

8. 概 论

液压泵和液压马达是液压系统中主要的能量转换元件。液压泵把机械能转换成液压能,而液压马达则把液压能转换成机械能。因此,液压泵的输入参量为机械参量,输出参量为液压参量;液压马达则正好与其相反。本篇将叙述液压泵和液压马达。

8.1 液压泵和液压马达的分类

8.1.1 液压泵的分类

液压泵的分类见表 8.1-1。

8.1.2 液压马达的分类

液压马达的分类见表 8.1-2。

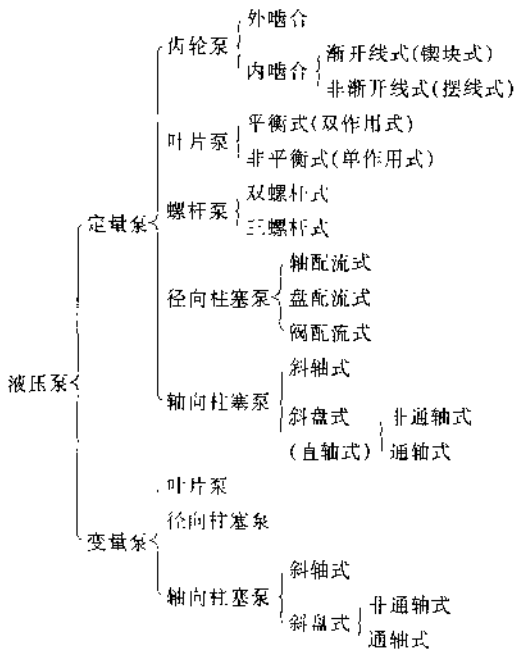
8.2 液压泵和液压马达的主要参数和常用计算公式

8.2.1 液压泵的主要参数(见表 8.2-1)

(1) 排量 $V(\text{cm}^3/\text{r}$ 或 $\text{mL}/\text{r})$

理论排量 液压泵每转一周排出的液体体积。其值由泵密封容积几何尺寸的变化计算而得,也叫几何

表 8.1-1 液压泵的分类



排量。

空载排量 在规定最低工作压力下,泵每转一周排出的液体体积。其值用以下办法求得:先测出对应两种转速的流量,再分别计算出排量,取平均值。理论排量无法测出,在实用场合往往以空载排量代替理论排量。

有效排量 在规定工况下泵每转一周实际排出的液体体积。

(2) 流量 $q(\text{m}^3/\text{s}$ 或 $\text{L}/\text{min})$

理论流量 液压泵在单位时间内排出的液体体积。其值等于理论排量和泵的转速之乘积。

有效流量 在某种压力和温度下,泵在单位时间内排出的液体体积,也称实际流量。

瞬间流量 液压泵在运转中,在某一时间点排出的液体体积。

平均流量 根据在某一时间段内泵排出的液体体积计算出的,单位时间内泵排出的液体体积。其值为在该时间段内各瞬间流量的平均值。

表 8.1-2 液压马达的分类

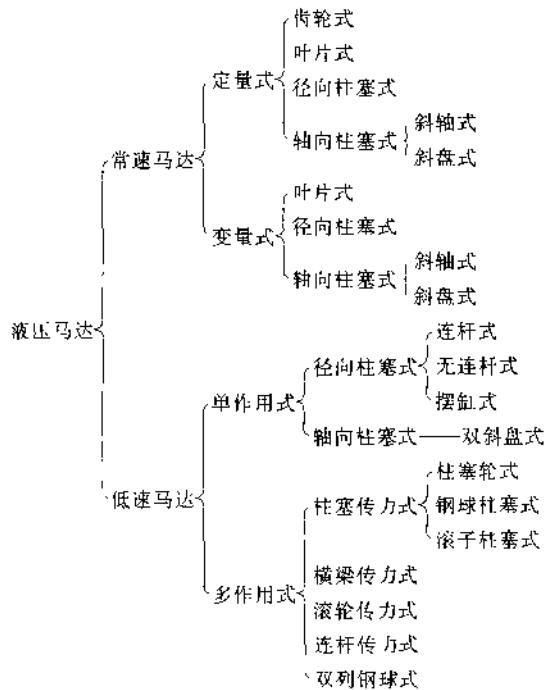


表 8.2-1 液压泵和液压马达的参数和功率流程

The diagram consists of two parts, (a) and (b), each showing a circular hydraulic component with internal flow paths and external pressure/flow connections.

