

油压极值比与极值比效率

齐茂林

(天津造船公司, 天津 300451)

[摘要] 文章应用基础公式, 推导液压系统油压极值比与极值比效率之间的关系式。该式说明, 油压极值比越大, 极值比效率就越低。提出了油压极值比是可以设计和选择的。

[关键词] 油压极值比; 极值比效率; 液压系统

一些液压装置系统, 存在着油压脉动现象。为了防止油压冲击压力表, 而设置压力表开关, 通过它的阻尼作用, 减轻压力表的急剧跳动^[1]。显然, 此时压力表读数会失真。正如文献 [2] 和文献 [3] 所列, 许多液压工作机械、试验台和泵站的液压系统, 以及一些陆用和船用机械液压系统, 均设压力表开关。这些资料充分表明, 油压脉动存在于许多液压系统之中。由于对其未作定量检测, 脉动幅值的大小至今仍是一个谜。

油压脉动量的计量可以用下式表示:

$$\delta = 2[p_{\max}(\varphi) - p_{\min}(\varphi)] / [p_{\max}(\varphi) + p_{\min}(\varphi)] \quad (1)$$

式中 δ 为油压不均匀系数; $p_{\max}(\varphi)$ 为油压极大值 (MPa); $p_{\min}(\varphi)$ 为油压极小值 (MPa); φ 为油泵转角 (rad)。

式 (1) 还可以写为:

$$\delta = 2(\sigma - 1) / (\sigma + 1) \quad (2)$$

式中 σ 为油压极值比, $\sigma = p_{\max}(\varphi) / p_{\min}(\varphi)$ 。

式 (2) 经整理后得:

$$\sigma = (2 + \delta) / (2 - \delta) \quad (3)$$

油压平均值为:

$$p_m(\varphi) = \frac{1}{2}[p_{\max}(\varphi) + p_{\min}(\varphi)],$$

将 σ 代入后, 该式可写为:

$$p_m(\varphi) = \frac{1}{2}(\sigma + 1)p_{\min}(\varphi). \quad (4)$$

理论极值比效率为:

$$\eta_J = p_m(\varphi) / p_{\max}(\varphi). \quad (5)$$

由式 (5) 可知, 溢流阀调定值有两种选择方案: 一为调定在 $p_{\max}(\varphi)$ 点; 一为调定在 $p_m(\varphi)$ 点。两种方案的输出效率完全相同。但是, 溢流阀调定在 $p_{\max}(\varphi)$ 点位, 可拖动 100% 的设计负荷, 配置功率较大; 若调定在 $p_m(\varphi)$ 点位, 则不能拖动 100% 的设计负荷, 配置功率较小。

将式 (4) 代入式 (5), 经整理后得:

$$\eta_J = \frac{1}{2}(\sigma + 1) / \sigma \quad (6)$$

在式 (6) 中, 当 $\sigma \rightarrow 1$ 时, $\eta_J \rightarrow 100\%$ 。根据式 (6) 绘制的 $\eta_J - \sigma$ 曲线如图 1 所示。为检测运营中的液压系统油压极值比的合理性, 可采用 (6) 式进行定量分析和评估。

将式 (3) 代入式 (6), 经整理后得:

$$\eta_J = 2 / (2 + \delta) \quad (7)$$

在式 (7) 中, 当 $\delta \rightarrow 0$ 时, $\eta_J \rightarrow 100\%$ 。根据式 (7) 绘制的 $\eta_J - \delta$ 曲线示于图 2。为了对新设计的液压系统的油压不均匀系数的合理性进行选择, 可采用式 (7) 作定量分析和评估。

若设计选择油压不均匀系数 $\delta < 0.22$, 则极值比效率 $\eta_J > 90\%$, 即设计极值比效率高、能耗小的液压系统, 应为设计者努力争取和追求的目标。

