



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103742425 A

(43) 申请公布日 2014. 04. 23

(21) 申请号 201410030594. 0

(22) 申请日 2014. 01. 22

(71) 申请人 江苏双轮泵业机械制造有限公司

地址 214500 江苏省泰州市靖江市红光工业
园区

(72) 发明人 刘汉清

(74) 专利代理机构 靖江市靖泰专利事务所

32219

代理人 陆平

(51) Int. Cl.

F04D 15/00 (2006. 01)

F04D 13/06 (2006. 01)

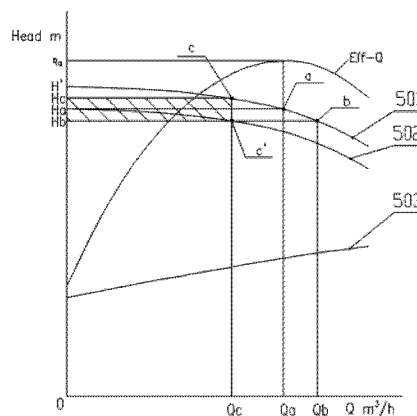
权利要求书2页 说明书6页 附图5页

(54) 发明名称

水循环系统节能修正方法

(57) 摘要

一种水循环系统节能修正方法,先测定泵的特性曲线,根据泵关死点扬程 H' , 流量 Q_b , 扬程 H_b , 确定水泵的特性曲线上的交点 b , 根据泵所配电机的额定点 c 点确定实际所需流量 Q_c , 流量 Q_c 与扬程 H_b 的交点为 c' , 即为该设备节能改造的最优工况点。本发明根据特性曲线选择设备节能改造的最优工况点, 结合现场实际情况, 修正原系统中的不利及不合理的因素, 提高系统的输送效率, 达到节能降耗的目的。本发明适用于水循环系统节能修正方法。



1. 一种水循环系统节能修正方法,其特征在于:先测定泵的特性曲线,根据泵关死点扬程 H' ,流量 Q_b ,泵的扬程 H_b ,确定水泵的特性曲线上的交点 b ,根据泵所配电机的额定功率点 c 点确定实际所需流量 Q_c ,流量 Q_c 与扬程 H_b 的交点为 c' ,即为该设备节能改造的最优工况点。

2. 根据权利要求 1 所述的一种水循环系统节能修正方法,其特征在于:所述的测定泵的特性曲线采用以下计算公式:

1)、扬程 H 的确定

在泵的吸入口和压出口之间列伯努利方程

$$\text{由 } Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + \sum h_{f(1-2)} \text{ 于两点之间管路很短,摩擦阻力损失可}$$

以忽略,又可认为流速相等,故有

$$H - H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \text{ —泵的扬程 (m);}$$

P_1 ——泵进口真空度 (Pa);

P_2 ——泵出口处液体的压力 (Pa);

u ——流体在泵进出口处的流速 (m / s);

Z_1 ——进口真空表安装高度 (m);

Z_2 ——出口压力表安装高度 (m);

ρ ——液体密度 1×10^3 (kg / m³);

g ——重力加速度 9.8 (m / s²);

2)、轴功率 N 的计算

N ——轴功率 (KW);

$$N = N_{\text{电}} \times k$$

$N_{\text{电}}$ ——电功率表显示值 (KW);

k ——电机传动效率,可取 $k=0.82$;

3)、轴效率 η 的计算

泵的效率 η 是泵的有效功率 N_e 与轴功率 N 的比值,有效功率 N_e 是单位时间内流体质量流量经过泵时所得到的实际功率,轴功率 N 是单位时间内泵轴从电机得到的功率,两者差异反映了水力损失、容积损失和机械损失的大小,泵的有效功率 N_e 可用下式计算:

$$N_e = \rho g Q H$$

$$N_e - \eta\% = \frac{N_e}{N} = \frac{H Q \rho g}{N} \text{ —有效功率 (KW);}$$

N ——轴功率 (KW);

η ——轴效率;

ρ ——液体密度 1×10^3 (kg / m³);

g ——重力加速度 9.8 (m / s²);

Q ——流量 (m³/h);

H ——泵的扬程 (m);

4)、转速改变时的计算

泵的特性曲线是在一定转速下的实验测定所得,但是,实际上感应电动机在转矩改变时,其转速会有变化,这样随着流量Q的变化,多个实验点的转速n将有所差异,因此在绘制特性曲线之前,须将实测数据换算为某一定转速 n_1 下,取离心泵的额定转速2900rpm,计算公式如下:

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n}; H_1 = H \left(\frac{n_1}{n}\right)^2; N_1 = N \left(\frac{n_1}{n}\right)^3$$

Q_1 ——在额定转速2900rpm下的流量(m^3/h);