(a) Hydraulic Pump: Shows input pressure p_1 at the bottom and output pressure p_2 at the top. Internal flow paths are labeled with $T^p \omega^p = \Delta p^p \Delta q^p$ and $\Delta T^p \omega^p$. External power flow is shown as $P_1^p = T^p \omega^p$ entering and $P_2^p = p^p q^p$ exiting.

(b) Hydraulic Motor: Shows input pressure p_1 at the top and output pressure p_2 at the bottom. Internal flow paths are labeled with $\Delta p^M \Delta q^M$ and $\Delta T^M \omega^M$. External power flow is shown as $P_1^M = p^M q^M$ entering and $P_2^M = T^M \omega^M$ exiting.

主体符号	名称	常用单位	上标或下标符号	意义
p	压力	MPa	B	液压泵的
$\Delta p = p_1 - p_2$	压力差	MPa	M	液压马达的
q	流量	L/min	τ	理论的
Δq	泄漏量	cm ³ /s, cm ³ /min	e	有效的
T	转矩	N·m	1	输入的
ΔT	摩擦转矩	N·m	2	输出的
ω	角速度	1/s		
P	功率	kW		

额定流量 泵在额定工况下的流量。

除极个别地方外,本书所论及的流量均指体积流量,故流量符号 q 不加任何区别流量性质的角标,如体积流量为 q_v ,质量流量为 q_m 等。

(3) 压力 p (MPa)

额定压力 液压泵在正常工作条件下,按试验标准规定能连续运转的最高压力。

最高压力 液压泵能按试验标准规定,允许短暂运转的最高压力(峰值压力)。

例如某泵额定压力为 21MPa;最高压力为 28MPa,短暂运转时间为 6s。

工作压力 液压泵实际工作时的压力。

(4) 转速 n (r/min)或角速度 ω (1/s)

额定转速 在额定工况下,液压泵能长时间持续正常运转的最高转速。

最大转速 在额定工况下,液压泵能超过额定转速允许短暂运转的最高转速。

最低转速 液压泵在正常工作条件下,能运转的最小转速。

(5) 功率 P (kW)

输入功率 驱动液压泵运转的机械功率。

输出功率 液压泵输出液压功率,其值为工作压力与有效流量的乘积。

(6) 效率 η

容积效率 η_v 液压泵输出的有效流量与理论流量的比值。

液压机械效率 η_{hm} 液压泵的液压转矩与实际输入转矩的比值。

总效率 η_t 液压泵输出的液压功率与输入的机械功率的比值。

(7) 吸入能力 (Pa) 液压泵能正常运转(不发生气蚀)条件下吸入口处允许的最低绝对压力,一般用真空度表示。

8.2.2 液压马达的主要参数(见表 8.2-1)

(1) 排量 $V(\text{m}^3/\text{r}$ 或 $\text{ml}/\text{r})$

理论(或几何)排量 液压马达转动一周,由其密封容积几何尺寸变化计算而得的、需输进液体的体积。

空载排量 在规定的最低工作压力下,用两种不同转速测出流量,计算出排量取平均值。

(2) 流量 $q(\text{m}^3/\text{s}$ 或 $\text{L}/\text{min})$

理论流量 液压马达在单位时间内,需输进液体的体积。其值由理论排量和转速计算而得。

有效流量 液压马达进口处,在指定温度和压力下测得的实际流量。

(3) 压力和压差 (MPa)