运营中的许多液压系统, 若计入油压极值比后, 其工作油压力是由油压极大值和油压极小值共

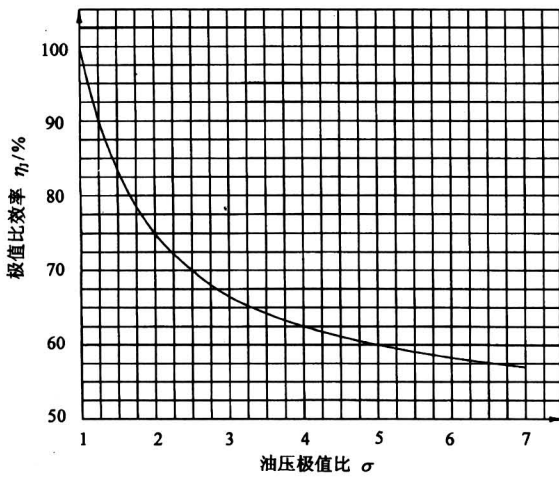


图1 $\eta_j-\sigma$ 曲线图

Fig.1 $\eta_j-\sigma$ curve chart

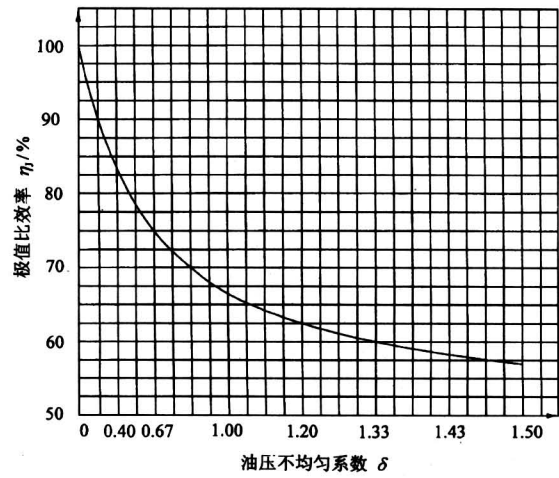


图2 $\eta_j-\delta$ 曲线图

Fig.2 $\eta_j-\delta$ curve chart

同组成的，两个数值的油压平均值表示一种负荷，即为油压脉动幅值的计量参数。

以公称油压 16 MPa 为例，根据式 (4) 的计算结果列于表 1，系不同油压极值比时 100%、90% 和 50% 三种设计负荷的系统工作油压力。

油压极值比存在于系统装置运行的不同负载状态之中。极值比 $\sigma=1$ 时为理想状态，此时极值比效率为 100%，油压恒定无脉动。

设某系统油压极值比 $\sigma=1.25$ ，在设计负荷下油压平均值 $p_m(\varphi)=16$ MPa，查表 1 第 2 栏，

$p_{max}(\varphi)=17.78$ MPa，溢流阀应调定在该点位上方能与设计负荷平衡，系统才会正常工作。若该阀调定在 $p_m(\varphi)=16$ MPa 点位，即按常规方法配置功率，则不能与 100% 设计负荷平衡，系统不会正常工作。查表 1 第 4 栏， $\sigma=1.25$ ， $p_{max}(\varphi)=16$ MPa，仅能拖动 90% 设计负荷，输出效率为 90%。若拖动 100% 的设计负荷，须将溢流阀调定在 $p_{max}(\varphi)$ 点位，系统增加功率约 10%，能耗不算太大。

表 1 三种负荷的系统工作油压力

Table 1 System working hydraulic pressure of three load

MPa

油压极值比 $\sigma = p_{max}/p_{min}$	100% $p_m(\varphi) = 16$		90% $p_m(\varphi) = 14.4$		50% $p_m(\varphi) = 8$	
	$p_{max}(\varphi)$	$p_{min}(\varphi)$	$p_{max}(\varphi)$	$p_{min}(\varphi)$	$p_{max}(\varphi)$	$p_{min}(\varphi)$
1	16.00	16.00	14.40	14.40	8.00	8.00
1.25	17.78	14.22	16.00	12.80	8.89	7.11
1.50	19.20	12.80	17.28	11.52	9.60	6.40
1.75	20.37	11.63	18.33	10.47	10.18	5.82
2	21.33	10.67	19.20	9.60	10.67	5.33
2.5	22.86	9.14	20.57	8.23	11.43	4.57
3	24.00	8.00	21.60	7.20	12.00	4.00
4	25.60	6.40	23.04	5.76	12.80	3.20
5	26.67	5.33	24.00	4.80	13.33	2.67
6	27.43	4.57	24.69	4.11	13.72	2.28
8	28.44	3.56	25.60	3.20	14.22	1.78
10	29.09	2.91	26.18	2.62	14.55	1.45
16	30.12	1.88	27.10	1.70	15.06	0.94
32	31.03	0.97	27.93	0.87	15.52	0.48