Q——流量(m^3/h);

n——实测转速(rpm);

n_1 ——额定转速2900(rpm);

H——泵的扬程(m);

H_1 ——在额定转速2900rpm下的扬程(m)。

3. 根据权利要求1所述的一种水循环系统节能修正方法,其特征在于:所述测定泵的特性曲线测绘的操作步骤如下:

1)、离心泵在启动前应灌泵排气;

2)、仪表自检,打开泵进口阀,关闭泵出口阀,试开离心泵,检查电机运转的声音正常、离心泵运转的方向正确为合格;

3)、离心泵要在出口阀关闭的情况下启动,开启离心泵,当泵的转速达到额定转速后,打开出口阀;

4)、测试时,通过仪表、仪器逐渐改变出口流量调节阀的开度,使泵出口流量从 $0\text{m}^3/\text{h}$ 逐渐增大到 $70\text{m}^3/\text{h}$,每次增加 $10\text{m}^3/\text{h}$,在每一个流量下,待系统稳定流动5分钟后,读取相应数据,离心泵特性测试主要需获取的测试数据为:流量Q、泵进出口压力、输入功率、泵转速n,两测压点间高度差 Z_0 为2m;

5)、先关出口阀再停车;

6)、将数据转换到同一转速下,把所得到的点用一根光滑的曲线连接起来,就得到了该转速下的原设计特性曲线H-Q(501),原泵功率特性曲线P-Q(503),效率流量曲线Eff-Q。

4. 根据权利要求1或2或3所述的一种水循环系统节能修正方法,其特征在于:按照所述的设备节能改造的最优工况点,是指对设备进行节能改造后,根据测定泵的特性曲线采用的计算公式、测绘的操作步骤,得到测定泵修正后特性曲线H-Q(502),采取通过调整阀门开口大小、采取更换水泵及电机、重新设计更换原有叶轮的方法,可以采用三种方法中的一种或几种的组合来实现。

水循环系统节能修正方法

技术领域

[0001] 本发明属于水泵应用领域,特别涉及到水循环系统节能修正方法。

背景技术

[0002] 目前,水循环系统普遍存在以下问题:水泵不在其原设计的最优工况点使用,震动大、噪音大、甚至会出现水泵输出的轴功率大于所配电机的功率,引起电机烧蚀,一般通过设计时放大系数使水泵在所配电机的额定点工作。采用这种办法虽然保证了泵的正常运行,但出现了设计扬程过高,实际使用会出现低扬程、大流量、低效率、高能耗的情况。

发明内容

[0003] 本发明要解决上述技术问题。

[0004] 本发明是这样实现的:一种水循环系统节能修正方法,其特征在于:先测定泵的特性曲线,根据泵关死点扬程 H' ,流量 Q_b ,泵的扬程 H_b ,确定水泵的特性曲线上的交点 b ,根据泵所配电机的额定点 c 点确定实际所需流量 Q_c ,流量 Q_c 与扬程 H_b 的交点为 c' ,即为该设备节能改造的最优工况点。

$$[0005] \quad Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + \sum h_{f(1-2)}$$

[0006] 所述的测定泵的特性曲线采用以下计算公式:

[0007] 1)、扬程 H 的确定:在泵的吸入口和压出口之间列伯努利方程;由于两点之间管路很短,摩擦阻力损失可以忽略。又可认为流速相等。故有,

[0008] H ——泵的扬程(m);

[0009] P_1 ——泵进口真空度(Pa);

[0010] P_2 ——泵出口处液体的压力(Pa);

[0011] u ——流体在泵进出口处的流速(m / s);

[0012] Z_1 ——进口真空表安装高度(m);

[0013] Z_2 ——出口压力表安装高度(m);

[0014] $\rho - N = N_{\text{电}} \times k$ ——液体密度 1×10^3 (kg / m³);

[0015] g ——重力加速度 9.8 (m / s²);

[0016] 2)、轴功率的计算:

[0017] N ——轴功率(KW);

[0018] $N_{\text{电}}$ ——电功率表显示值(KW),

[0019] k ——电机传动效率,可取 $k=0.82$;

[0020] 3)、轴效率 η 的计算:

[0021] 泵的效率 η 是泵的有效功率 N_e 与轴功率 N 的比值,有效功率 N_e 是单位时间 $N_e =$

ρgQH 内流体质量流量经过泵时所获得的实际功率,轴功 $\eta\% = \frac{N_e}{N} = \frac{HQ\rho g}{N}$ 率 N 是单位时

间内泵轴从电机得到的功率,两者差异反映了水力损失、容积损失和机械损失的大小,泵的有效功率 N_e 可用下式计算:

[0022] N_e ——有效功率(KW);