额定压力 液压马达在正常工作条件下,按试验标准规定能连续运转的最高压力。

最高压力 液压马达能按试验标准规定,允许短暂运转的最高压力。

工作压力 液压马达实际工作时的压力。

压差 Δp 液压马达输入压力与输出压力的差值。

(4) 转矩 $T(\text{Nm})$

理论转矩 由输入压力产生的、作用于液压马达转子上的转矩。

实际转矩 在液压马达输出轴上测得的转矩。

(5) 功率 $P(\text{kW})$

输入功率 液压马达入口处输入的液压功率。

输出功率 液压马达输出轴上输出的机械功率。

(6) 效率 η

容积效率 η_v 液压马达的理论流量与有效流量的比值。

液压机械效率 η_{hm} 液压马达的实际转矩与理论转矩的比值。

总效率 η_t 液压马达输出的机械功率与输入的

液压功率的比值。

(7) 转速 $n(\text{r}/\text{min})$ 或角速度 $\omega(\text{l}/\text{s})$

额定转速 液压马达在额定条件下,能长时间持续正常运转的最高转速。

最高转速 液压马达在额定条件下,能超过额定转速允许短暂运转的最高转速。

最低转速 液压马达在正常工作条件下,能稳定运转的最小转速。

8.2.3 常用计算公式

液压泵和液压马达的常用计算公式见表 8.2-2。

表 8.2-2 液压泵和液压马达常用计算公式

公 式	液 压 泵	液 压 马 达
压差 $\Delta p/\text{MPa}$	$p_2 - p_1$	$p_1 - p_2$
流量 $q/(\text{L}/\text{min})$	nV	nV
液压功率 P/kW	$\Delta p q$	
机械功率 P/kW	$T\omega$	
容积效率 $\eta_v/\%$	$\frac{q_r}{q_e} \times 100$	$\frac{q_r}{q_e} \times 100$
液压机械效率 $\eta_{hm}/\%$	$\frac{T_r}{T_e} \times 100$	$\frac{T_r}{T_e} \times 100$
总效率 $\eta_t/\%$	$\frac{P_2}{P_1} \times 100$	$\frac{P_1}{P_2} \times 100$

注:① q —流量, V —每转排量(cm^3/r), n —转速(r/min),
 P —功率, Δp —泵或马达进出口压差, T —转矩($\text{N}\cdot\text{m}$), ω —角速度(l/s),角标的意义见表 8.2-1。
 ② 公式中未列出因单位折算而出现的常数。

8.3 液压泵和液压马达的结构特点

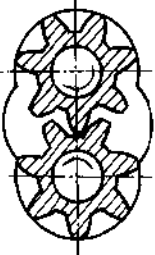
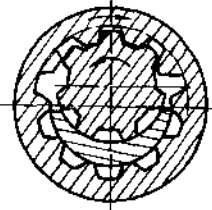
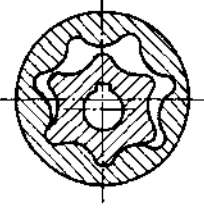
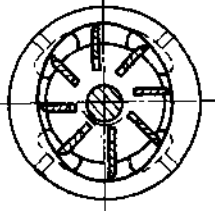
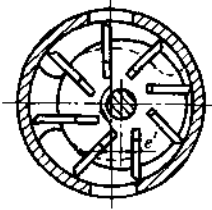
8.3.1 液压泵的结构特点

各种液压泵的结构特点见表 8.3-1。

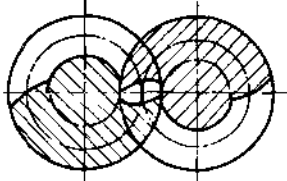
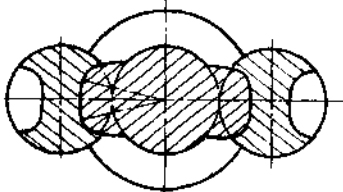
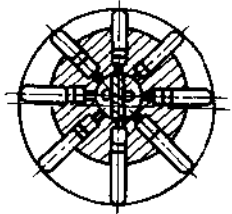
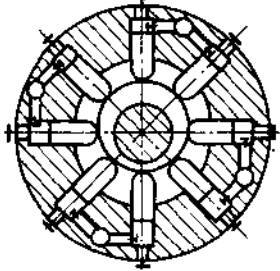
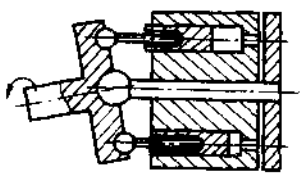
8.3.2 液压马达的结构特点

