

节能环保

输油泵采用变速与节流调节效率的探讨

李宝山*

(承德石油高等专科学校)

李宝山. 输油泵采用变速与节流调节效率的探讨. 油气储运, 1995, 14(2): 55~60

摘 要 在长输管道的运营中,经常由于输油量低于设计能力而对输油泵的阀门进行节流调节或其他形式的调节,以满足管道匹配的要求。理论上泵的耗电量与转速的立方成正比,如果把节流改为变速调节,其耗电量便可按转速的立方成比例地下降,节能效果非常显著。从理论上对变速调节与节流调节的泵效率作了较为详细的分析,并以型号80Y-100×2的输油泵为例作了对比计算。在实验室将一台型号为IS50-32-160的离心泵作了变速与节流调节对比试验。对输油泵采用变速与节流调节的节能效果进行了探讨与研究。从所测得的大量试验数据来看,试验结果与理论分析是相吻合的。变速调节比节流调节在输送同一流量时所需功率大为降低,泵效率也有明显提高。推广变速调节可节约大量能源。

主题词 输油泵 泵效 节能 理论 试验 流量 调速电机

概 述

大型输油管道的建设要根据今后若干年内国民经济发展的需要,考虑其长期的运营能力,故在一开始建站就安装了保证设计流量的泵站设备和电动机。在输油管道建成投产后,当其输油量低于设计输量下运营时,往往由于输油泵的容量过大,压头偏高,不得不依靠阀门进行节流调节或其他形式的调节以满足管道匹配要求。在理论上泵的耗电量与转速的立方成正比,如果把节流调节改为变速调节,其耗电量便可按其转速成立方的比例降低,节能的效果将非常显著。本文在理论上对变速调节和节流调节的泵效率作了较

为详细的分析,并以型号80Y-100×2的输油泵为例作了对比计算,在实验室将一台型号为IS50-32-160的离心泵作了变速与节流调节对比试验,对输油泵采用变速调节的节能效果进行了探讨与研究。

变速与节流两种调节方式下泵效率的理论分析

安装在管道起点的泵机组为液体提供能量储备,此储备能量消耗于管道阻力损失($\sum \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$)、必须克服的储罐或管网进出口的压头差($\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$)和进出口的位能差(H_i),以及必须克服的油流在管道中

* 067000,河北省承德市;电话:0314-260531

的动压头 ($\frac{V^2}{2g}$)。由于 $(H_s + \frac{P_2 - P_1}{\gamma})$ 这一项和流量 Q 无关, 总称为静压头 H_s , 而管道中的阻力损失 ($\sum h_w = \sum \lambda \frac{L V^2}{d 2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$) 则与 $V^2/2g$ 成正比, 因此, 管道的供需能量之间可有如下关系式:

$$H = H_s + K_1 Q^2 \tag{1}$$

式中 H_s —— 静压头, m;

K_1 —— 比例系数, s^2/m^5 ;

Q —— 泵实际输送流量, m^3/s 。

式(1)称为管道特性曲线方程。泵的运行工况点是由它们的 $Q-H$ (流量—扬程) 曲线和管道特性曲线的交点所决定的。如果采用节流调节, 即改变管道系统阻力, 使式(1)中 K_1 改变, 管道特性曲线改变, 从而使泵的性能曲线与管道特性曲线产生新的交点, 满足系统对流量、扬程的要求。如果采用变速调节, 则泵的管道特性不变。根据离心泵的特性, 当转速为 n_1 时, 若工作点在 A 点, 此时扬程为 H_A , 流量为 Q_A , 对应的功率为 N_{Ac} , 当转速为 n_2 时, 工作点在 C 点, 其扬程为 H_C , 流量为 Q_C , 对应的功率为 N_C , 如图 1 所示。