[0023] $H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$ N ——轴功率(KW);

[0024] η ——轴效率;

[0025] ρ ——液体密度 1×10^3 (kg / m³);

[0026] g ——重力加速度 9.8 (m / s²);

[0027] Q ——流量(m³/h);

[0028] H ——泵的扬程(m);

[0029] 4)、转速改变时的计算:

[0030] $Q_1 = Q \frac{n_1}{n}; H_1 = H (\frac{n_1}{n})^2; N_1 = N (\frac{n_1}{n})^3$

[0031] 泵的特性曲线是在一定转速下的实验测定所得,但是,实际上感应电动机在转矩改变时,其转速会有变化,这样随着流量 Q 的变化,多个实验点的转速 n 将有所差异,因此在绘制特性曲线之前,须将实测数据换算为某一定转速 n_1 下,取离心泵的额定转速 2900rpm,计算公式如下:

[0032] Q_1 ——在额定转速 2900rpm 下的流量(m³/h);

[0033] Q ——流量(m³/h);

[0034] n ——实测转速(rpm);

[0035] n_1 ——额定转速 2900 (rpm);

[0036] H ——泵的扬程(m);

[0037] H_1 ——在额定转速 2900rpm 下的扬程(m)。

[0038] 所述测定泵的特性曲线测绘的操作步骤如下:

[0039] 1)、离心泵在启动前应灌泵排气;

[0040] 2)、仪表自检,打开泵进口阀,关闭泵出口阀,试开离心泵,检查电机运转的声音正常、离心泵运转的方向正确为合格;

[0041] 3)、离心泵要在出口阀关闭的情况下启动,开启离心泵,当泵的转速达到额定转速后,打开出口阀;

[0042] 4)、测试时,通过仪表、仪器逐渐改变出口流量调节阀的开度,使泵出口流量从 0m³/h 逐渐增大到 70m³/h,每次增加 10m³/h,在每一个流量下,待系统稳定流动 5 分钟后,读取相应数据,离心泵特性测试主要需获取的测试数据为:流量 Q 、泵进出口压力、输入功率、泵转速 n ,两测压点间高度差 Z_0 为 2m;

[0043] 5)、先关出口阀再停车;

[0044] 6)、将数据转换到同一转速下,把所得到的点用一根光滑的曲线连接起来,就得到了该转速下的原设计特性曲线 $H-Q$,原泵功率特性曲线 $P-Q$,效率流量曲线 $Eff-Q$ 。

[0045] 所述的设备节能改造的最优工况点,是指对设备进行节能改造后,根据测定泵的特性曲线采用的计算公式、测绘的操作步骤,得到测定泵修正后特性曲线 $H-Q(502)$,采取通过调整阀门开口大小、采取更换水泵及电机、重新设计更换原有叶轮的方法,可以采用三种

方法中的一种或几种的组合来实现。

[0046] 本发明根据特性曲线选择设备节能改造的最优工况点,结合现场实际情况,修正原系统中的不利及不合理的因素,提高系统的输送效率,达到节能降耗的目的。

附图说明

[0047] 图 1 为本发明实施例一的仪器仪表安装示意图。

[0048] 图 2 为本发明实施例一测绘的性能曲线图。

[0049] 图 3 为本发明实施例二的系统运行图。

[0050] 图 4 为本发明实施例三的系统运行图。

[0051] 图 5 为本发明实施例四的系统运行图。

[0052] 图 6 为本发明结构的性能曲线图。

[0053] 图中:101、水槽;102、手动截止阀;103、温度计;104、流量计;105、压力表;106、功率表;107、变频器;108、泵;109、放气阀;110、真空表;111、放尽阀;112、过滤器;201、冷却塔;202、浊环热水池;203、截止阀;204、水泵 A;205、压力表 A;206、止回阀;207、截止阀 A;208、截止阀 B;209、水泵 B;210、截止阀 C;211、水泵 C;301、旋流井;302、水泵 D;303、水泵 E;304、截止阀 D;305、水泵 F;306、水泵 G;401、浊环冷水池;402、使用设备;403、压力表 B;404、截止阀 E;405、压力表 C;406、过滤器;407、截止阀 F;408、水泵 H;409、压力表 D;410、水泵 I;501、原设计特性曲线 H-Q;502、修正后特性曲线 H-Q;503、原泵功率特性曲线 P-Q。

具体实施方式

[0054] 下面结合以下实施例对本发明作进一步说明,但不作为对本发明的限制:

[0055] 实施例一、请参照图 1、图 2 和表 1,水从水槽 101 中抽出,经过滤器 112、泵 108、流量计 104、手动截止阀 102 流回水槽 101,水槽 101 上的放尽阀 111 关闭;泵 108 进口处安装真空表 110,出口处安装压力表 105、温度计 103。根据测出的流量 Q、轴功率 N、转速 n、进口真空表 P1 和出口压力表 P2 的值算出 H、 η 并作 $H \sim Q$ 、 $N \sim Q$ 、 $Eff \sim Q$ 图。

