导致电压下降，特别是对于较差的供电系统，会导致电机扭矩降低（与电压降的平方成正比），个别情况下甚至还有可能导致供电系统完全瘫痪。

驱动系中的液力偶合器能够在起动过程中大大减轻电机的负载，因为可传递的扭矩（偶合器扭矩）与驱动速度的平方成正比，电机迅速通过大电流阶段，因此电压降对驱动系统的影响很小。

对于多电机驱动装置及较差的供电系统，可以轻松实现各个电机的延时起动以保护供电系统。第一个驱动装置的液力偶合器起动后打滑，直至达到整个系统起动。



图 18：驱动装置采用恒充式液力耦合器（TVV 型）的带负荷带式输送机的驱动过程

输入特性曲线和鼠笼式异步（感应）电机的特性曲线；      输出特性曲线；      扭矩和速度与时间的关系。

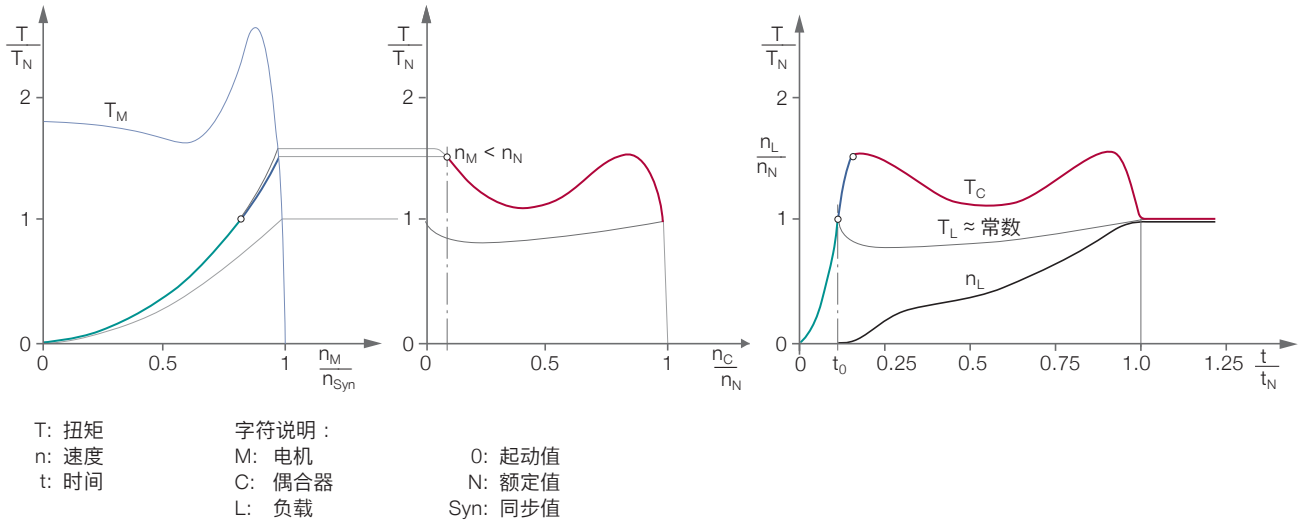


图 18 所示是使用恒充式液力耦合器驱动装置的典型带式输送机的起动过程。

**绿线：**液力耦合器在起动过程中很大程度上将异步电机与带式输送机分离。在时间点  $t_0$  之前，耦合器扭矩  $T_C$ （涡轮扭矩）会随电机速度  $n_M$  以抛物线形增加，耦合器扭矩  $T_C$  超过负载扭矩  $T_L$  时，带式输送机开始起动，在该时间点电机尚未达到最终速度。

**蓝线：**根据输出特性曲线，随着电机速度的进一步增加，耦合器扭矩也随着速比发生变化。

**红线：**电机加速结束后，耦合器扭矩对应于输出特性曲线。液力耦合器能够非常有效地限制输入带式输送机的扭矩，在扭矩差的作用下，带式输送机平缓地加速到其额定速度。

图 19：异步电机及液力耦合器驱动带式输送机启动

负载扭矩几乎恒定

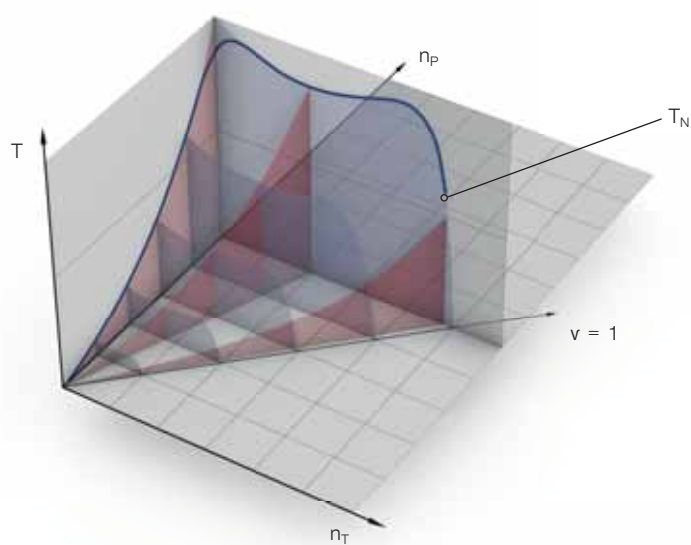


图 19 中清楚地列出了计算启动过程所需的特性参数，参见输入和输出特性曲线中的参数。



美国海岸警卫队巴索夫号缉私舰 (USCGC Bertholf) 的 CODAG (油气联合) 驱动装置中配备了福伊特液力耦合器

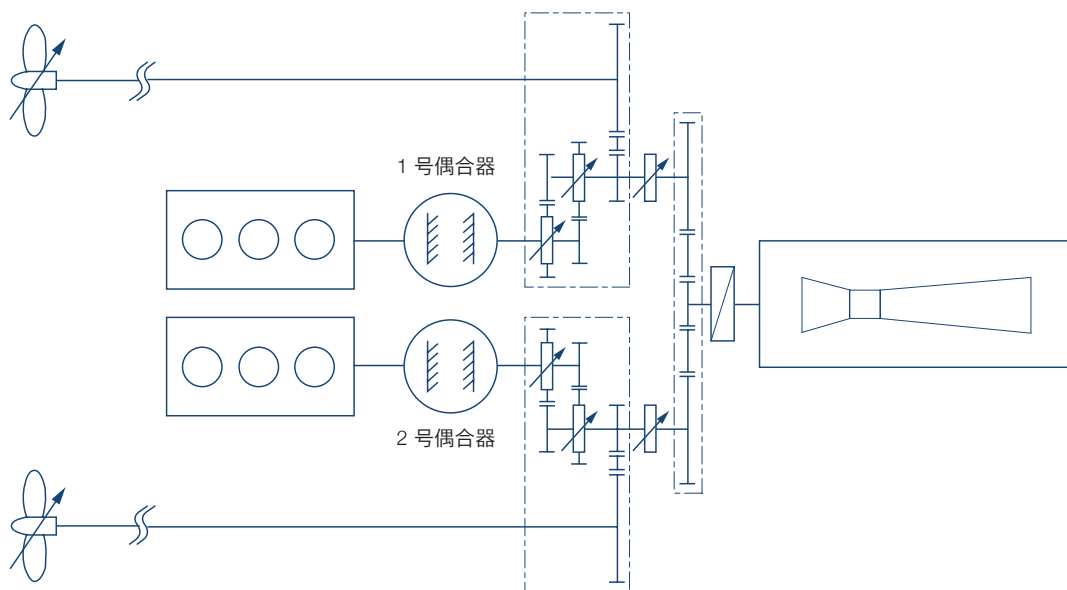
#### 4.2.2 柴油发动机

柴油发动机是一种广泛使用的内燃机，尤其是在船舶的应用中，这种发动机就算在部分负载工况下也能保持较高的效率，柴油发动机具有较高的运行安全性、可靠性以及较长的使用寿命，因此对船舶驱动应用具有极大吸引力。

速度可达 250 rpm 的低速二冲程发动机用于液体运输船和集装箱船等超大型船舶，低速发动机直接与船舶螺旋桨推进器的轴相联。在中型船舶中，例如客船或军舰，主要使用最高转速为 1350 rpm 的中速四冲程发动机。在运动艇和休闲艇以及在内陆河运输的船舶上，经常使用转速不超过 2000 rpm 的高速四冲程发动机。中速和高速发动机和减速机相联，得以降速。现在的船用柴油发动机一般都配备排气涡轮增压器。

