

水利电力部技术改进局编

汽輪机調整系統的 設計和調整

(第四輯)

水利电力出版社

內 容 提 要

本輯內容共分为五部分：分別介紹了汽輪机的各种調整汽門，渦輪蝸杆及油泵齒輪工艺过程，国产ГK-0.75和AK-25汽輪机調整系統，B.T.H.750 缸机調整系統的改革設計，以及汽輪机調整系統的經驗交流等。文內并附有很多图例，可供讀者参考。

本書可供从事汽輪机調整系統設計和調整的工程技術人員用，亦可作開設这方面訓練班的教材用。

汽輪机調整系統的設計和調整 第四輯

水利电力部技術改进局編

1427R301

水利电力出版社出版(北京西便門外大街二號)

北京市書刊出版登記證許可證出字第105号

水利电力出版社印刷厂排印 新华書店发行

850×1168 $\frac{1}{2}$ 开本*4 $\frac{1}{2}$ 印張*101千字

1958年10月北京第1版

1958年10月北京第1次印刷(0001—4,100册)

統一書号: 15143·1136 定价(第9类)0.65元

目 录

I、汽輪机的調整汽門	2
一、調整汽門的一般問題	2
二、單平口汽門	4
三、單斜口汽門	10
四、双口汽門	13
五、帶扩散器的汽門	16
六、断流控制的計算	19
七、檢修調整时注意事項	21
八、設計及其他	24
II、蝸輪蝸杆及油泵齒輪工艺过程簡介	25
一、蝸輪付的制造工艺过程	25
二、蝸輪蝸杆的应有的技术条件	29
三、今后提高質量方向	29
四、油泵齒輪的制造工艺	30
五、油泵齒輪的測繪和技术条件	30
III、国产ГK-0.75和AK-25汽輪机調整系統簡介	35
一、汽輪机調整系統中的調速器在我厂生产的概況(从1953~ 1958年)	35
二、ГK-0.75汽輪机調整系統(半液压式)	36
三、AK-25汽輪机液压式調整系統	38
IV、B.T.H.750 瓩机調整系統改进設計	41
一、調整系統	41
1. 原則性調整系統的選擇	41
2. 調速系統敘述(參閱圖IV-1, 插頁)	42
二、汽輪机的起動和控制	43
三、自动保护裝置和潤滑	43
四、調整系統动态穩定計算(參閱圖IV-2)	44
1. 穩定性判別准則	44
2. 各元件時間的計算	46
3. 系統穩定性校核	47
五、各部件設計計算	48
1. 伺服馬達結構含算	48
2. 伺服馬達断流式錯油門設計(參閱圖IV-4)	52
3. 調速器設計(參閱圖IV-4)	53
4. 自定中心活塞設計(參閱圖IV-4)	55

5. 液动联系系統設計(參閱圖IV-4、IV-8和IV-1)	61
6. 抽油器設計(參閱圖IV-9)	63
7. 油泵設計(參閱圖IV-10和IV-11)	65
V、汽輪機調整系統經驗交流	72
一、消除B.B.C. 15000瓩汽輪機負荷摆动經驗介紹	72
二、B.B.C. 25000瓩汽輪機調整系統靜態特性試驗介紹	73
三、用變更同步器套筒泄油窗形狀以改變B.B.C.型汽輪機速度 變動率的方法	73
四、容量為3000瓩的B.B.C.型汽輪機調整系統調整經驗介紹	76
五、國產AK-6型汽輪機調整系統特性和經驗介紹	79
六、國產AK-6型汽輪機油系統經驗點滴	90
七、老GF汽輪機調整汽門的檢修與改進	91
八、10000瓩西門子型汽輪機調整系統的調整	100
九、雙口汽門不能維持空負荷運行缺陷的消除	102
十、15000瓩西門子汽輪機調整系統不能維持空負荷缺陷的消 除	103
十一、15000瓩西門子汽輪機調速器斷軸事故	103
十二、5000瓩石川島汽輪機調速器斷軸事故	103
十三、4000瓩石川島汽輪機調速器斷軸事故	105
十四、調整石川島汽輪機危急保安器動作轉數的方法	106
十五、某廠AEG、2520瓩汽輪機調速器飛錘飛出的事故	107
十六、日本制AEG型750瓩汽輪機調速器壓力瓦損壞事故	109
十七、蘇聯AK-4、AK-6汽輪機調整系統經驗介紹	110
十八、蘇聯AK-6汽輪機輔助油泵油壓調節器檢修經驗	113
十九、JIM3 BIII 2520瓩汽輪機調整系統經驗介紹	114
二十、2000瓩M.V型汽輪機調整系統的調整	117
二十一、5000瓩M.V型汽輪機調整系統缺陷的消除	117
二十二、防止汽輪機油系統漏油的一些經驗	118
二十三、川崎汽輪機危急保安器的改進	119
二十四、調整軸承油壓所引起的事故	126
二十五、幅流式汽輪機危急保安器的改進	126
二十六、幅流式汽輪機油系統事故教訓	127
二十七、簡易汽輪機調整系統靜態特性試驗方法	128