[0056] 表 1

[0057] 实施例二、请参照图 3 和表 2,某钢厂浊环水系统中的浊环上塔泵节能修正方法。该系统中共配备水泵为 3 台,运行方式为两用一备,水泵结构为卧式单级双吸泵,在标高 0 米的位置;浊环热水池 202 在标高 3 米的位置;冷却塔 201 在标高 8 米的位置。系统运行时,水从浊环热水池 202 流出,经过截止阀 203、水泵、止回阀 206、截止阀,最后被送到高处的冷却塔 201。除截止阀 B208 关闭,截止阀 A207 和

[0058]

产品型号	80WFB-E3		规定流量	50m ³ /h	入口口径	80mm			
产品编号			规定扬程	60m	出口口径	65mm			
规定转速	2900r/min		规定泵效	37%	试验介质	清水			
序号	测 定 数 值					换 算 到 规 定 转 速			
	入口压力	出口压力	输入功率	转 速	流量读数	流 量	扬 程	轴功率	泵效率
	(兆帕)	(兆帕)	(千瓦)	(转/分)	(次/秒)	(米 ³ /时)	(米)	(千瓦)	(%)
1	0.0040	0.628	11.04	2940	0.0	0.00	63.74	10.60	0.00
2	0.0050	0.623	13.31	2936	4.0	10.16	63.51	12.83	13.70
3	0.0070	0.618	16.15	2935	9.0	22.87	63.26	15.58	25.28
4	0.0080	0.608	17.29	2933	11.0	27.97	62.45	16.71	28.46
5	0.0100	0.598	19.56	2927	15.0	38.22	61.90	19.02	33.87
6	0.0140	0.588	20.69	2928	17.0	43.30	61.26	20.10	35.93
7	0.0140	0.578	21.83	2923	19.0	48.47	60.47	21.32	37.44
8	0.0180	0.573	21.83	2921	19.0	48.51	60.45	21.36	37.38
9	0.0200	0.568	22.40	2920	20.0	51.08	60.19	21.94	38.16
10	0.0220	0.558	22.96	2915	21.0	53.72	59.59	22.61	38.55
11	0.0220	0.538	24.10	2914	23.0	58.86	57.61	23.75	38.87
12	0.0250	0.518	25.24	2911	25.0	64.04	56.00	24.95	39.15
13	0.0290	0.488	26.37	2906	27.0	69.29	53.56	26.21	38.56
交点:	流量	50.23	扬 程	60.27	轴 功 率	21.75	泵 效 率	37.90	
	交点泵效为规定值的		1.02		B 级判别	96.63	C 级判别	314.04	

[0059] 截止阀 C210 开启 15% 外,其余的截止阀均 100% 开启;水泵 A204 的运行压力 0.35MPa,运行频率 50Hz,功率 106KW;水泵 C211 的运行压力 0.35MPa,运行频率 50Hz,功率 103KW;备用水泵 B209 停运。测试外界温度 35℃,原水泵铭牌参数为:流量 $Q=1260\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=26\text{m}$,配套电机为 4P-132KW。

[0060]

设备名称	运行总流量	运行压力	运行频率	运行功率
浊环上塔泵 A	$1570\text{m}^3/\text{h}$	0.35MPa	50HZ	106KW
浊环上塔泵 B		0.35MPa	50HZ	停运
浊环上塔泵 C		0.35MPa	50HZ	103KW

[0061] 表 2

[0062] 通过测定原设计特性曲线 $H-Q501$ 并得到节能改造的最优工况点,结合现场实际分析得出,该系统存在人为的增加阻力来实现整个系统的平衡,实际整个系统需要流量为 $1570\text{m}^3/\text{h}$,实际所需扬程为水头压差加上管损取为 10m,而该系统原设计过程过于增加系数,偏离实际工况点,只能通过调整阀门的方法来实现实际需求。

[0063] 得出上述结论后,重新设计或选型参数:流量 $Q=785\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=10\text{m}$,为节约成本,电机无需更换,水泵结构不变。请参照图 3 和表 3,改造后截止阀 A207 和截止阀 C210 均开

启 100%，系统的运行压力 0.35MPa，运行功率 65KW，节电率 68.9%。测定节能改造修正后特性曲线 H-Q502，它与测定原设计特性曲线 H-Q501 间存在节能区域。

[0064]