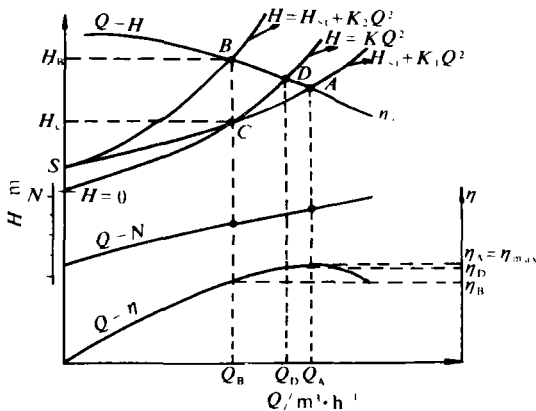


图 1 变速调节与节流调节时泵效率的对比分析

若设泵初始工作点为 A 点, 此时输送流量为 Q_A , 若需将泵输量降至 Q_b (且 B 点与变速所得之 C 点处于同一铅垂线上), 下面分

别讨论节流调节与变速调节之泵效率及系统效率。考虑经由节流调节工作点改变至 B 点, 泵在 A, B 两点工作时对应效率分别为 η_A, η_b 。过工作点 A, B 的管道特性曲线分别为 SA, SB , 则由管道特性曲线 SA 可知, 泵提供流量 Q_b 时, 管道需要扬程 H_c 就可达到要求。但是, 由于节流的结果, 管道阻力增加, 泵此时实际提供扬程 H_b 才能满足输送流量 Q_b 的要求。显然, 由于阀门节流, 扬程 $\Delta H (\Delta H = H_b - H_c)$ 被用于克服附加阻力损失, 实际可利用扬程仅为 H_c 。由上述分析, B 点工作时泵效率可用下式计算:

$$\eta_b = (\gamma Q_b H_b) / (1\,000 N_b) \tag{2}$$

式中 γ —— 流体重度, N/m^3 ;

Q_b —— B 点工作时的流量, m^3/s ;

H_b —— B 点工作时产生的扬程, m;

N_b —— B 点工作时的轴功率, kW。

若此时系统实际效率用 η' 表示, 则:

$$\eta' = \frac{\gamma Q_b H_c}{1\,000 N_b} = \frac{H_c}{H_b} \eta_b \tag{3}$$

因为 $H_c < H_b$, 则有 $\eta' < \eta_b$ 。一般情况下, 泵经节流其泵效率从最佳工况点效率 η_A 改变至运行工况点效率 η_b , 其值就有所降低, 由上分析, 系统实际效率比运行工况点效率 η_b 还要低 H_c/H_b 倍。

如采用变速调节, 将原工作点 A 调整至工作点 C , 根据离心泵的相似定律, 作过 C 点的比例曲线, 其方程可写为:

$$H = K Q^2 \tag{4}$$

其中 $K = H_c/Q_c^2$ 为比例常数。此曲线与原 $Q-H$ 性能曲线交于 D 点 (D 点为 C 点的相似工况点, 式(1)中 H_s 项为零时, D 点与 A 点重合)。图 1 中 C, D 两工况点间各有关量根据相似定律存在如下关系:

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= (n_2/n_1) Q_b \\ H_c &= (n_2/n_1)^2 H_b \\ N_c &= (n_2/n_1)^2 N_b \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

由以上三式可以看出, 调节离心泵的转

速,可以解决流量不平衡和扬程变化的问题,从而满足实际需要。

改变转速后,泵的性能曲线发生变化,因 C 点是新的 Q—H 性能曲线上的点,故对应的泵效率也改变了。C 点的泵效率可以写为:

$$\eta_c = (\gamma Q_c H_c) / (1\ 000 N_c) \quad (6)$$

将式(5)对应各量代入上式并化简得:

$$\eta_c = \eta_b \quad (7)$$

即改变转速后,工作点 C 点效率等于原 Q—H 性能曲线上 D 点的效率。依前述 A 点为最佳工况点时, D 点比节流调节之 B 点更靠近于 A 点,从 Q—η 曲线可明显看出, η_b 大于 η_a。

综上可作如下归纳,节流调节时,系统效率为 η_a,变速调节时,系统效率为 η_c。因为 η_b > η_a, 所以, η_c = η_b > η_a > η_a'。即采用变速调节比节流调节效率要高的多,节能效果也将很显著。

算 例

以型号为 80Y-100×2 的输油泵为算例,将变速调节与节流调节之泵效率进行对比计算。假设所输油的运动粘度为 ν=1.024×10⁻¹ m²/s 的油流,输量为 50 m³/h,管道特性曲线用 SA 表示,若欲采用调节的方法使其流量为原输量的 80%,比较当分别采用节