配备涡轮增压器的柴油发动机的一个缺点是低转速时功率不足，即所谓的“涡轮迟滞”。其它负面特性是容易引起传动系的扭振和过载时发动机失速（“熄火”）风险。

图 20：配备两台柴油发动机 (2 x 7 400 kW) 和一台燃气涡轮机 (1 x 22 000 kW) 的美国海岸警卫队巴索夫号缉私舰传动系统



如果存在以下一个或多个驱动系统要求时,将液力偶合器集成到驱动系统尤其有利:降低扭振,限制扭矩峰值,改变谐振频率,多发动机驱动时自动功率平衡以及其中任何一个柴油发动机可以从传动系中快速分离。理论上,这些要求仅针对中速和高速船用柴油机。

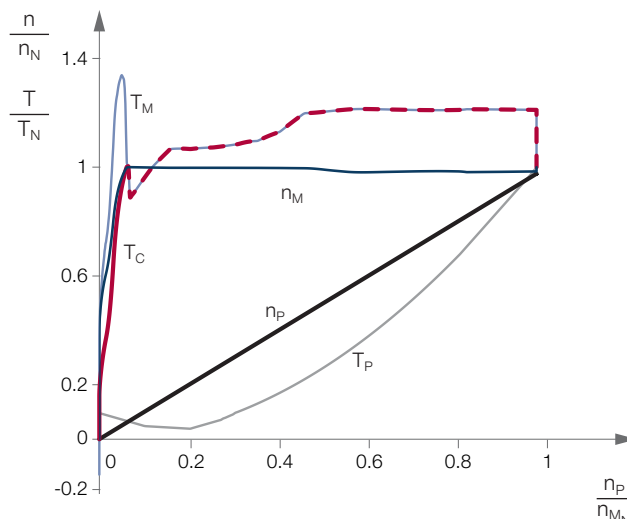
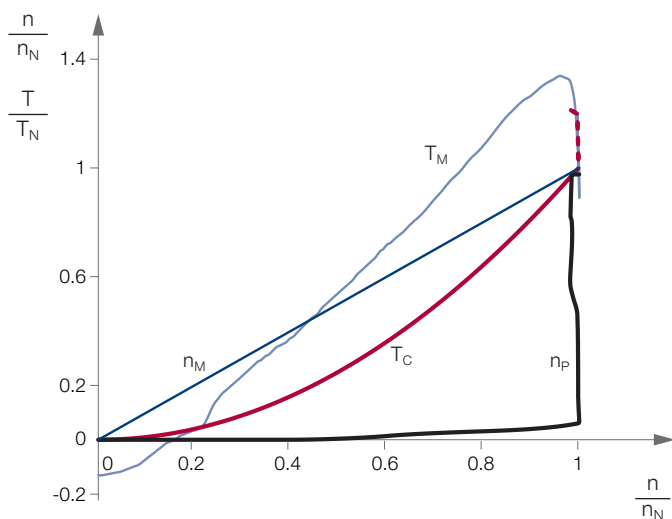
液力偶合器通常位于传动系中发动机和减速机之间。起动时,按偶合器的输入特性曲线所示发动机与从动端分开,不受其大惯性矩的影响,即发动机的起动和加速都在无负载状况下进行,此外,船用液力偶合器还拥有专门开发的(动态)输入特性曲线,可使发动机运行点避开涡轮延迟点。

液力偶合器能够降低整个传动系中的扭振。低于发动机空转转速时,其低扭转刚度一般能够改变传动系统的第一阶固有频率。此外,偶合器还可保护减速机和后续元件免受柴油发动机所产生的扭振影响,类似地,由螺旋桨推进器通过负载端传导到驱动系的扭振激励和扭矩峰值也将得到有效抑制。

图 21: 驱动系统中配备阀控充液式偶合器 (TP 型号) 船用柴油发动机的典型起动过程

输入特性曲线和船用发动机特性曲线

输出特性曲线和船用螺旋桨推进器负载特征曲线



字符说明:

- |       |           |
|-------|-----------|
| T: 扭矩 | E: 发动机    |
| n: 转速 | C: 偶合器    |
| t: 时间 | P: 螺旋桨推进器 |
|       | N: 公称值    |

液力耦合器的阻尼性能为船舶推进系统带来很多好处，这对船舶的总运行成本、乘客的安全性和舒适性、货物的安全性极为有益。

低应力使驱动元件可用性提高并降低驱动系统的磨损，延长整个驱动系统的维修间隔时间和使用寿命，这对于需要频繁和快速变化航行速度及航道状况千变万化的船舶来说尤其重要。对于螺旋桨推进器具有卡死风险的船舶，如破冰船，液力耦合器提供了有效的过载保护，可避免进一步损坏。

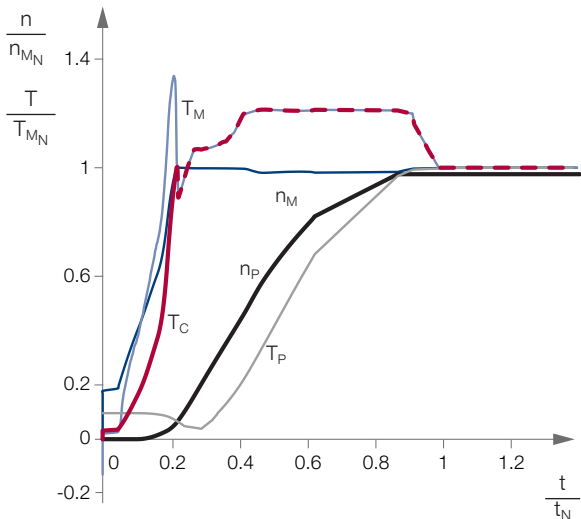
此外，驱动系统的低扭振强度和冲击载荷明显降低了噪声。

如输出特征曲线所示，液力耦合器的自动功率平衡对于 CO-DAD（柴柴联合）和 CODAG（柴燃联合）驱动装置是非常实用的功能。

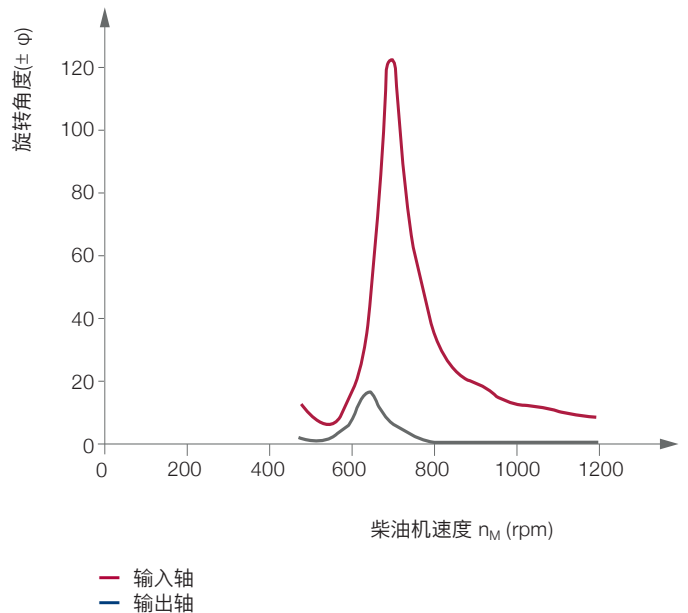
阀控充液式液力耦合器能够在 CODAD 和 CODOG（柴或燃联合）驱动系统中轻松实现耦合器切换功能（参见 4.4）。

图22：液力耦合器的阻尼功能

扭矩和速度与时间曲线



液力耦合器能够降低传动系中的扭振和扭矩峰值，同时它还可以改变谐振频率。



## 4.3 取决于旋转方向和作用方向

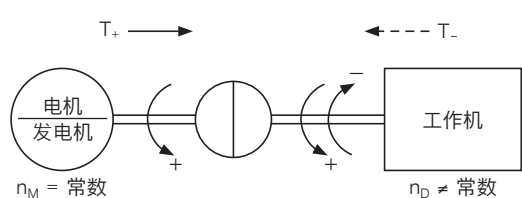
前面几章介绍了在给定转向时动力从泵轮传递到涡轮的过程。然而不同的应用会需要反向旋转和 / 或反向动力传递的特性，这种情况下叶轮功能有些变化，主动轮将承担涡轮的功能，而从动轮承担泵轮的功能。

输出特性曲线扩展为四象限，所有可能的工况都包含在内。图 23 仅显示了电机 / 发电机在规定转向下的特性曲线，以便更好地了解整体概况。通过坐标系原点映射特性曲线，得到电机 / 发电机在另一转向下的特性曲线。

第 1 和第 2 象限表示驱动装置旋转方向不同时从驱动轮到从动轮的动力传递，在第 4 象限中，旋转方向相同的情况下，动力由从动机传递到电机/发电机，从动机的速度比电机高。叶轮的对称布置设计以及液力传动原理确保了多种不同设计的偶合器的功能与驱动转向无关。大多数应用的特性曲线都仅限于第 1 象限，其他象限的特性对特殊情况或特殊工作过程具有重要意义。