同理，设某系统油压极值比 $\sigma = 16$ ，在设计负荷下油压 $p_m(\varphi) = 16 \text{ MPa}$ ，查表 1 第 2 栏可知，溢流阀应调定在 $p_{\max}(\varphi) = 30.12 \text{ MPa}$ 点位，才能与 100% 的设计负荷平衡，给系统增大功率近 90%。若调定在 $p_m = 16 \text{ MPa}$ 点位，查表 1 第 6 栏， $\sigma = 16$ ， $p_{\max}(\varphi) = 15.06 \text{ MPa}$ ，仅能拖动略大于 50% 的设计负荷，输出效率为 53.1%。由此可知，系统油压极值比大，是输出效率降低的重要原因。若拖动 100% 的设计负荷，系统应配置较大

的功率；若按常规方法配置功率，则仅能拖动 53.1% 的设计负荷。极值比太大属先天不足，无法改变，只有两种低效率方案可供选择。无疑，耗能严重而不可取，在现实中不应出现这种情况。

应用上述二例方法，并以公称油压 16 MPa 和 21 MPa 为例，计算结果列于表 2。由该表可知，因存在油压极值比，而产生极值比输出效率，简称极值比效率。还可以看出，油压极值比是可以设计和选择的。

表 2 两种公称油压常规配功率方案

Table 2 Routine matching power plan of two nominal hydraulic pressure MPa

油压极值比 $\sigma = p_{\max}/p_{\min}$	100% $p_m(\varphi)$ 和溢流阀调定值为 16		100% $p_m(\varphi)$ 和溢流阀调定值为 21		理论极值比效率 $\eta_j/\%$
	$p_{\max}(\varphi)$	$p_{\min}(\varphi)$	$p_{\max}(\varphi)$	$p_{\min}(\varphi)$	
1	16.00	16.00	21.00	21.00	100.00
1.25	17.78	14.22	23.33	18.67	90.00
1.5	19.20	12.80	25.20	16.80	83.30
1.75	20.37	11.63	26.73	15.27	78.60
2	21.33	10.67	28.00	14.00	75.00
2.5	22.86	9.14	30.00	12.00	70.00
3	24.00	8.00	31.50	10.50	66.70
4	25.60	6.40	33.60	8.40	62.50
5	26.67	5.33	35.00	7.00	60.00
6	27.43	4.57	36.00	6.00	58.30
8	28.44	3.56	37.33	4.67	56.30
10	29.09	2.91	38.18	3.82	55.00
16	30.12	1.88	39.53	2.47	53.10
32	31.03	0.97	40.73	1.27	51.60

系统油压极值比越大，溢流阀调定值就越高，必须配置较大功率，结果越不经济。若按常规方法配置功率，由表 2 可知，极值比越大，极值比效率就越低，也越不经济。反之，就越经济。由此可见，油压极值比的设计选择，是个重大的节能设计问题；设计并控制油压极值比为最小，应为液压系统设计中不可缺少的重要环节。

由表 2 还可知，极值比效率与油压极值比成反

比。

参考文献

- [1] 上海煤矿机械研究所. 液压传动设计手册 [M]. 上海: 上海人民出版社, 1976.609
- [2] 上海煤矿机械研究所. 液压传动设计手册 [M]. 上海: 上海人民出版社, 1976.93~107, 987~990
- [3] 徐 灏, 等. 机械设计手册第 5 卷 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.37-113, 37-701~37-704

Hydraulic Pressure Extremes Ratio & Extremes Ratio Efficiencies

Qi Maolin

(Tianjin Shipbuilding Corporation, Tianjin 300451, China)

[Abstract] This article applies basic formula to the calculation of a relationship between the hydraulic pressure extremes ratio of hydraulic system and the extremes ratio efficiencies. This relationship shows that the greater the hydraulic pressure extremes ratio is, the lower the extremes ratio efficiencies are. The article holds that the hydraulic pressure extremes ratio can be designed and chosen.

[Key words] hydraulic pressure extremes ratio; extremes ratio efficiencies; hydraulic system