原运行功率	现运行功率	节电率	年节电量
209KW	65KW	68.9%	120KW·h

[0065] 表 3

[0066] 实施例三、请参照图 4 和表 4，某钢厂浊环水系统中的旋流井提升泵节能修正方法。该系统中共配备水泵为 4 台，运行方式为三用一备，水泵结构为立式无密封自控自吸泵，在标高 -1 米的位置；旋流井 301 在标高 -5 米的位置；浊环热水池 202 在标高 3 米的位置。系统运行时，水从旋流井 301 抽出，经过截止阀 203、水泵、止回阀 206、截止阀，最后被送到高处的浊环热水池 202。除截止阀 D304 关闭，其余的截止阀均 100% 开启；水泵 D302 的运行压力 0.13MPa，运行频率 30Hz，功率 75KW；水泵 E303 的运行压力 0.13MPa，运行频率 30Hz，功率 73.3KW；水泵 G306 的运行压力 0.13MPa，运行频率 30Hz，功率 74.3KW；备用水泵 F305 停运。测试外界温度 35℃，原水泵铭牌参数为：流量 $Q=830\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 $H=42\text{m}$ ，配套电机为 4P-220KW。

[0067]

设备名称	运行总流量	运行压力	运行频率	运行功率
旋流井提升泵 D	$1575\text{m}^3/\text{h}$	0.13MPa	30HZ	75KW
旋流井提升泵 E		0.13MPa	30HZ	73.3KW
旋流井提升泵 F				停运
旋流井提升泵 G		0.13MPa	30HZ	74.3KW

[0068] 表 4

[0069] 该系统运行水泵通过变频的方法使得整个系统的平衡，这种方法虽然能够节约耗能，但是水泵效率太低，治标不治本的做法。

[0070] 通过测定原设计特性曲线 H-Q501 并得到节能改造的最优工况点，结合现场实际分析得出，为保证整个水系统的平衡，该系统需要流量为 $1570\text{m}^3/\text{h}$ ，实际所需扬程为水头压差加上管损取为 15m，而该系统原设计过程过于增加系数，偏离实际工况点，只能通过调整频率等方法来实现实际需求。

[0071] 得出上述结论后，重新设计或选型参数：流量 $Q=525\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 $H=15\text{m}$ ，更换水泵及电机，水泵结构为立式高效型自控自吸泵，电机配套功率为 4P-30KW。请参照图 4 和表 5，改造后，系统的运行频率 50Hz，运行功率 85.5KW，节电率 61.6%。测定节能改造修正后特性曲线 H-Q502，它与测定原设计特性曲线 H-Q501 间存在节能区域。

[0072]

原运行功率	现运行功率	节点率	年节电量
222.6KW	85.5KW	61.6%	120KW·h

[0073] 表 5

[0074] 实施例四、请参照图 5 和表 6，某钢厂浊环水系统中的浊环低压泵节能修正方法。

该系统中共配备水泵为 2 台,运行方式为一用一备,水泵结构为卧式单级双吸泵,在标高 0 米的位置;浊环冷水池 401 在标高 3 米的位置;使用设备 402 在标高 5 米的位置。系统运行时,水从浊环冷水池 401 流出,经过截止阀 203、水泵、止回阀 206、截止阀,最后被送到高处的使用设备 402。除截止阀 F407 关闭,截止阀 E404 开启 30%,其余的截止阀均 100% 开启;水泵 I410 的运行压力 0.62MPa,运行频率 50Hz,功率 160KW;水泵 H408 停运。测试外界温度 35℃,原水泵铭牌参数为:流量 $Q=720\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=49\text{m}$,配套电机为 4P-160KW。

[0075]

设备名称	运行总流量	运行压力	运行频率	运行功率
浊环低压泵 H	$600\text{m}^3/\text{h}$			停运
浊环低压泵 I		0.62MPa	50HZ	160KW

[0076] 表 6

[0077] 通过测定原设计特性曲线 H-Q501 并得到节能改造的最优工况点,结合现场实际分析得出,该系统已经无法通过调整阀门及调整电机频率的方法使其达到现场需求,该系统需要流量为 $600\text{m}^3/\text{h}$,实际所需扬程为水头压差加上管损取为 35m,而该系统原设计过程过于增加系数,偏离实际工况点。

[0078] 得出上述结论后,重新设计参数:流量 $Q=600\text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H=35\text{m}$,泵壳及电机不更换,重新设计叶轮模型并更换。请参照图 5 和表 7,改造后截止阀 E404 开启 100%,水泵 I410 的运行压力 0.62MPa,运行频率 50Hz,运行功率 85.75KW,节电率 46.4%。测定节能改造修正后特性曲线 H-Q502,它与测定原设计特性曲线 H-Q501 间存在节能区域。

[0079]