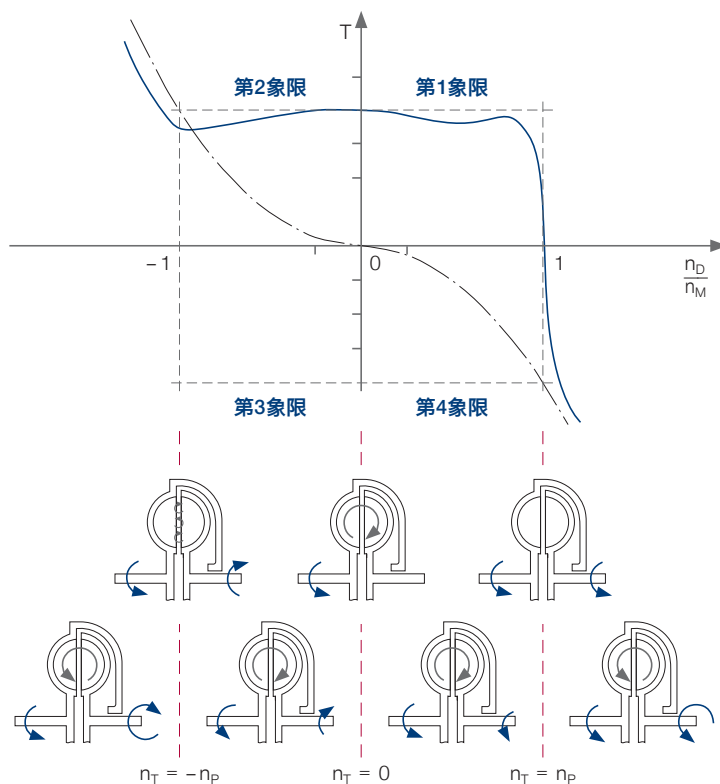
图 23 : 经过三个象限的稳定运行特性曲线,

表示工作机的三种额定速度和一个转向。



T : 扭矩  
n : 速度

字符说明：  
M : 电机 / 发电机  
D : 从动机  
P : 泵轮  
T : 涡轮  
+ : 动力流向  
电机工作机  
- : 动力流向  
工作机电机



第 2 象限中稳定特性曲线表示例如船舶推进装置中螺旋桨的可控制动和改变螺旋桨旋转方向。除此之外，速度接近于零时的水平扭矩能够提供电缆缠绕和张紧的动力。从第 1 到第 4 象限的快速过渡，能让电机驱动装置实现从电机到发电机的无间断转换。该性能对整体向下或部分向下输送的带式输送机非常有利。

标准设计中泵轮及其它部件的结构方案可依据特定象限中的运行状况。

软起动及安全耦合器的泵轮和涡轮通常采用非对称设计（如 18-19 页表格所示），当动力传递方向变化时特性曲线轨迹不同，但从第 1 象限到第 4 象限的双方向过渡都是恒定的。一种特殊设计是叶片相对于轴向倾斜布置的耦合器，也称为“倾斜叶片叶轮”（图 24），该型式的耦合器具有截然不同的自由轮功能。

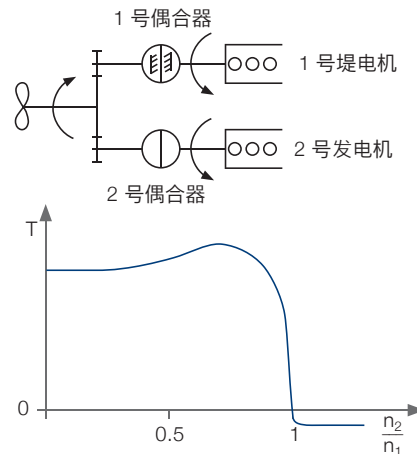
图 24：采用直叶片和斜叶片的耦合器叶轮



在双柴油机通过双齿轮装置驱动螺旋桨的船舶推进装置中，该特性尤为实用（图 25）：比如 2 号柴油机在  $n_2$  转速下通过齿轮箱驱动 1 号耦合器的输出端速度超过  $n_1$  转速，则 1 号发动机只需要极小的拖动扭矩 — 即使耦合器完全充液。对具有排空功能的调速型耦合器和离合式耦合器，甚至还可以使 1 号发动机与传动装置实现分离，从而直接关闭 1 号发动机而无需其它操作。