高速液压马达的结构特点基本上与同类型液压泵相似,但采用阀配流的液压泵不能作为液压马达用;低速类液压马达的结构特点见表 8.3-2。

表 8.3-1 各种液压泵的结构特点

类 型		结构示意图	结构特点	优 缺 点
齿 轮 泵	外啮合式		利用齿和泵壳形成的封闭容积的变化,完成泵的功能,不需要配流装置,不能变量	结构最简单,价格低,径向载荷大
	渐开线式		利用齿和齿圈形成的封闭容积变化,完成泵的功能。在轴对称位置上布置有吸、排油口。不能变量	尺寸比外啮合式略小,价格比外啮合式略高,径向载荷大
	摆线式		利用齿和齿圈形成的封闭容积变化,完成泵的功能。在轴对称位置上布置有吸、排油口。不能变量	尺寸小,价格低廉压力较低,径向载荷大
叶 片 泵	平衡式		利用插入转子槽内的叶片间封闭容积变化,完成泵的功能。在轴对称位置上布置有两组吸油口和排油口	径向载荷小,噪声较低,流量脉动小
	非平衡式		利用插入转子槽内的叶片间封闭容积变化,完成泵的功能。在轴对称位置上布置有一组吸油口和排油口。改变定子偏心量进行变量	径向载荷大,噪声较低。流量脉动较平衡式大

续表

类 型	结构示意图	结构特点	优 缺 点
螺 杆 泵	双 螺 杆 式 	利用螺杆槽内封闭容积的变化,完成泵的功能,不能变量	无流量脉动,尺寸大,质量大,径向载荷大
	三 螺 杆 式 	利用螺杆槽内封闭容积的变化,完成泵的功能,不能变量	无流量脉动,尺寸大,质量大,径向载荷较双螺杆式小
径 向 柱 塞 泵	轴 配 流 式 	定子壳体与缸体偏心,依靠配流轴配流,柱塞头部直接与定子壳体接触	柱塞头部易磨损,配流轴两侧的高低压腔不平衡,容易磨损,径向尺寸较大
	阀 配 流 式 	由中心曲轴的偏心转动使柱塞往复运动,采用单向阀配流	工作压力高,对油的污染敏感性不大,零件数多,多数为定量泵,径向尺寸大
轴 向 柱 塞 泵	斜 轴 式 	用柱塞和主动盘之间的球头连杆来带动缸旋转,由连杆的锥形表面与柱塞内壁接触来传递转矩。近来出现柱塞连杆成一体的新型斜轴泵。利用端面配流,包括球面式配流盘	结构坚固,耐冲击,抗污染比斜盘式好

续表

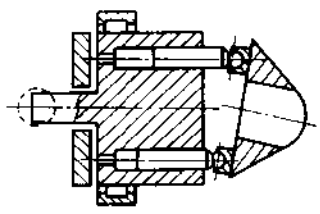
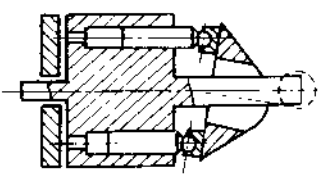
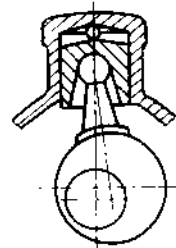
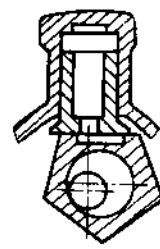
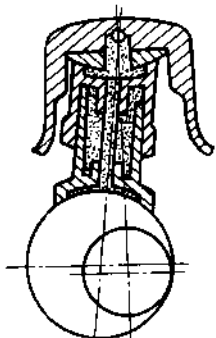
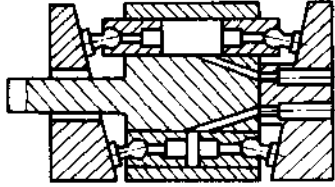
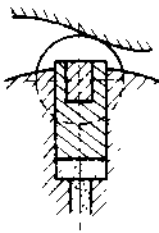
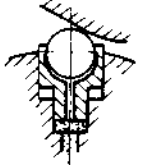
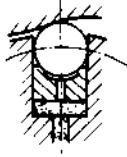
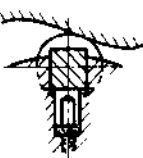
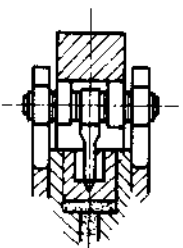
类 型	结构示意图	结构特点	优 缺 点
轴向柱塞泵 (斜盘式—直轴式)		径向载荷由缸体外周的大轴承所平衡,以限制缸体的倾斜。利用配流盘配流	传动轴只传递转矩,轴径较小。由于存在缸体的倾斜力矩,制造精度要求较高,否则易损坏配流盘
		传动轴穿过斜盘,径向载荷由传动轴支承,利用配流盘配流	质量轻、体积小,零件种类少,可串联辅助零件便于集成化。但缸体上缸孔分布圆直径较大,滑动速度高。缸体倾斜力矩由主轴承受,因而传动轴径较大