原运行功率	现运行功率	节点率	年节电量
160KW	85.75KW	46.4%	60KW·h

[0080] 表 7。

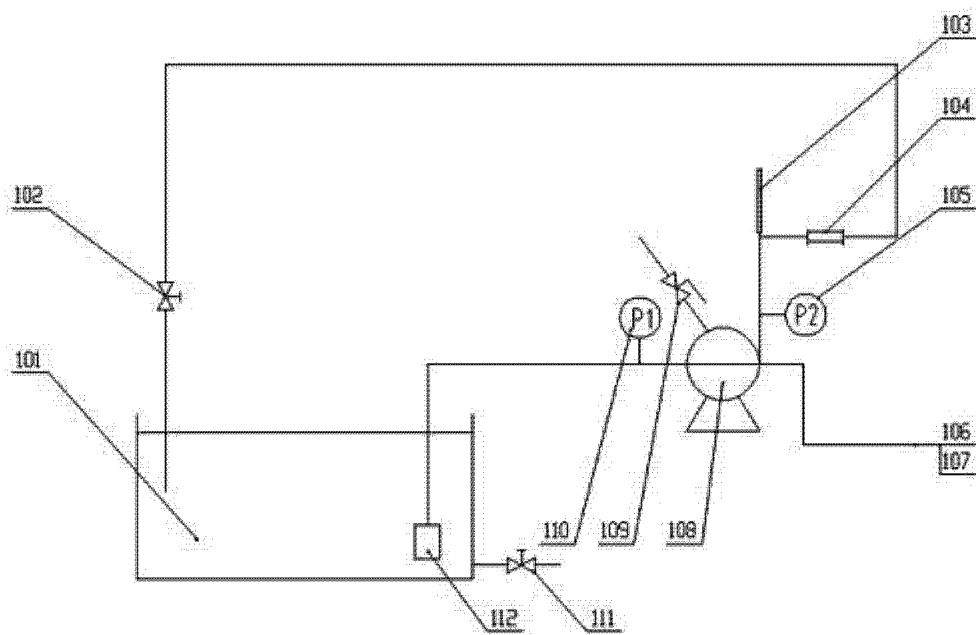


图 1