图 25：采用两台柴油机的船舶推进装置

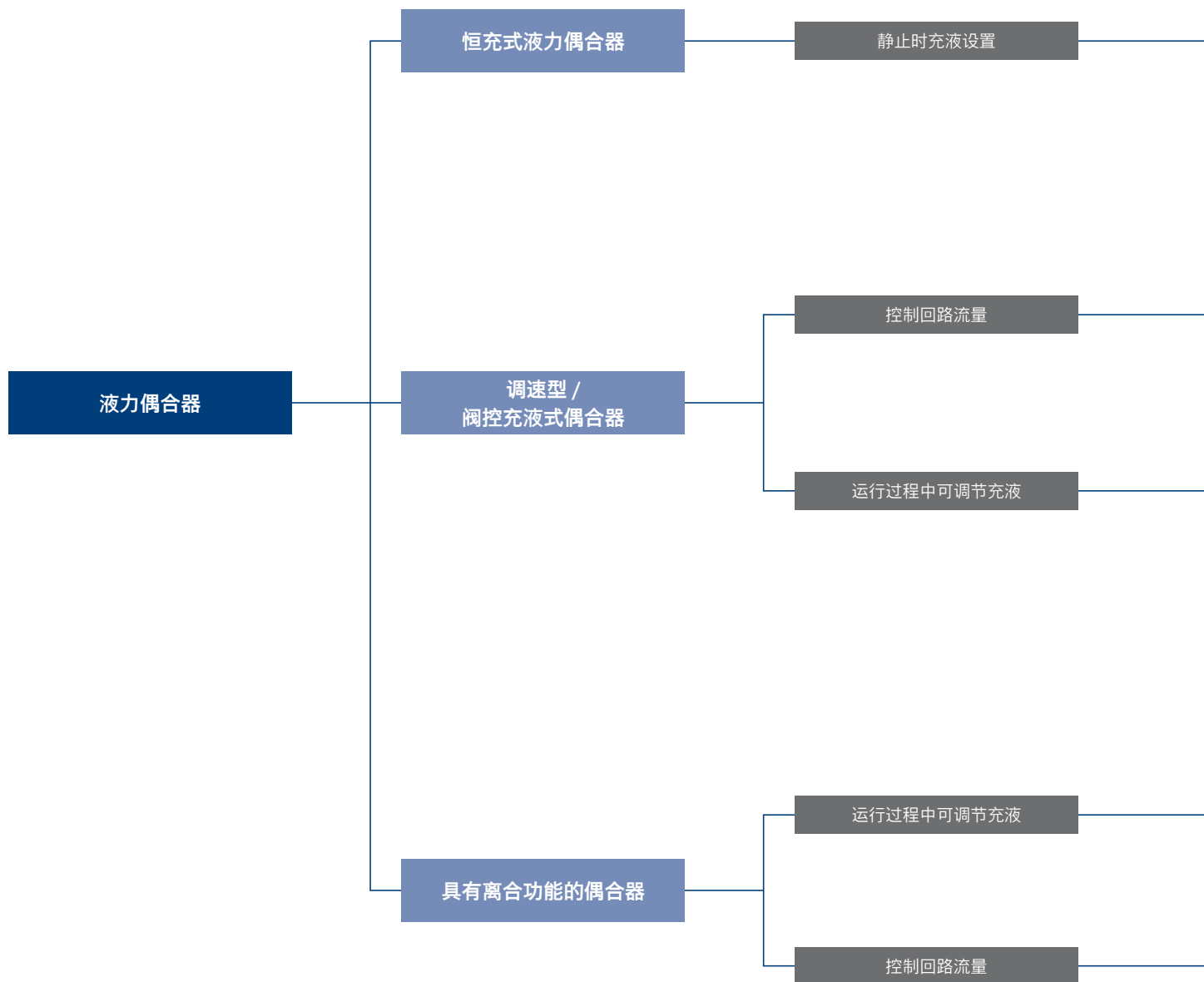
采用斜叶片的液力耦合器具有良好的自由轮功能。



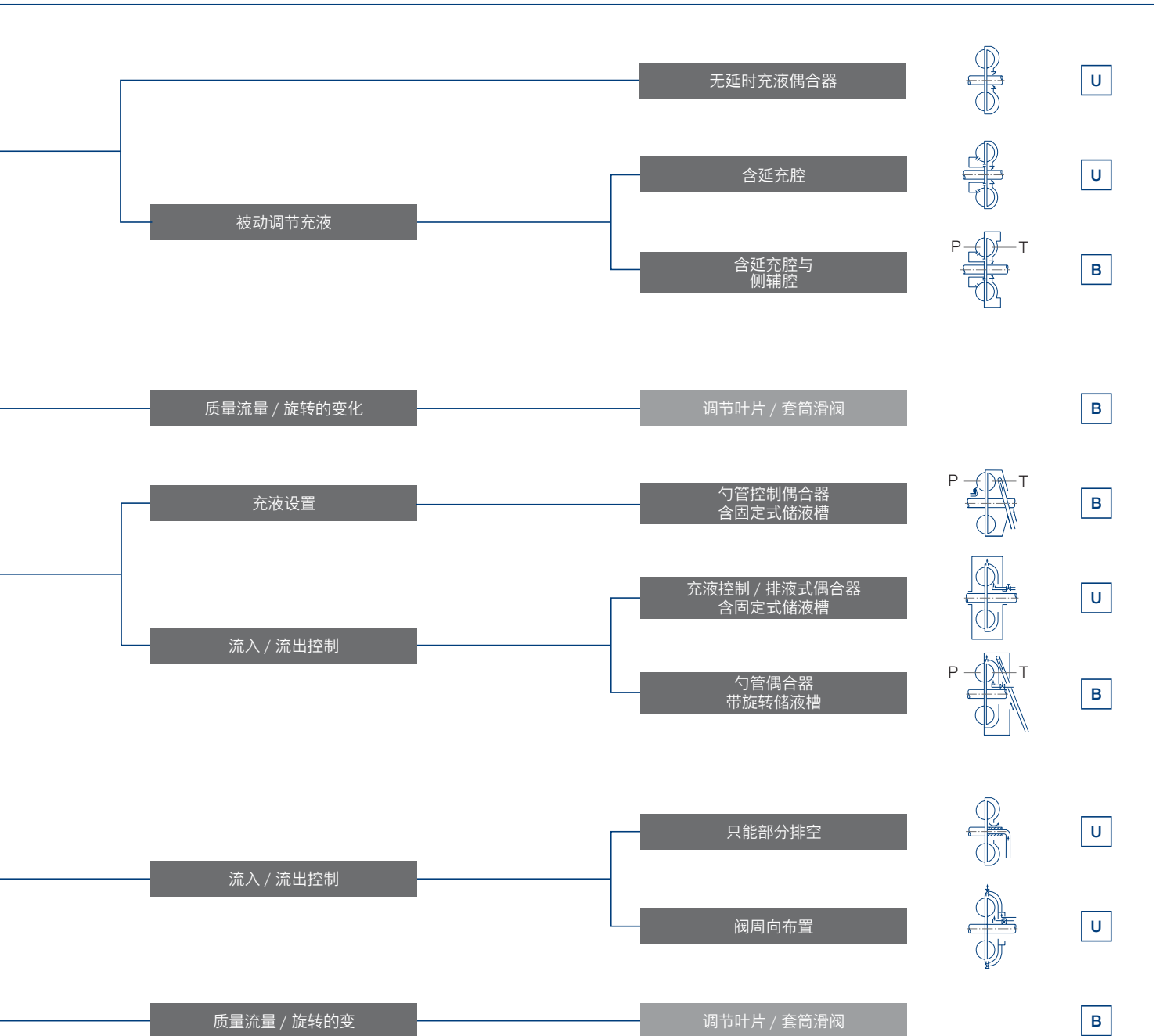
## 4.4 耦合器结构的设计

图 26 : 液力耦合器的种类

依照 VDI 2153 声明 – 根据联轴器术语设计的液力耦合器种类







U: 叶轮作为泵轮或涡轮的通用应用  
 B: 通过功能设计的叶轮的特定应用

P: 泵轮  
 T: 涡轮

#### 4.4.1 恒充式耦合器

该设计形式的耦合器主要用于启动、限制扭矩以及驱动系的扭振。

该设计的主要区别在于相邻储液腔，它们能自动控制充液和排液，对起动性能影响显著。

恒充式液力耦合器与外界是隔离密封的。初次运行前，首先需要充液，驱动的要求决定了耦合器的设计和充液量，工作液的充液量与耦合器的总容量之比被称为充液程度，耦合器通过不同的充液程度来获得特定的特性曲线（见 4.1），手动加入或排出工作液（在静止状态下）能够获得相应的特性曲线。

#### 4.4.2 调速型耦合器

调速型耦合器可以在低于驱动速度下的大范围内控制或调节从动机速度，各个最重要的工作机均可设定特性曲线的稳定工作点。

调速型耦合器拥有在持续运行过程中改变传动性能的装置，这主要通过调整充液程度来实现，调速型耦合器有一个外部工作液回路系统来调节充液量，同时也有助于冷却。

在运行过程中，充液程度可通过径向移动的勺管或通过控制工作液进口和出口的阀门和喷嘴进行调整。

#### 4.4.3 离合耦合器

离合耦合器能简单地通过排出工作液来中断驱动机和工作机之间的牵引力。

离合耦合器配有在运行过程中能在两个极限值（通常指最大和最小充液程度）之间进行转换的装置，调速型耦合器的已知设计原理特别适用于离合耦合器。

## 4.5 液力特性, 优点与好处

液力耦合器能够通过其工作原理以多种形式改变驱动系统中的能量传递。所需的扭矩和动力传递特点以及对整个系统性能的影响, 原则上决定着耦合器的选型。

这些传动特点对恒充式液力耦合器来说尤其重要, 因为其工作原理是无外部控制。

下表汇总了恒充式液力耦合器最重要的液力特点, 同时介绍了整个系统因此而获得的优点和好处:

### 福伊特液力耦合器在驱动系的优点和好处

液力特点	优点、好处
耦合器 – 不是工作机 – 决定着电机对驱动系统的功率输出	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 电机 – 无负载启动加速</li> <li>+ 工作机的平缓加速</li> <li>+ 不需采用过大的电机</li> <li>+ 使用低成本的标准电机</li> </ul>
耦合器限制了在驱动系内与速度相关的最大扭矩	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 过载和卡死保护</li> <li>+ 不需选用过大的驱动部件</li> <li>+ 无需选用与驱动系统相关的过大工作机</li> <li>+ 保护整个系统的所有部件并延长使用寿命</li> </ul>
耦合器的输入和输出端实现系统分离, 通过液体流动进行拖动	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 无磨损传动</li> <li>+ 最低的维修保养成本</li> <li>+ 对于多电机驱动装置:                             <ul style="list-style-type: none"> <li>- 各个电机延时启动, 以降低负载</li> <li>- 改善了功率平衡</li> </ul> </li> </ul>
缓冲和 / 或隔离扭振及扭矩峰值 <sup>1</sup>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 改善驱动系统以及整个系统的动态特性</li> <li>+ 保护整个系统的所有部件并延长使用寿命</li> </ul>
<b>仅限于恒充式耦合器:</b> 通过手动充入工作液或排出工作液可简单地设定传动性能 (静止时)	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 能够适应运行相应的工况</li> <li>+ 对多电机驱动装置可调节功率平衡及无负载波动</li> </ul>
<b>仅限于调速型耦合器:</b> 通过控制工作液的充入或排出简单地设定传动性能 (在运行过程中)	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 适应应用的需求来控制或调节启动和运行过程</li> <li>+ 多电机驱动时可控制功率平衡</li> <li>+ 可控制排空, 以中断驱动系的动力传递</li> </ul>
<b>仅限于离合耦合器:</b> 通过控制工作液的充入或排出可简单地设定传动性能 (在运行过程中)	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ 可控制切换驱动系中的动力传递</li> </ul>

<sup>1</sup> 在传动过程中, 输入或输出的低频扭矩波动得到极大的抑制, 高频扭矩波动几乎完全不传递 (见 2.1)。对系统的这一积极的特性可以从物理 – 数学的角度来阐述 (开尔文模型)。

同时拥有多个优点和好处是液力传动独有的特点。没有其它简单的、低成本的技术能够达到这样的效果。

# 5 液力耦合器作为软起动和安全耦合器

按照 VDI 2153 声明从功能的角度将耦合器的设计分为恒充式耦合器、调速型耦合器和离合耦合器在实践中并不常见，驱动工程师一般更喜欢从应用的角度将其分为软起动及安全耦合器和调速型耦合器。

在大多数情况下，起动驱动系统并防止驱动系出现过载通常都可以通过恒充式液力耦合器来实现，对于更为复杂的驱动要求，可以选用多种阀控充液式耦合器。

用于带式输送机的阀控充液式液力耦合器



## 5.1 恒充式耦合器

恒充式液力耦合器供货时不充液并处于“安装就绪”状态，初次运行前在静止状态下充液，启动和传动性能的要求决定了充液量（见 4.1）。



图 27：恒充式液力耦合器的 3D 截面模型（含工作液）

### 5.1.1 基本设计特点

最简单的福伊特液力耦合器（T 型）仅由几个主要部件组成，没有相联的附加储液腔，外叶轮与壳体一起构成了工作腔，与轮毂相联并与外部密封隔离，内部部件由固定在一起的轮毂和内轮组成。为了补偿极小的装配精度偏差，在同轴安装情况下轴系需要一个联轴器。