I、汽輪机的調整汽門

一、調整汽門的一般問題

造成調整系統工作惡化的原因，有很多是因为配汽機構工作得不好。配汽機構工作不好有时甚至会使調整系統完全失去作用。所以在設計和整定汽輪机調整系統时，都應該仔細考虑配汽機構的工作情况。本文將着重討論配汽機構的主要部件——調整汽門。

对于調整汽門有下列几点要求：

1. 汽門的升程与流量的关系应尽可能作成綫性的。

無論在杠杆式的或液动式的調整系統中，从轉速訊号直到主伺服馬达都是很容易作成近似綫性的关系。如果从伺服馬达到电負荷的关系也是綫性的，那么調整系統的靜态特性(轉速与負荷的关系)也就是平穩的直綫，这种特性正是运行上所要求的。对于抽汽式汽輪机这种特性也是自治調整的必要条件。

在直接傳动的往复式伺服馬达(如B.B.V., 幅流及M.V及G.E.汽輪机中)中，汽門升程与伺服馬达的行程关系是綫性的。此时，只有讓汽門升程与电負荷关系为綫性时才能达到上述的要求。大家都知道电負荷与蒸汽流量是近似成正比例的，因此，要求汽門的升程与流量的关系是綫性的。

在間接傳动的往复式伺服馬达(如П.М.3.汽輪机)、回轉伺服馬达(如A.B.G.汽輪机)及以凸輪作反調整的伺服馬达(如上海AK-6)中，汽門升程与流量的非綫性关系可以用凸輪来补偿，伺服馬达升程与电負荷的关系仍然可以作成綫性的。虽然如此，还是宁可把汽門升程与流量的关系作成綫性的。因为：(1)以凸輪上曲綫来作补偿时，安裝略为不当，汽門升程的起点沒有落在原凸輪曲綫相应的起点上，很可能造成調整系統在这个別負荷下不

稳定；(2)以凸轮作传动机构增加了调整系统不灵敏的可能性。

汽门的升程与流量的关系作成线性的虽有很大的好处，但如后所述实际上常常并不可能严格做到，只能要求尽可能作成近似线性的。

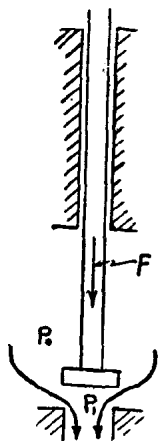


图 I-1 蒸汽作用在汽门上的力及其方向

线性的。

2. 蒸汽作用在汽门上的力要小、方向应使汽门不卡涩。

由于蒸汽在汽门前后的静压力以及汽流的冲击力(如图 I-1)使蒸汽有一个力量 F 作用在汽门上。这个力量要尽可能小。它对调整系统的影响很大。 F 愈大伺服马达及油泵油量也要设计得愈大，或油压要设计得愈高。伺服马达和油泵不必要的大，意味着整个调整系统笨重和不经济。提高油压也有一定的限度，到目前为止，最高的使用油压为 12 公斤/公分²。