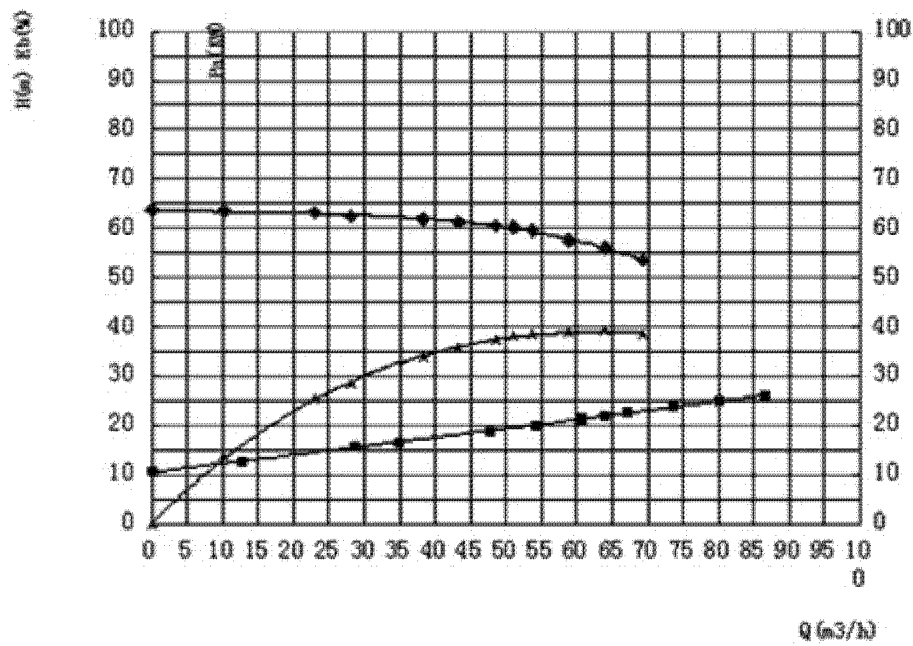


图 2

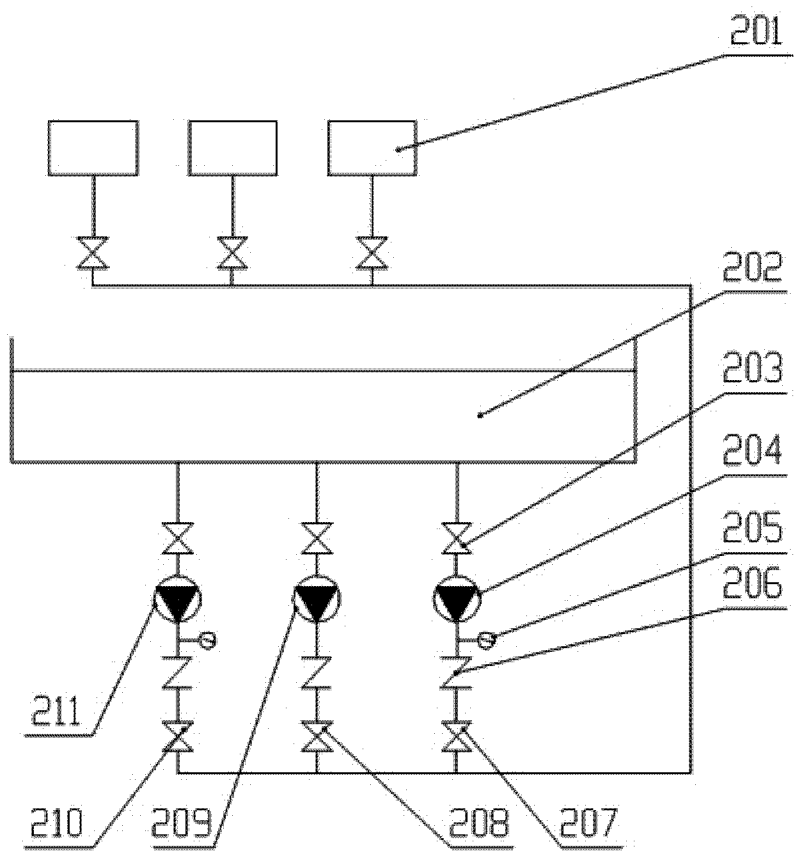


图 3

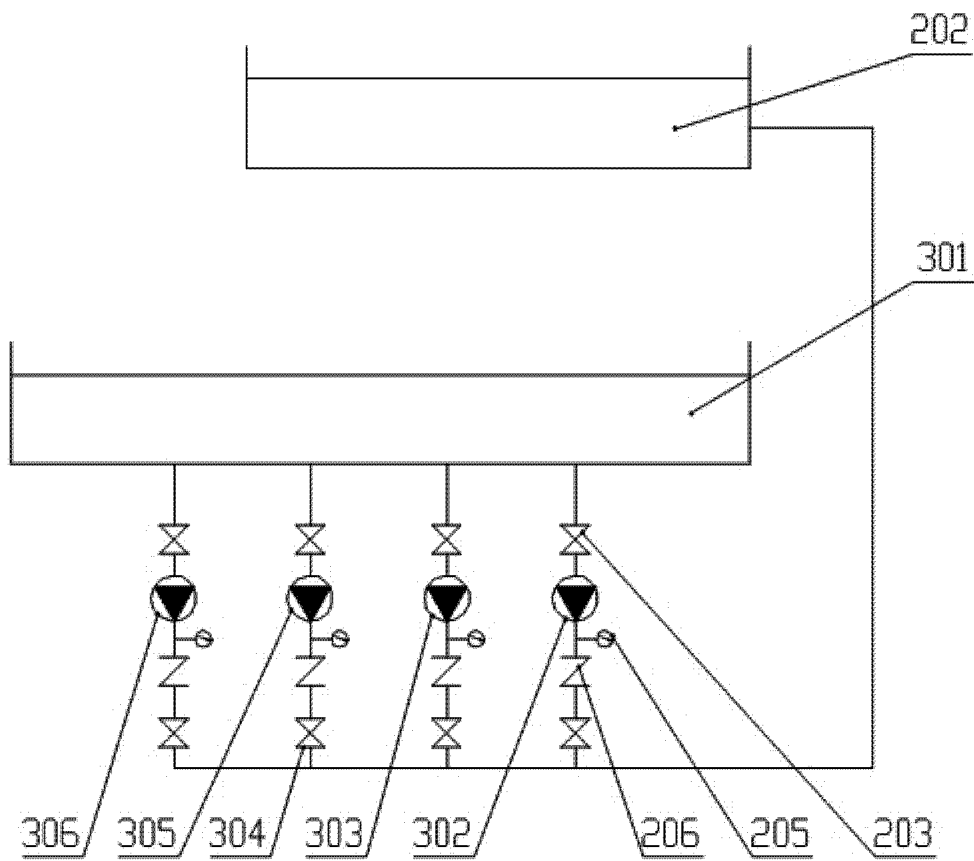