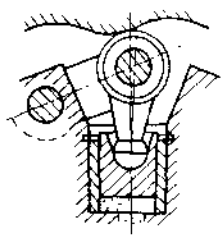
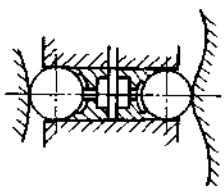
表 8.3-2 各种液压马达的结构特点

类 型	结构示意图	结构特点	优 缺 点
单作用液压马达		油压作用于柱塞,液压力通过连杆作用于偏心曲轴,从而使马达轴旋转	柱塞所受侧向力较小,工作可靠但体积较大
		油压直接作用于偏心曲轴,从而使马达轴旋转或壳体旋转	体积较大,柱塞侧向力大
		油压直接作用于鼓形偏心曲轴,从而使马达轴旋转。柱塞呈伸缩套筒式,并随曲轴旋转而摆动	柱塞无侧向力,且静力平衡。体积较大

续表

类 型		结构示意图	结构特点	优 缺 点	
多 作 用 液 压 马 达	轴 向 杆 塞 式		油液通过端面配流盘进入转子缸孔中,油压推动柱塞及滑履作用于斜盘上,产生切向力使转子旋转	体积较小,柱塞受侧向力	
	杆 塞 传 力 式	柱 塞 轮 式		滚轮作用于导轨产生的切向力,直接由柱塞传递给转子,从而使转子旋转	柱塞的比压较大。体积小
		钢 球 柱 塞 式		钢球作用于导轨所产生的切向力,通过柱塞传递给转子,从而使转子旋转	体积小,容积效率稍低,工作压力稍低
	滚 柱 柱 塞 式		滚柱作用于导轨所产生的切向力,由滚柱直接传递给转子,从而使转子旋转	体积小,工作压力较钢球柱塞式高	
	横 梁 传 力 式		滚轮作用于导轨所产生的切向力,由矩形横梁传递给转子,从而使转子旋转	柱塞无侧向力,工作可靠	
	滚 轮 传 力 式		工作滚轮作用于导轨所产生的切向力,由导向滚轮传递给转子,从而使转子旋转	柱塞无侧向力,传力零件均为滚动摩擦,工作可靠。结构较复杂	

续表

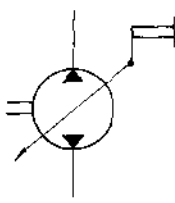
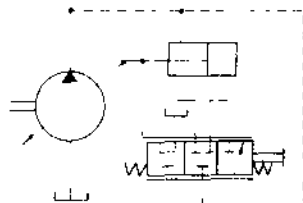
类 型	结构示意图	结构特点	优 缺 点
多作用式 液压马达		滚轮作用于导轨所产生的切向力,由铰接的连杆传递给转子,从而使转子旋转	柱塞侧向力很小,结构复杂
		钢球作用于导轨所产生的切向力,直接由钢球传递给转子,从而使转子旋转	体积较小,定子曲线不易加工,可靠性较差

8.4 液压泵的变量控制方式

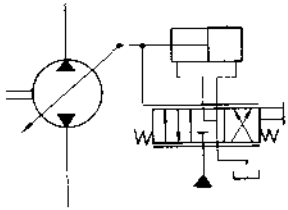
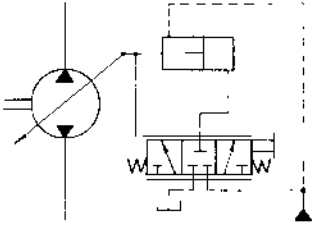
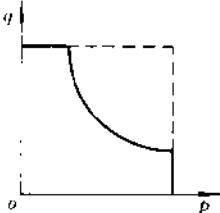
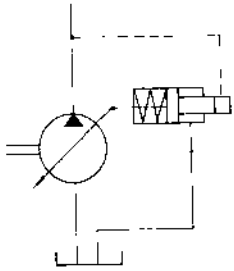
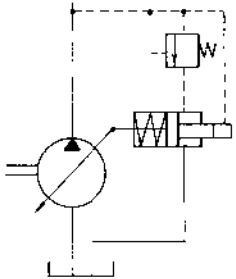
自90年代以来,液压技术发展很快,应各种用户的要求,液压泵的变量控制方式愈来愈多。通轴型直