蒸汽力 F 的方向应背向汽门杆套，如图 I-1 所示。如果 F 的方向和图 I-1 所示的相反，朝向汽门杆套，则易使汽门杆套卡涩。另外，在一些大型汽门中(如辐流汽轮机)，由于汽流的作用常使 F 并不与汽门杆中心线重合，而在与汽门杆垂直的方向上有一分力。显然，这种情况增加了汽门卡涩的因素，在设计汽门时应极力避免。

3. 汽门的流量系数要大。

汽门流量系数较大，意味着同样的标称直径的汽门在同样的压降下能通过的蒸汽流量较大。很容易看出，如果通过汽门的流量确定了，流量系数较大的汽门，其名称直径可以选择得小一些。汽门名称直径小可使其结构轻巧。汽门名称直径小还常常伴随着蒸汽作用在汽门上的力也小，如前所述这将使调整系统轻巧而经济。

4. 汽门要能关闭严密。

汽门应能关闭得很严密，否则很难维持空负荷，而且对安全

也是不利的。

5. 汽門应不跳动。

二、單平口汽門

过热蒸汽經過节流裝置时的流速，如果是絕热的和沒有損失的，可以表示如下：

$$c_{1t} = \sqrt{2g \frac{K}{K-1} P_0 V_0 \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right) + C_0^2} \quad (1)$$

式中 P_0 ——节流裝置前的蒸汽压力，絕對大气压 $\times 10^4$ ；

V_0 ——节流裝置前的蒸汽比容，公尺³/公斤；

K ——絕热指数，等于1.3；

P_1 ——节流裝置处的蒸汽压力，絕對大气压 $\times 10^4$ ；

g ——重力加速度，等于9.81公尺/秒²；

C_0 ——节流裝置前的流速，公尺/秒。

实际上經過汽輪机調整汽門的蒸汽都是过热蒸汽，故可用公式(1)来计算流速，只需乘上流速系数。單口汽門的示意图如图 I-1 所示，其流速为

$$C = \varphi C_1 \quad (2)$$

式中 φ ——流速系数。

为計算方便起见，引用單位面积的流量，其公式如下：

$$\frac{G}{A} = \frac{C}{V_1}$$

式中 G ——通过汽門的流量，公斤/秒；

A ——汽門的面积，公尺²；

V_1 ——汽門处的蒸汽比容，公尺³/公斤。

代入式(2)及式(1)，并設 $C_0 = 0$ ，得

$$\frac{G}{A} = \varphi \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left(\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right)} \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} = \xi_1 \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} \quad (3)$$

① 参考 A. B. 雪格里雅耶夫著“蒸汽透平”中文版上册公式(55)。高等教育出版社1954年出版。

$$\text{式中 } \xi_1 = \varphi \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

如果 A_1 以平方公分, P_0 以絕對大氣壓計, 則

$$\frac{G}{A_1} = \xi \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} \text{ 公斤/秒-公分}^2, \quad (4)$$

$$\text{式中 } \xi = 10^{-2} \xi_1 = 10^{-2} \varphi \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}.$$

為了使用方便, 把 ξ 預先計算出, 列于表 1 中, 並將此數值以圖 I-2 中的曲線表示。

表 1 ξ 的數值 (假定 $\varphi=0.9$)

P_1/P_0	ξ	P_1/P_0	ξ
0.55	0.01955	0.93	0.01065
0.60	0.01945	0.94	0.00991
0.65	0.01915	0.95	0.00912
0.70	0.01852	0.96	0.00819
0.75	0.01765	0.97	0.00714
0.80	0.01636	0.98	0.00588
0.85	0.01476	0.99	0.004129
0.90	0.01250	0.995	0.00293
0.91	0.01187	1.000	0.00000
0.92	0.01130		