图 4

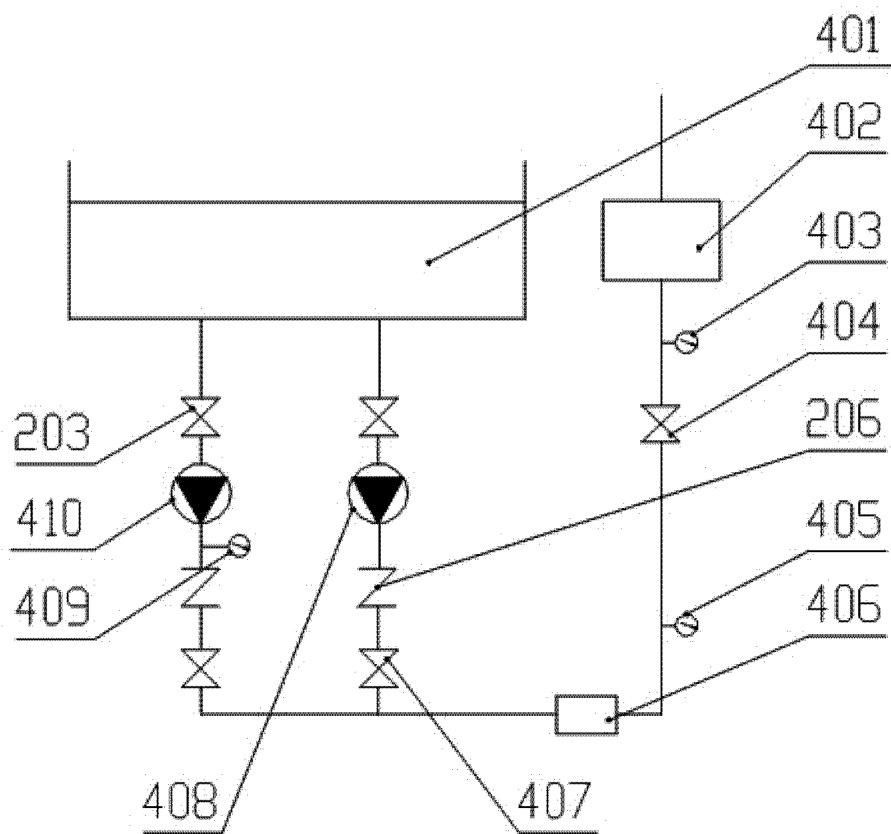


图 5

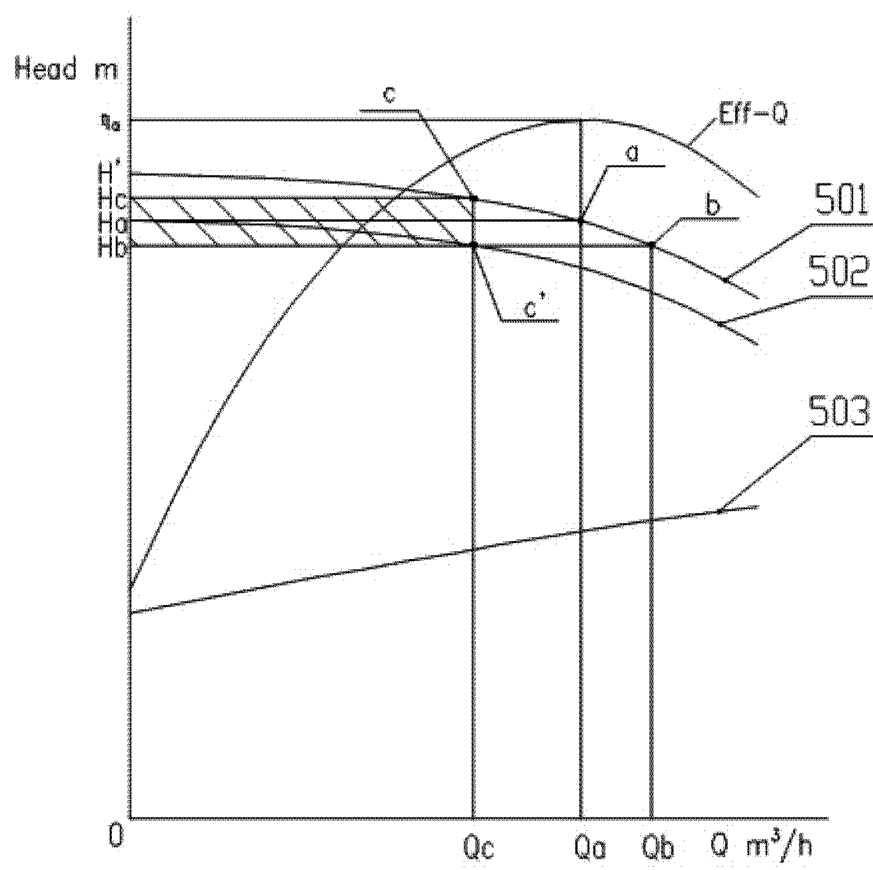


图 6