流与变速调节时之泵效率。该输油泵在输送此粘度下油流的性能曲线如图 2 所示。

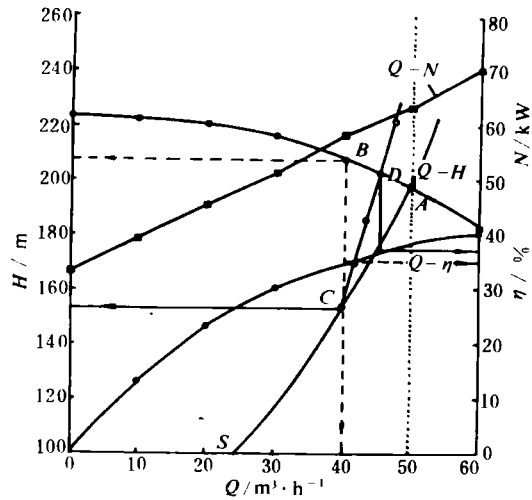


图 2 泵的变速与节流调节分析

型号 80Y—100×2 油粘度 ν=1.024×10⁻¹ m²/s

图线 ————变速 - - - - -节流

由图 2 可知, A 点为该泵原工作点,若采用节流调节,则管道特性曲线改变,产生新的工作点 B 点;若采用变速调节,泵的性能曲线改变,产生新的工作点 C 点。因 C 点是落在新的转速下性能曲线与原管道特性曲线的交点上,仅知道此时的流量与扬程,新的性能线对应的功率和效率是未知的,为求得此时的泵效率,过 C 点作比例曲线,交原性能曲线于 D 点。比例曲线 CD 所需数据列于表 1。

表 1 绘制比例曲线 CD 所需数据

线名	K 值	名称	参 数 值					交点 D 参数
			1	2	3	4	5	
比例曲线 CD	0.096 25	流量/m ³ ·h ⁻¹	40	42	44	46	48	45.8
		扬程/m	154	169.8	186.3	203.7	221.8	

由图 2 可得 η_b=37.5%, η_a=34.5%。由前述理论分析之式(7)、式(3)得:

$$\eta_c = \eta_b = 37.5\% \text{ 为变速调节系统效率;}$$

$$\eta_a' = \frac{H_c}{H_a} \eta_b = \frac{154}{207} \times 34.5\% = 25.7\% \text{ 为节流调节之系统效率。若管道特性曲线与比}$$

例曲线重合,则二者相差更大。

试验验证

我们将一台型号为 IS50-32-160 的离心泵作了变速与节流调节的对比试验,并将所

获数据作电算整理,通过分析,以验证理论,并得到了我们的结论。

1. 试验装置

试验装置简图如图 3 所示。

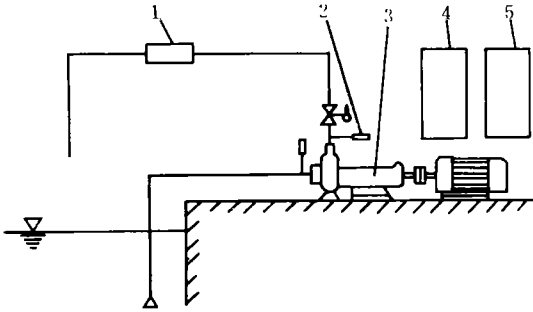


图 3 试验装置简图

- 1—涡轮流量计； 2—压力传感器； 3—泵及电机；
- 4—电机控制柜； 5—仪表柜；

它由电磁调速电机,控制装置,水泵管道系统和测试仪表四部分组成。电磁调速电机包括鼠笼式电动机和电磁离合器两部分,电

磁离合器的电枢和磁极二者机械上无联系,电枢与电动机相联,磁极与水泵相连,磁极线圈通直流电后磁极产生脉振的磁场,电动机拖动电枢旋转,电枢切割磁场,产生涡流,使磁极及负载随着电枢旋转。

电机控制线路框图如图 4 所示,线路原理图如图 5 所示。励磁电源主回路为晶闸管单相半波整流电路,220V 交流电压经晶闸管 T 整流后为脉动的直流电压。改变晶闸管 T 的触发导通时刻,可改变整流输出电压(磁极线圈两端电压),实现电动机转速的调节。