轴式轴向柱塞泵在结构上适宜于安装各种变量控制机构,故而有各种不同的变量控制方式供用户选用。有些叶片泵上也有安装变量控制机构的。由于变量控制方式种类较多,并且还在不断发展中,本手册仅介绍目前已有的、比较典型的若干种,见表8.4-1。

表 8.4-1 液压泵的变量控制方式

序号	特 征	工作原理图	说 明
1	手动直接控制		双向(或单向)变量 用手直接操作
2	手动伺服控制		单向变量 自供油 单活塞杆缸

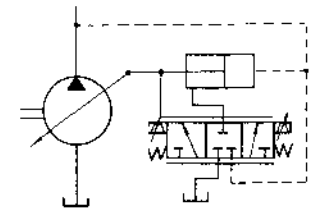
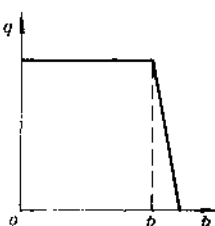
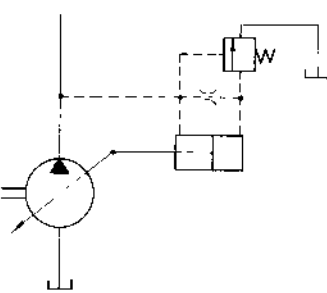
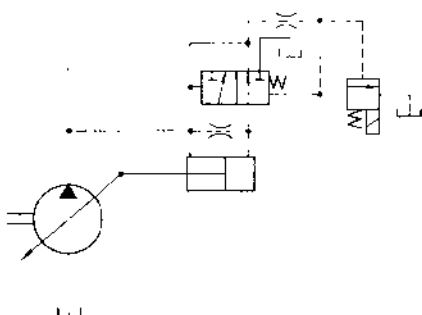
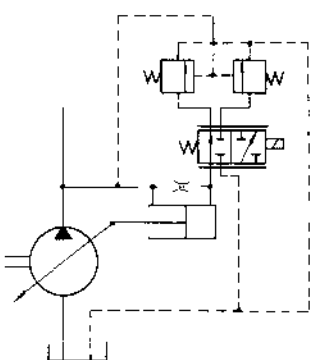
续表

序号	特 征	工作原理图	说 明
3	手动伺服控制		双向变量 外供油 双活塞杆缸
4			双向变量 外供油 单活塞杆缸
5	<p>理想特性</p> 		单向变量, 自身油源 直接控制 单活塞杆缸
6	恒功率控制		单向变量, 自身油源 直接控制, 限压 单活塞杆缸


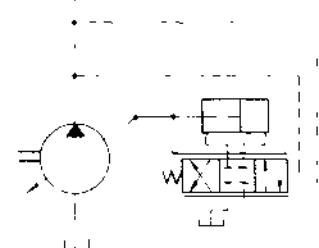
续表

序号	特征	工作原理图	说明
7	恒功率控制		单向变量, 自身油源 先导控制 单活塞杆缸
8			单向变量, 自身油源 先导控制, 限压 单活塞杆缸
9	液压控制		双向变量, 外供油 变油压控制 双活塞杆缸
10			双向变量, 外供油 变油压控制 单活塞杆缸
11	电气控制		双向变量, 外供油 双向电控 双活塞杆缸

续表

序号	特 征	工 作 原 理 图	说 明
12	电 气 控 制		单向变量, 自供油 双向电控 单活塞杆缸
13	理想特性 		单向变量, 自供油 单活塞杆缸
14	恒 压 控 制		单向变量, 自供油 电气控制 单活塞杆缸
15			单向变量, 自供油 二级恒压 单活塞杆缸

续表

序号	特征	工作原理图	说明
16	理想特性 		单向变量, 自供油 液压控制 单活塞杆缸

8.5 液压泵和液压马达的选择和应用建议

液压泵和液压马达的选择和应用极为灵活, 本手册只能在目前的发展水平上提供一些统计资料。

在国民经济各个领域, 液压泵和液压马达的应用范围很大, 但可以归纳为两大类: 一类统称为“固定设备用液压装置”, 如各类机床、液压机、注塑机、轧钢机等等; 另一类统称为“移动设备用液压装置”, 如起