具体取决于外形结构，形成不同的特性曲线轨迹。主要为内叶轮专门开发的叶轮形状，它取决于要求提供特定的特性曲线。耦合器的设计决定了驱动方式（内 / 外轮驱动）。如有变动需要经过重新检查，特别是在扭矩限制和散热方面。

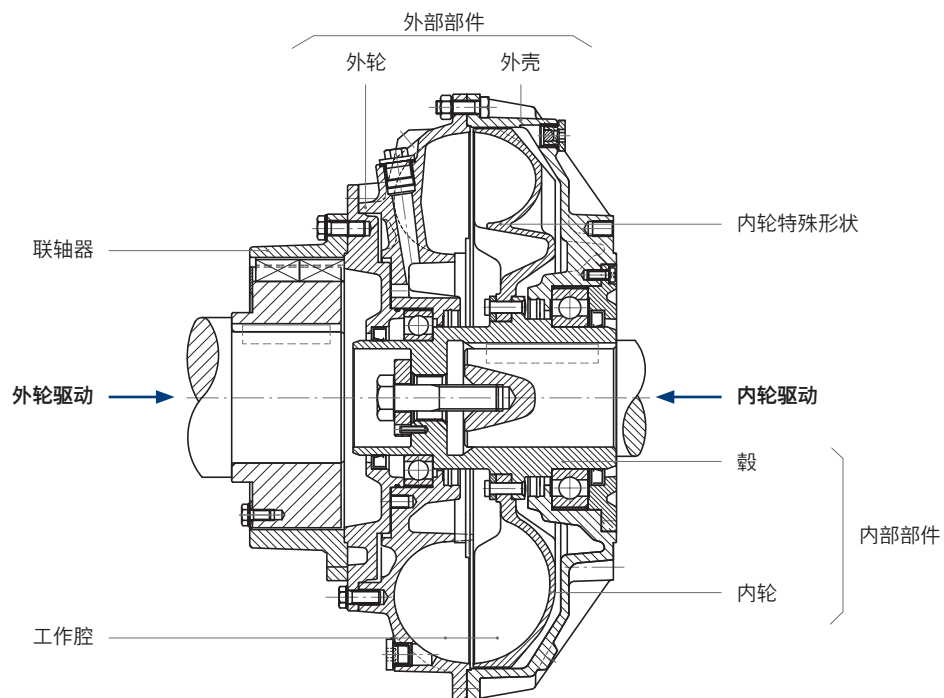
这种具备建设性意义的基本形式尚未明确叶轮作为泵轮或涡轮的功能，叶轮功能的确定须通过明确的装配指示或输入端和输出端上不同的毂孔直径来实现。叶轮的性质是不确定的，应按其位置选择：内轮与外轮。

两种安装形式都能确保动力的传递，

1. 通过外轮驱动：外轮驱动
2. 通过内轮驱动：内轮驱动。

图 28：所有恒充式或同轴安装液力耦合器的基本设计，

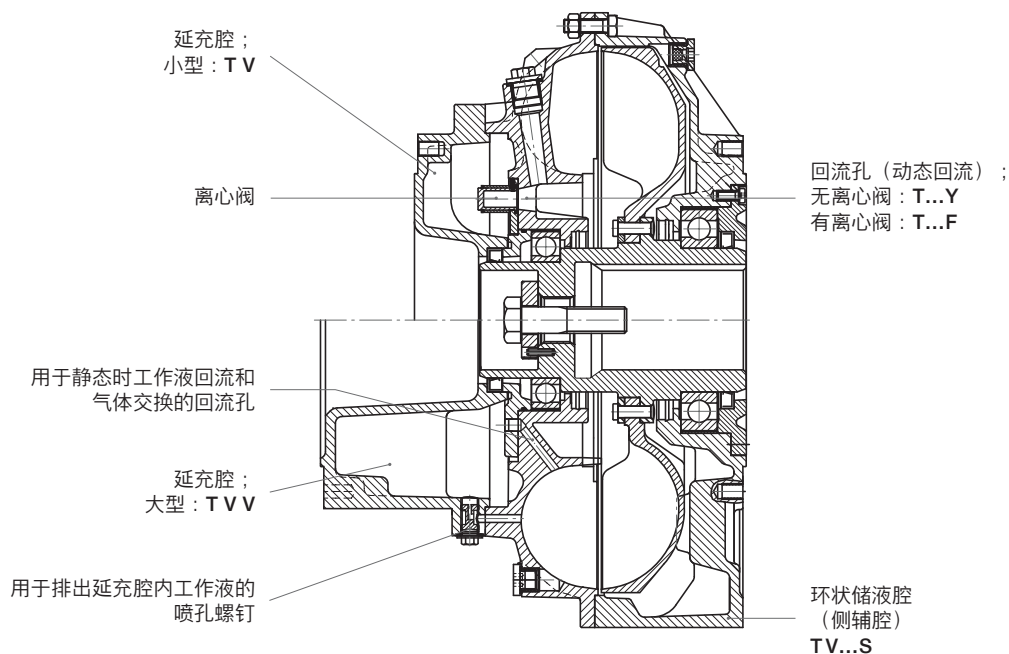
采用弹性联轴器的 T 型液力耦合器。



### 5.1.2 多种功能型号范围

福伊特在开发多功能模块化型式的恒充式液力偶合器方面具有数十年的经验，而这些都基于几个主要组件和控制特点，此模块化概念能够满足启动和运行性能所需的各种要求。通过固定的喷孔或离心阀实现相工作腔与邻储液腔的容积交换功能，从而得到与速度、时间和滑差相关的多种不同特性曲线。

图 29：多功能偶合器设计特点

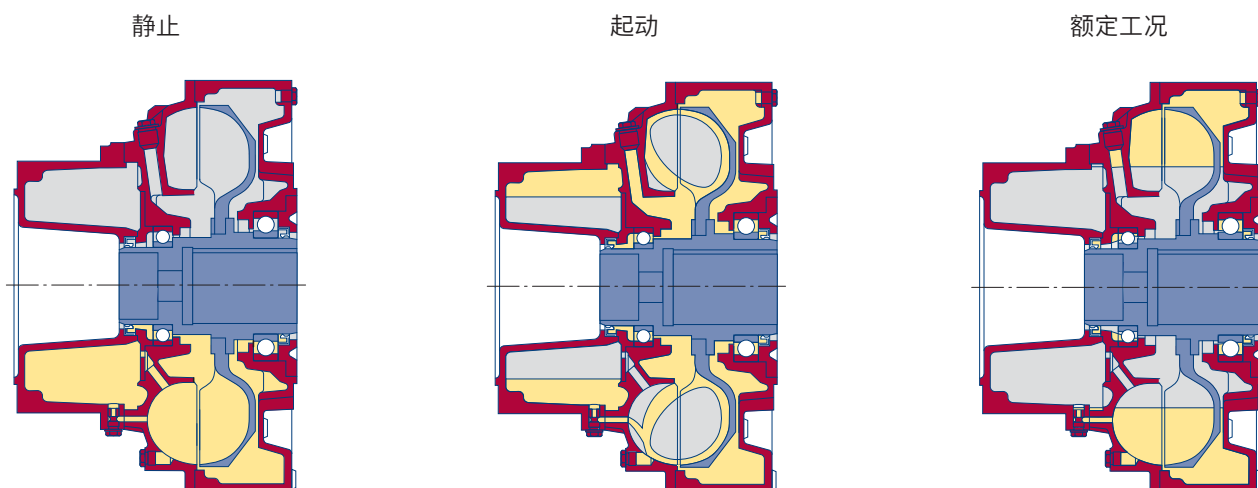


## 达到多功能类别范围的设计特点

福伊特型号标示	设计特点	功能描述
T	基本设计	工作腔充液量决定起动和工作性能。
TV	普通延充腔	延充腔会在静止状态时存储部分工作液。
TVV	加大延充腔	在起动过程中，延充腔内的工作液会经喷孔进入工作腔。
TV...S	延充腔和侧辅腔	延充腔和侧辅腔在静止状态时存储部分工作液。 在电机起动提速过程中，部分工作液从工作腔进入侧辅腔。 在起动过程中，延充腔内的工作液会经喷孔进入工作腔。
TV...Y	延充腔和回流孔	延充腔在静止状态时存储部分工作液。 电机起动加速过程中及滑差较大时，工作腔内的工作液会通过回流孔部分回流至延充腔。 当滑差减小（工作机速度上升）时，工作液回流过程停止，延充腔内的工作液会经喷孔进入工作腔。
TV...F	延充腔和离心阀	延充腔在静止态时存储部分工作液。 电机起动加速过程中及滑差较大时，如果离心阀打开，则工作腔内的工作液会通过回流孔持续回流至延充腔。 在电机即将达到额定速度（上限关闭速度）时，离心阀关闭，工作液回流过程停止，延充腔内的工作液会经喷孔排入工作腔。 在不稳定的供电系统中，电机起动会导致电压下降，离心阀在较低的切换速度下打开可使工作腔内的工作液将通过回流孔部分进入延充腔，电机的负载将得以缓解，其速度可以再次提升。 该运行循环周期将一直重复，直到供电系统稳定下来或者系统中的保险断电。