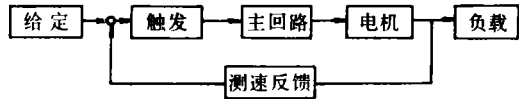


图 4 泵变速控制装置线路原理框图

试验时,先作出泵在额定转速下的性能曲线,然后在泵的调节阀全开的状态下,通过

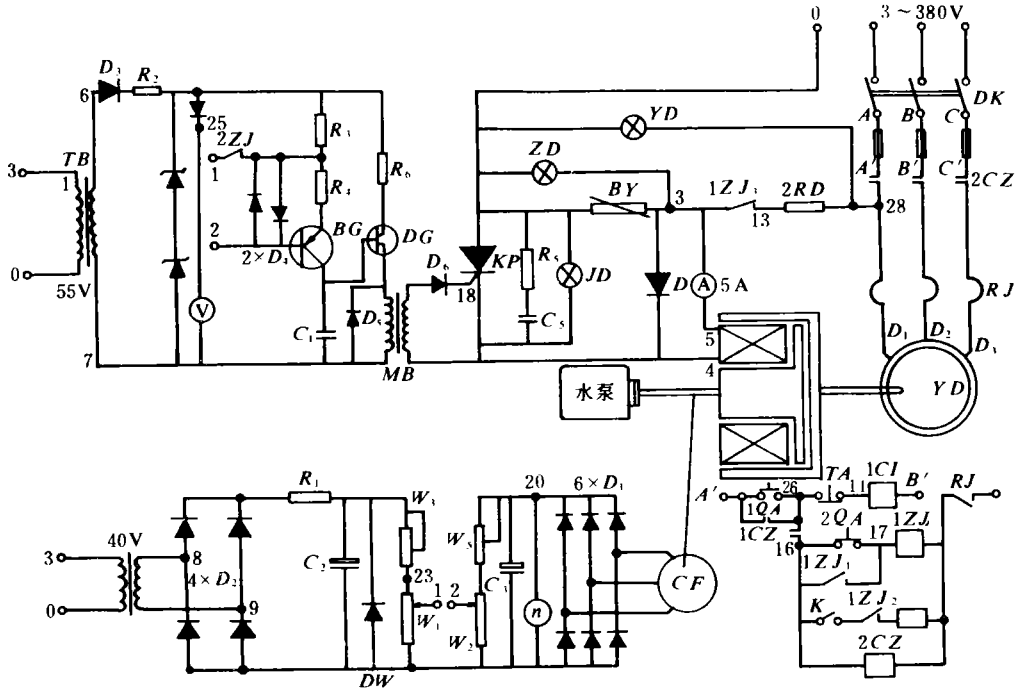


图 5 水泵调速控制线路原理图

改变转速得到一系列新的工作点,同时测得对应的压力、流量、功率等有关参数,通过对

所获数据进行电算处理,进而比较两种调节方式。

2. 试验结果分析与结论

为与理论分析结论进行对比分析,我们作了大量的试验。从所测得的试验数据来看,各试验对照组所获数据基本一致。性能实测数据列于表 2,变速调节试验数据列于表 3,其相应的泵性能曲线、变速调节曲线如图 6 所示。

图 6 中 EE' 线为变速调节时各工作点连线,在该线上任取 S_1 、 S_2 两点,过 S_1 、 S_2 两点作比例曲线,在图 6 上可绘出比例曲线 S_1S_1' 和 S_2S_2' , S_1S_1' 线与原泵 Q—H 性能曲线交于 A_1 点, S_2S_2' 线与原泵 Q—H 性能曲线交于 A_2 点,则点 S_1 与 A_1 、 S_2 与 A_2 各自构成相似工况

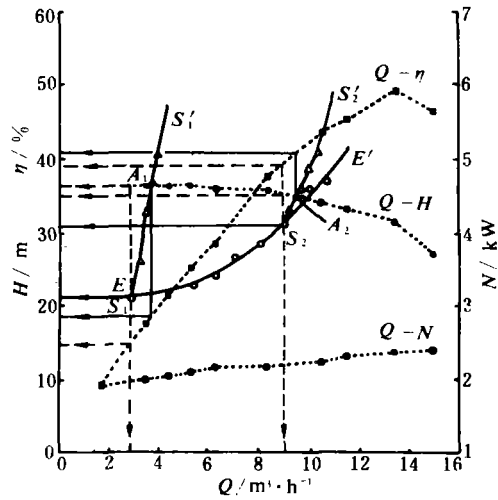


图 6 试验泵的变速与节流调节分析
图线←变速---节流

表 2 试验泵的实测性能参数(介质 清水)

名称	单位	参 数 值									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
流 量	$/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	14.91	13.39	11.48	10.48	8.35	6.26	5.29	4.39	3.49	1.73
扬 程	/m	27.22	31.57	33.25	34.05	35.85	35.99	36.43	36.27	36.37	36.31
轴功率	/kW	2.38	2.35	2.30	2.23	2.16	2.15	2.08	2.03	1.98	1.88
效 率	/%	46.40	49.00	45.20	43.60	37.70	28.50	25.20	21.40	17.50	9.10

表 3 试验泵变速调节时的实测参数(介质 清水)

名称	单位	参 数 值									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
流 量	$/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	10.51	10.08	9.65	8.93	8.06	7.06	6.34	5.47	3.89	2.88
扬 程	/m	36.80	35.80	34.70	30.80	28.40	26.70	24.50	23.30	22.20	21.10
轴功率	kW/	2.19	2.08	1.98	1.70	1.48	1.34	1.17	1.08	0.97	0.88
效 率	/%	48.10	47.20	46.0	43.10	42.20	38.30	36.10	34.20	24.30	18.80
转 速	/rpm	2120.00	2020.00	1960.00	1770.00	1630.00	1430.00	1270.00	1140.00	950.00	860.00