重机、各种工程机械、汽车、军用车辆、飞机等等。两类液压装置对液压泵和液压马达的选用有较大差异, 它们的区别见表 8.5-1。

各类液压泵中, 比较重要的是轴向柱塞型的斜盘泵和斜轴泵, 这两种泵品种多、耐高压、转速高, 价格近年来也有所下降, 是首选的类型。当然, 选用各种液压泵和液压马达时最主要的是满足使用要求, 其次是价格、维修保养是否方便等因素。按目前统计资料, 所有各类液压泵的性能见表 5.5-2。

表 8.5-1 两类不同液压装置的主要区别

固定设备用	移动设备用
原动机多为电机, 驱动转速较稳定, 且多为 1500r/min	原动机多为内燃机, 驱动转速变化范围较大, 一般为 500r/min 到 4000r/min
多采用中压范围, 由 7MPa 到 21MPa, 个别可达 2.5MPa	多采用中高压范围, 由 14MPa 至 35MPa, 个别高达 40MPa
环境温度较稳定, 液压装置工作温度约为 50℃ 至 70℃	环境温度变化范围大, 液压装置工作温度约为 -20℃ 至 110℃
工作环境较清洁	工作环境较脏、尘埃多
因在室内工作, 要求噪声低, 应不超过 80dB	因在室外工作, 噪声可较大, 允许达 90dB
空间布置尺寸较宽裕, 利于维修、保养	空间布置尺寸紧凑, 不利于维修、保养

表 8.5-2 各类液压泵性能比较

性能参数	齿 轮 泵			叶 片 泵		柱 塞 泵		
	内 啮 合		外啮合	单作用	双作用	轴 向		径 向
	模块式	摆线转子式				斜 轴	斜 盘	
压力范围/MPa	2~4	1.6~16	2.5~16	≤6.3	6.3~16	21~40		10~20
排量范围/(mL/r)	0.3~300	2.5~150	0.3~650	1~320	0.5~480	0.2~3600	0.2~560	20~720
转速范围/(r/min)	300~4000	1000~4500	300~7000	500~2000	500~4000	600~6000		700~1800
容积效率/(%)	≤96	80~90	70~95	85~92	80~94	88~93		80~90
总效率/(%)	≤90	65~80	63~87	71~85	65~82	81~88		81~83
流量脉动/(%)	1~3	≤3	11~27			1~5		<2
功率质量比/(kW/kg)	大	中	中	小	中	中	大	小
噪 声	小	小	中	中	中	大		中
耐污能力	中	中	好	中	中	中	差	中
价 格	低	低	最低	中	中低	高		高

液压马达的选用,如果采用常速类液压马达,齿轮式、叶片式和轴向柱塞式比较适用,它们的性能参数与表 8.5-2 上所列相近,但由于在工作时,泵和马达并不完全相同,它们在工作要求方面的区别见表 8.5-3。

若选用低速类液压马达,可参考表 8.5-4 上所列各类低速液压马达的主要性能参数,在压力和转速的相应范围内选择。

表 8.5-3 泵和马达在工作要求方面的区别

	液 压 泵	液 压 马 达
能量转换	机械能转换为液压能,强调容积效率	液压能转换为机械能,强调液压机械效率
轴转速	相对稳定,且转速较高	变化范围大,有高有低
轴旋转方向	通常为一个方向,但承压方向及液流方向可以改变	多要求双向旋转。某些马达要求能以泵的方式运转,对负载实施制动
运转状态	通常为连续运转,温度变化相对较小	有可能长时间运转或停止运转,温度变化大
输入(出)轴上径向载荷状态	输入轴通常不承受径向载荷	输出轴大多承受变化的径向载荷

表 8.5-4 各类低速液压马达主要性能参数

结构特点		单作用式				双作用式		
		连杆式	无连杆式	摆缸式	双斜盘式	柱塞传力式	柱塞传力 钢球式	横梁 传力式
压力/MPa	额定	20.5	17.0	20.5	20.5	13.5	13.5	29.0
	最高	24.0	28.0	24.5	24.0	20.5	20.5	39.0
转速/(r/min)	额定	5~10	2	0.5	5~10	0.5	1	0.5
	最高	200	275	220	200	120	600	75
机械效率/%		93	95	95	96	95	95	95
总效率/%		90	90	90	91	90	90	90
起动效率/%		85	90	88	90	90	82	88
单位排量重量/(N/mL)		1.0	1.6	1.1	1.4	0.96	0.67	1.35