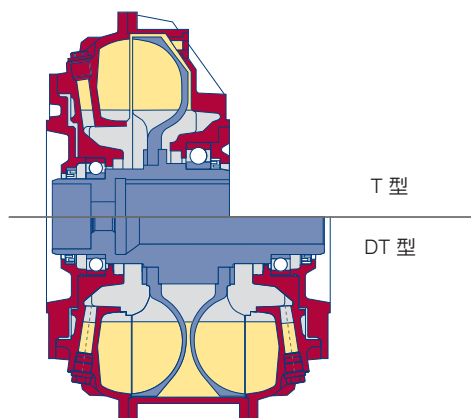


图 30 : TVVS 型液力耦合器内的工作液分配



模块化类型的另一种形式是双腔耦合器（图 31，DT 型）。DT 型耦合器的两个液体回路原则上同步工作，因此相同的外径能够传递双倍的动力，功能上的差别很小。

图 31 : 单腔和双腔耦合器 (T / DT) 的比较



### 5.1.3 选型标准和液力特点

#### 功率特性曲线

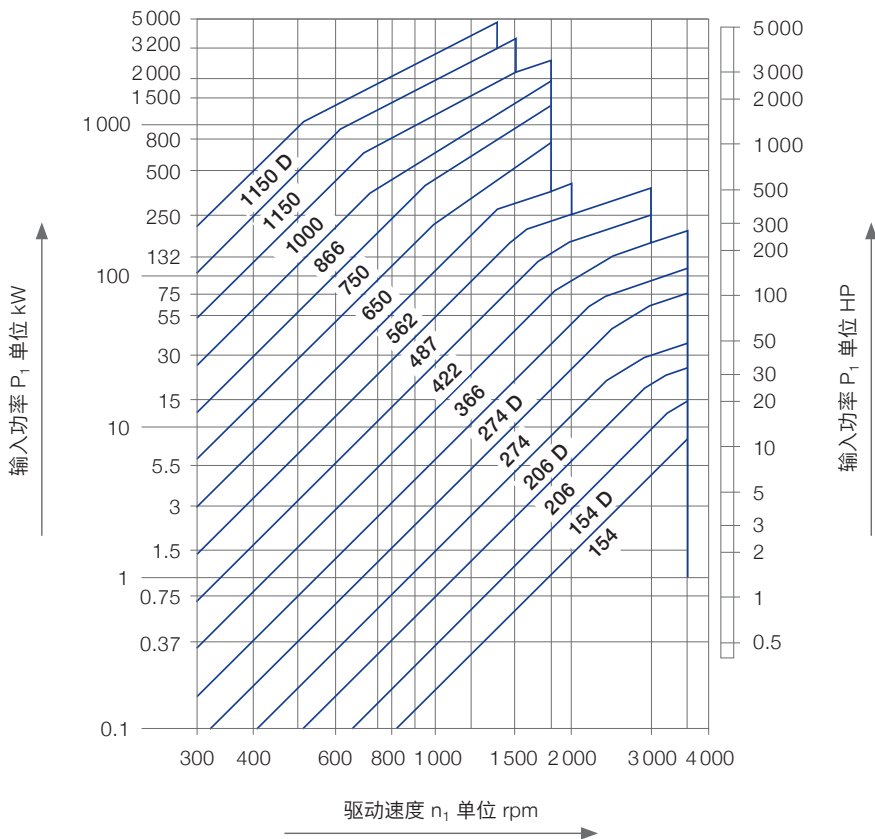
按规定，福伊特模块化恒充式液力耦合器的主要部件相同，尤其是泵轮和涡轮。因此，只需一组功率特性曲线便能涵盖所有类型 - 假设耦合器使用的工作液（相同密度）相同。

工作机功率和电机的额定速度是耦合器设计的必需元素，是决定耦合器尺寸的主要依据。给定的轮廓直径是功率特性曲线中的一个参数。尺寸大小与最小合理滑差时的功率变化为 2 : 1 的对应关系。

由于  $P_p \sim D_p^5 | \omega_p = \text{常数}$  (见 3.2.3) 因此递增比为  $1:\sqrt[5]{2}$ 。

图 32 : 福伊特恒充式液力耦合器功率特性曲线

工作液：矿物油



偶合器主要部件的材料强度决定了其最大的允许速度。根据功率数据初步估算出偶合器尺寸之后，需要按照应用条件来确定偶合器的设计和型式。

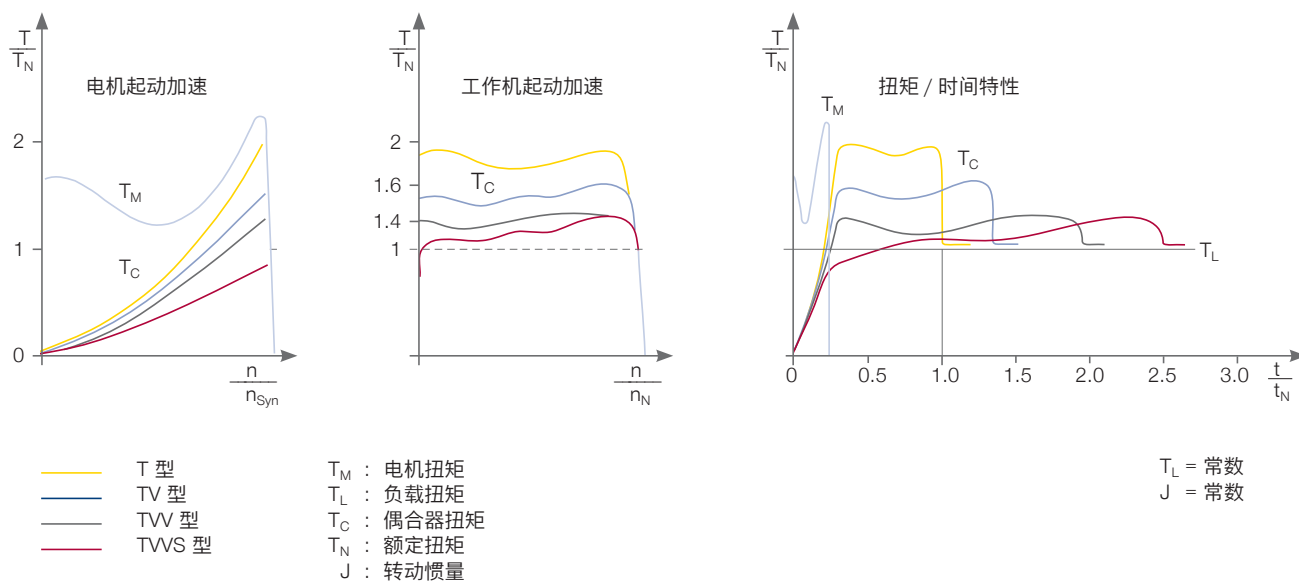
最后需要校核偶合器的热负荷。通常每次带有滑差的起动过程中，至少有一半的能量转换为热能。因此，热容量和散热量是正确选择软起动偶合器的重要因素。

### 特性曲线

各种不同设计的液力偶合器的特性曲线明显不同（见 4.1），决定了偶合器不同的起动特性。对于绝大多数的应用，偶合器的时间特性曲线（见 5.1.2）一般能够满足使用需要。

图 33：使用不同类型偶合器时恒负载扭矩和转动惯量的工作机起动特性比较

电机为鼠笼式异步电机。



## 5.2 阀控充液式液力耦合器

该类型耦合器与驱动系统的结合有很多不同形式。在最简单的情况下，供货范围仅包括泵轮和涡轮以及外壳；工作液的供给及控制件属于整体系统的一部分。对于更复杂的要求，可以使用带有工作液供给、冷却、监控及系统控制的自支撑式耦合器。

### 5.2.1 基本设计特点

阀控充液式液力耦合器主要是整机供货。旋转部件、箱体及工作液供给设备将在现场联接到驱动系统。图 34 和图 35 显示了外部支撑式与自支撑式耦合器，采用“TP”和“TPK”控制方式的单腔或双腔耦合器。

#### 控制原理 TP：

充液泵从油箱向耦合器供工作液，同时工作液通过耦合器外壳上的喷孔流出并进入箱体。通过调节入口流量与出口流量，即可对传动性能加以控制。由泵轮和外壳组成的（工作）腔以与电机相同的速度旋转，该旋转腔的液体产生旋转压力流出工作腔，具体流量取决于外壳上喷孔的直径。工作液流入导致工作腔充液量增加，从而产生更高的扭矩传递能力，相反时也同样适用。在任何情况下，泵的最大流量必须大于耦合器全充液状态下的出口流量，外壳内部的溢孔决定充液程度，起动过程通过适当调节入口流量进行控制或调节。