表 4 绘制比例曲线 S_1S_1' 与 S_2S_2' 数据

线名	K 值	名称	单位	参 数 值					性能线上 交点 D 参数
				1	2	3	4	5	
S_1S_1'	2.544	流量	$/\text{m}^3 \cdot \text{h}$	2.88	3.20	3.60	3.80	4.00	3.80
		扬程	/m	21.10	26.05	32.97	36.74	40.70	
S_2S_2'	0.3862	流量	$/\text{m}^3 \cdot \text{h}$	8.93	9.20	9.60	10.00	10.40	9.40
		扬程	/m	30.80	32.69	35.59	38.62	41.77	

表 5 试验点 S₁、S₂ 节流与变速调节参数分析

试验点	类别	节流调节				变速调节			
		流量 /m ³ ·h ⁻¹	扬程 /m	轴功率 /kW	效率 %	流量 /m ³ ·h ⁻¹	扬程 /m	轴功率 /kW	效率 %
S ₁	性能线上参数	2.88	36.3	1.924	14.8	2.88	21.1	0.885	18.7
	系统实际参数	2.88	21.1	1.925	8.6	2.88	21.1	0.885	18.7
S ₂	性能线上参数	8.93	35.0	2.183	39.0	8.93	30.8	1.827	41.0
	系统实际参数	8.93	30.8	2.184	34.3	8.93	30.8	1.827	41.0

点,查图可知 A₁、A₂ 点的流量、扬程、轴功率及效率各参数。由前述理论分析,点 S₁ 与 A₁、S₂ 与 A₂ 效率应各自相等,S₁、S₂ 为试验点,参数已知,则其可以由节流调节所得之对应点对比分析,亦可将试验点之理论分析与试验结果进行验证。绘制比例曲线 S₁S₁' 和 S₂S₂' 的数据列于表 4,试验点 S₁、S₂ 之参数详细分析数据列于表 5。

由前述理论分析,节流调节时系统效率:

$$\eta_{S_1} = \frac{21}{36.3} \times 14.8\% = 8.6\%$$

$$\eta_{S_2} = \frac{30.8}{35.0} \times 39\% = 34.3\%$$

变速调节时系统效率:

$$\eta_{S_1} = \eta_{A_1} = 18.7\%$$

$$\eta_{S_2} = \eta_{A_2} = 41\%$$

变速调节时系统效率试验结果:

$$\eta_{S_1} = 18.8\% \quad \eta_{S_2} = 43.1\%$$

在 S₁ 点理论分析与试验结果相对误差为 0.5%,S₂ 点相对误差为 5.1%,满足工程误差要求。

由上述实测试验数据,试验曲线及理论分析可有如下结论:

(1)试验结果与理论分析是基本吻合的。
 (2)变速调节比节流调节在输送同一流量时所需功率有较大降低(由表 5 可明显看出)。

(3)式(1)中 H_{st} 项为零时,管道特性曲线 FE' 线与比例曲线(S₁S₁' 或 S₂S₂' 线)才能

重合。若重合时,变速调节比节流调节功率降低、效率增加更为明显。

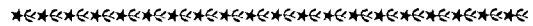
由上述分析,变速调节较之节流调节泵效率的提高相当明显,如试验泵所任取的试验点 S₁、S₂ 变速调节效率分别为 18.8% 和 43.1%,而其相应采用节流调节之系统效率分别为 8.6% 和 34.3%,泵效率的差异相当之大。如果我们将原来采用节流调节的泵改为变速调节可以为国家节约大量的能源。

参 考 文 献

- 1 郭立君.泵与风机.北京:水力电力出版社,1989
- 2 李建威.水力机械测试技术.机械工业出版社,1985,12
- 3 严大凡.输油管道的设计与管理.北京:石油工业出版社,1986

(收稿日期:1994-10-30)

编辑:孙慧琴



• 公 告 •

从读者意见表中评出 1994 年度热心读者 15 名,每位赠阅本刊 1994 年合订本 1 册,名单如下(以汉语拼音为序):

- | | | | |
|-----|-----|-----|-----|
| 付振东 | 高 涛 | 郭宁香 | 马 良 |
| 田玉林 | 王跃坤 | 吴贡珍 | 行登恺 |
| 袁宗明 | 张洪亮 | 张万斌 | 张伟明 |
| 张宪法 | 张学志 | 张应和 | |

本社启