#### 控制原理 TPK：

该原理基于进入旋转工作腔的调控充液量。工作液同样通过喷孔流出工作腔，但在这里会流入与泵轮联接的环形壳体。一个动压泵（固定勺管）可以利用虹吸原理使工作液从该环形壳体流出，然后通过集液环进入热交换器，最后再回到工作腔，这样就形成了一个外部封闭的工作液回路，通过从外部回路中注入或排出工作液，可以间接改变工作腔充液量。充液泵的流量仅取决于所要求工作腔的充液时间。与 TP 原理相比，TPK 原理的优势在于具有较高的控制精度、较小的工作泵和较高的整体效率。

图 34 : TP 型外部支撑式双腔阀控充液式液力偶合器

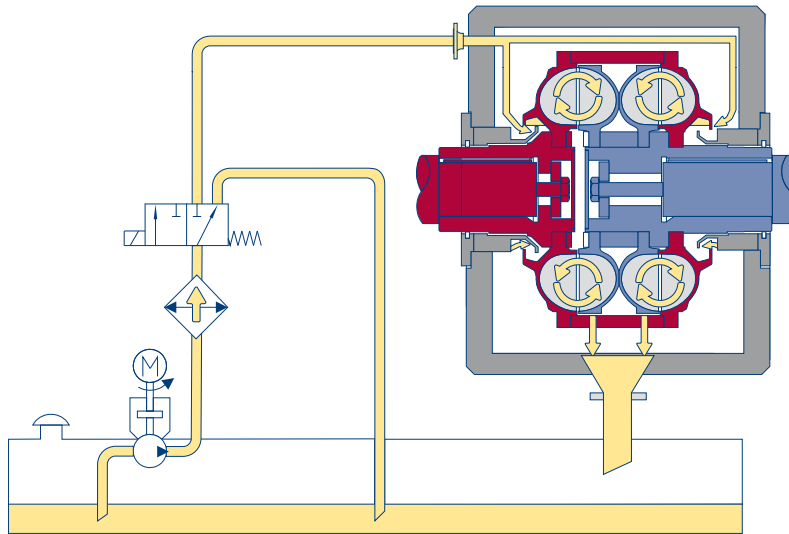
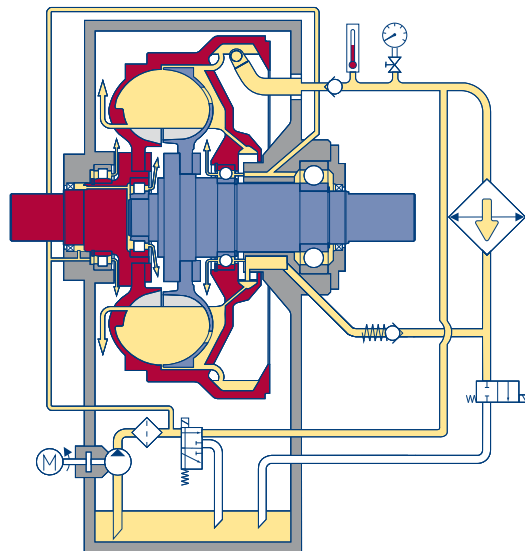


图 35 : TPKL 型自身支撑式单腔阀控充液式液力偶合器



### 5.2.2 按应用划分的型号范围

阀控充液式液力耦合器在驱动系统的各种不同组合要求具有非常灵活的设计和供货范围。而目前的趋势是结构紧凑，自身支撑式，并集成的工作液供给系统的设计。

### 5.2.3 选择标准与液力特点

阀控充液式液力耦合器的主要元件源于调速型耦合器系列。本质上，就是叶轮腔型和工作液回路中的功能元件的设计。阀控充液式液力耦合器的功率特性曲线与恒充式液力耦合器的是一致的，因为两种设计类型的轮廓直径以及多个设计的极限值均是相同的，在这情况下，工作机的功率和电机的额定转速也是确定耦合器尺寸的主要因素。应用条件和使用条件一起构成了确定控制原理、部件范围、工作液的供应以及控制和监控设备的主要因素。

#### 阀控充液式液力耦合器的应用特点

设计特点	标准变化形式	备注
控制原理	TP	单系统，但控制精度较低
	TPK	高控制精度和良好的整体效率
工作腔数量	单腔耦合器	最小安装长度
	双腔耦合器	相同外径情况下动力传递是单腔耦合器的两倍；轴向力大部分得到平衡
工作介质	矿物油	良好的抗汽蚀和抗腐蚀能力
	水	非可燃的环保工作液
组件范围	泵轮、涡轮和外壳	灵活安装于驱动系统
	泵轮、涡轮、外壳和箱体	安装于标准驱动系统
	输入端和输出端带轴承耦合器	独立装置
	驱动或输出端带轴承的耦合器	安装装置
工作液供给	外部	驱动系统组件
	与冷却器分离	模块化设计
	箱体集成冷却器	完全独立的装置
控制/调节	外部	-
	仅控制充液和监测	-
	系统控制、调节和监测	-

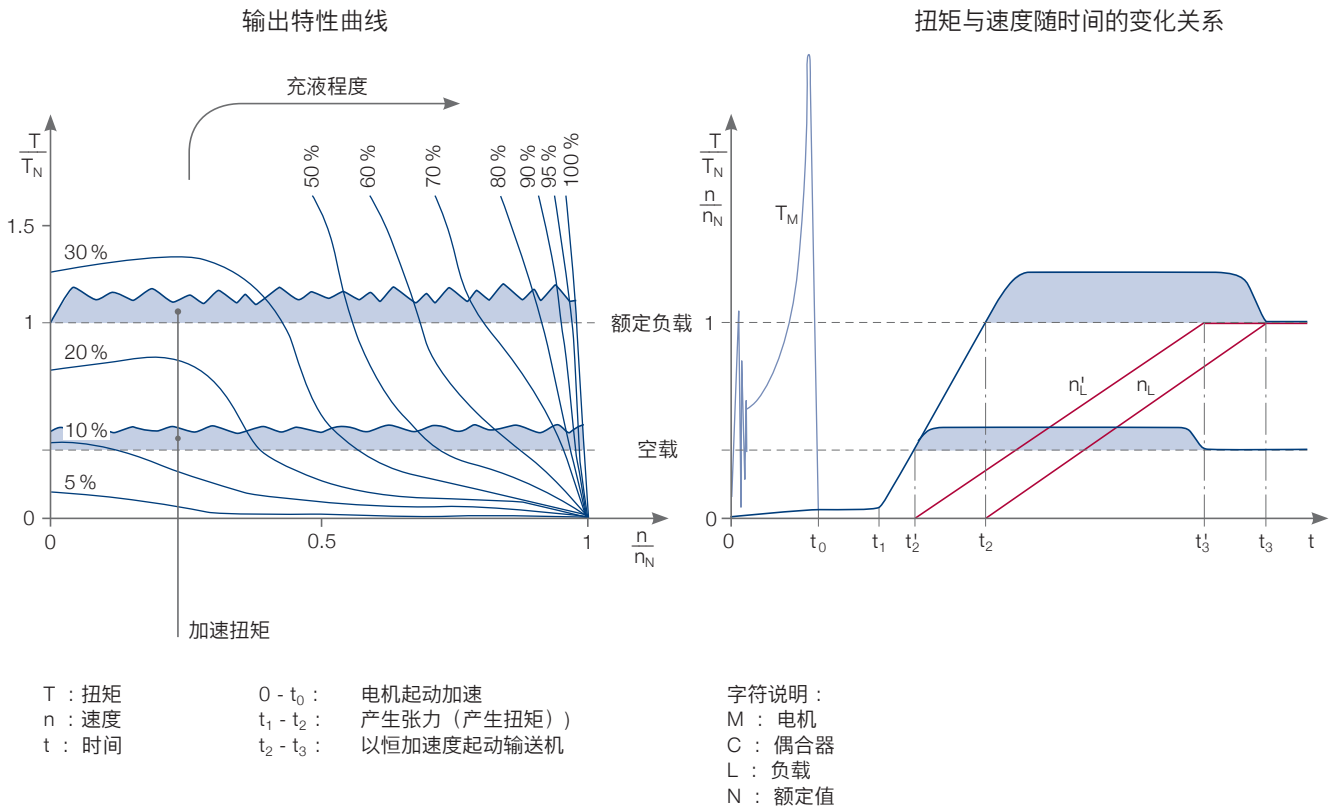
图 36 介绍了带式输送机的两种起动过程 - 阀控充液式液力耦合器的一种典型应用。加速张紧程度和持续时间会直接影响采购成本和使用寿命。随时间增加的扭矩以及扭矩大小的严格控制成为了输送系统重要的设计标准。

泵轮和涡轮与调速型耦合器系列中的相同，能够产生多种输出特性曲线，通过适当的控制或调节，可以确保带式输送机能在严格的预定范围内按照负载的要求起动。

带式输送机驱动装置使用的阀控充液式液力耦合器，如 4.2.1 节的例子所示，为整个系统带来了显著优势。从时间上看，电机的起动加速和输送机的起动是相互独立的。起动异步电机时产生的扭矩峰值 - 可以达到额定扭矩的 4 至 5 倍 - 不会对整个系统造成影响，即使是具有低起动扭矩的高电压电机（工作系数低于 10）也能安全起动提速，这得益于液力耦合器的负载分离特性。对于多电机驱动和较差的供电系统，它可以实现单个电机的延时起动，从而对供电系统加以保护而无需采取进一步措施。在所有电机起动之前，各个耦合器将保持排空状态，扭

矩的增加 - 以及随之产生的皮带张力 - 能根据皮带的质量以可控方式平稳增加。扭矩可以限制在严格的范围内，具体取决于负载。阀控充液式液力耦合器的另一种典型应用是井下采煤用的刮板输送机驱动装置，上述液力传动的系统特性同样适用于这种工况。

图 36：采用阀控充液式液力耦合器（TPK 型）的带式输送机驱动系统在带载或空载情况下的起动过程。



## 5.3 材料

液力模型的基本参数包括扭矩、速度和工作液的特性，这也决定了偶合器主要部件材料选择。图 52 所示为最重要的材料选择标准。

### 偶合器主要部件的材料选择参数

性能	几何外形、叶轮形式、液流通道、密度、质量
应力因素	离心力、液体压力、力矩、温度变化产生的应力
制造	原材料、加工、装置和模型的成本
流程适用性	维护成本、耐腐蚀性、抗磨损性（对于被污染的工作介质）、火花形成性（在有潜在爆炸可能的区域）

中等应力及小型恒充式液力偶合器系列的主要部件倾向于使用铸铝合金，此类合金具有良好的强度与密度，重量轻和加工性能好等特点，对于中型系列，材料选择是最经济生产方法的关键，对于大型系列，自动化钢板轻质结构通常最具成本效益。

对于高速产生高应力的情况，采用经电化学处理或机械加工的铸钢或调质钢是很好的材料选择。

在船舶推进装置中，一般由应用条件决定材料的选择，典型情况是小批量、大尺寸和较大应力。例如，铝合金具有防磁性；球磨铸铁在冲击应力下具有更高的伸长率；钢板让叶片焊接更具成本效益，而青铜具有良好的抗腐蚀性。

## 5.4 工作液

在液力偶合器中，圆周流动的液体将动力从泵轮传递到涡轮，因此工作液尤其重要，对于整个系统而言是一项重要的设计元素。工作液的密度和粘度至关重要，另外还需考虑因功率损失所产生的并随后传导到偶合器组件的热量。

在实际使用中工作液必须具备的特性很多，具体取决于偶合器的设计及其与系统的整体结合。工作液可根据动力传递、材料兼容性、应用范围以及运行能力等参数进行选择，此外还需考虑耐磨轴承的最小润滑油量及密封材料的兼容性。

### 5.4.1 标准工作液

ISO VG 32 粘度等级以内的 HLP（矿物油基）液压油可用作液力偶合器的标准工作液。设计文件中的详细信息，特别是特性曲线通常与工作液有关。

粘度对动力传递影响显著，因为它对流体回路内的摩擦具有相当大的影响。粘度越低，液流通道中圆周流动的工作液速度损失也越少，在允许的温度范围内使用标准工作液，则粘度对特性曲线的影响通常可以忽略。

在特殊情况下，如在低温下使用，可选用相应的粘度级别。在该情况下，需要检查运行性能（特性曲线）所受的影响。



液力偶合器工作液的要求图表

要求	工作液特性	工作液类别					
		恒充式液力耦合器的最低要求	阀控充液式耦合器的附加要求	标准	H <sub>2</sub> O, HFA	HFD-U <sup>1</sup>	HEES <sup>1</sup>
能量传递	高密度	●		✓	▲	▲	▲
	低粘度	●		✓	▲	✓	✓
	高粘度指数	●		✓	▲	▲	▲
	高比热	●		✓	▲	✓	✓
	高工作温度	●		✓	▽	▲	▲
具成本效益的生产 (材料和部件)	充分的防腐	●		✓	K	✓	✓
	无有色金属反应	●		✓	K	✓	✓
	最小汽蚀趋势	●		✓	▽	✓	✓
	抗氧化 / 老化	●		✓	▲	✓	✓
	与密封材料兼容	●		✓	✓	✓	✓
	具备最低润滑的能力	●		✓	K	✓	✓
	良好的进气/-传送		●	✓	▲	▶◀	▶◀
	最小泡沫形成		●	✓	▲	▶◀	▶◀
	压力稳定		●	✓	▲	✓	✓
	充分的耐磨保护		●	✓	▽	✓	✓
	非水解		●	✓	▲	▽	▽
广泛的应用 (安全、环境和外部效应)	无毒	●		✓	▲	▲	▲
	适用于低温	○		▶◀	-	▶◀	▶◀
	不燃的F	○		-	▲	S	-
	环保的 W	○		-	▲	W	▲
使用性	全球有售	●		✓	▲	▽	▽
	与防腐剂兼容	●		✓	K	✓	✓
	可安全弃置	●		✓	▲	▽	▽
	有成本效益	●		✓	▲	▽	▽

● 必需的  
 ○ 特殊应用  
 ✓ 能满足标准  
 ▲ 高于标准  
 ▽ 低于标准  
 - 不符合  
 ▶◀ 有可能改变  
 K: 要求采取建设性措施  
 S: 阻燃  
 W: 注意水危害级别

<sup>1</sup> HFD-U 和 HDS 的要求仅适用于经测试的型号

#### 5.4.2 特殊工作液

地下采矿业或水保护区域等重要应用通常不会选择矿物油作为工作液。对于恒充式液力耦合器和阀控充液式液力耦合器，要求使用经批准的不燃或阻燃并环保的工作液。

水或 HFA 液（油水乳状液）能够满足地下采矿的要求。多个缺点限制了它在该领域的广泛应用，低工作温度和汽蚀趋势限制了耦合器的功率图谱。

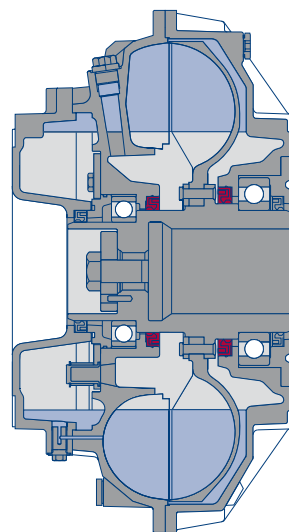
图 37: 所示是允许使用水或 HFA 工作液的液力耦合器所要求的设计措施。特别是采用了如下设计：

- 用于密封轴承腔的轴承油封
- 轴承的润滑采用低粘度润滑脂（注入长寿命润滑脂）
- 不锈钢
- 经阳极硬化，氧化处理的铝铸件
- 低温易熔塞

耐火 HFD-U 液（无水，人造成液体）的进一步研发展现了更友好的特性，它不需要液力耦合器进行额外的设计。与此同时还开发了合成酯类可生物降解的工作液（HEES 工作液）。两种工作液都成功通过了台架试验并已投入使用。

图37：恒充式液力耦合器，

工作介质可以是水或HFA



### 5.4.3 恒充式液力耦合器的特殊设计

恒充式液力耦合器的一个设计特点，必须考虑到工作液：耦合器与外部密封隔离，耦合器内部的气体或液体不易与外部环境交换。因此必须采取措施限制热力产生的内压：充液口的设计使得充液量最高只可以达 80%。

耦合器表面的设计，确保在起动过程及正常运行中产生的滑差热量能够很好的传递散发。起动频率有可能需要受到限制，以减少热应力。

另外，安装热极限开关能在温度过高时作出反应 - 在达到热应力极限值之前。另外安装热测量装置特别有帮助，不仅可以监测温度，还能优化运行过程的控制（比如达到负荷极限时）。

所有的恒充式液力耦合器还配有易熔塞，一旦超过热应力极限值时便会熔出开孔。工作液从该孔排出，而驱动也因此中断。

液力耦合器非接触式温度测量设备



福伊特驱动技术系统（上海）有限公司  
北京销售分公司  
北京市朝阳区曙光西里甲5号  
凤凰置地广场F座1801  
电话：8610 5665 3388  
传真：8610 5665 3333  
startup.components@voith.com  
www.voith.com/fluid-couplings

**VOITH**  
Engineered Reliability