現在以實例來說明單平口汽門的計算問題。設有一台汽輪機的額定出力是 3000 瓩。為了計算簡單起見, 設調整汽門前蒸汽參數為常數, 壓力 P_0 為 14.32 絕對大氣壓, 溫度 t_0 為 263.6°C 。額定出力時的流量 G 為 4.38 公斤/秒。另設在各種出力下調整汽門后 (噴咀前) 的汽壓 P_1 及流量 G 均已知如表 I-2 中及圖 I-3 上所示。

從蒸汽表上可以查出, 當 $P_0 = 14.32$ 絕對大氣壓, t_0 為 265.6°C 時, 蒸汽比容 $V_0 = 0.173$ 米³/公斤。根據式(4)

$$A_1 = \frac{G}{\xi \sqrt{\frac{P_0}{V_0}}}.$$

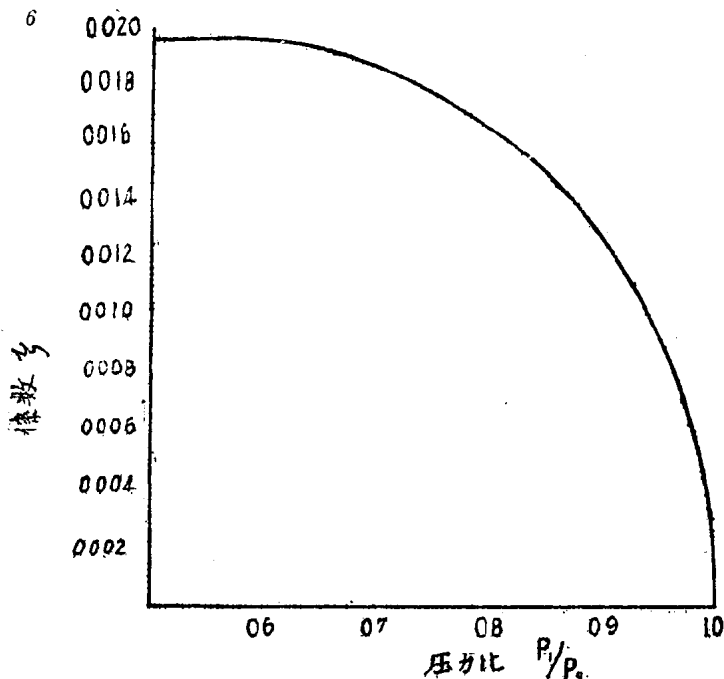


图 I-2 过热蒸汽通过汽门的系数

表 2

單平口汽門計算的例子

額定出力3000瓩, $P_0=14.32$ 絕對大氣壓, $t_0=263.6^\circ\text{C}$, 汽門直徑為 13.05公分

負荷 瓩	P_1 絕對大 氣壓	$\frac{P_1}{P_0}$	ϵ	G 公斤 秒	面積 A_p 公分 ²	升程 L 公 分	從空負荷的 升程 L'	轉速變動 %
0	1.41	0.098	0.0196	0.459	3.21	0.077	0	0
500	3.52	0.245	0.0196	1.147	8.03	0.196	0.119	0.140
1,000	5.62	0.392	0.0196	1.837	12.9	0.315	0.238	0.275
1,500	7.73	0.540	0.0196	2.525	17.6	0.429	0.352	0.415
1,600	8.17	0.569	0.0195	2.661	18.6	0.453	0.376	0.445
1,800	9.00	0.628	0.0193	2.938	20.8	0.507	0.430	0.509
2,000	9.84	0.686	0.0187	3.210	23.6	0.576	0.499	0.585
2,200	10.69	0.745	0.0178	3.485	26.9	0.657	0.580	0.684
2,400	11.55	0.805	0.0162	3.765	31.7	0.773	0.696	0.825
2,600	12.37	0.863	0.0142	4.035	38.9	0.943	0.871	1.030
2,800	13.22	0.922	0.0112	4.310	52.5	1.28	1.203	1.430
2,900	13.68	0.951	0.0090	4.450	67.4	1.64	1.563	1.850
3,000	14.12	0.980	0.0059	4.590	107	2.61	2.533	3.000

設汽流經過汽門后的收縮系数 $C_c = 0.8$ ，則实际的面积

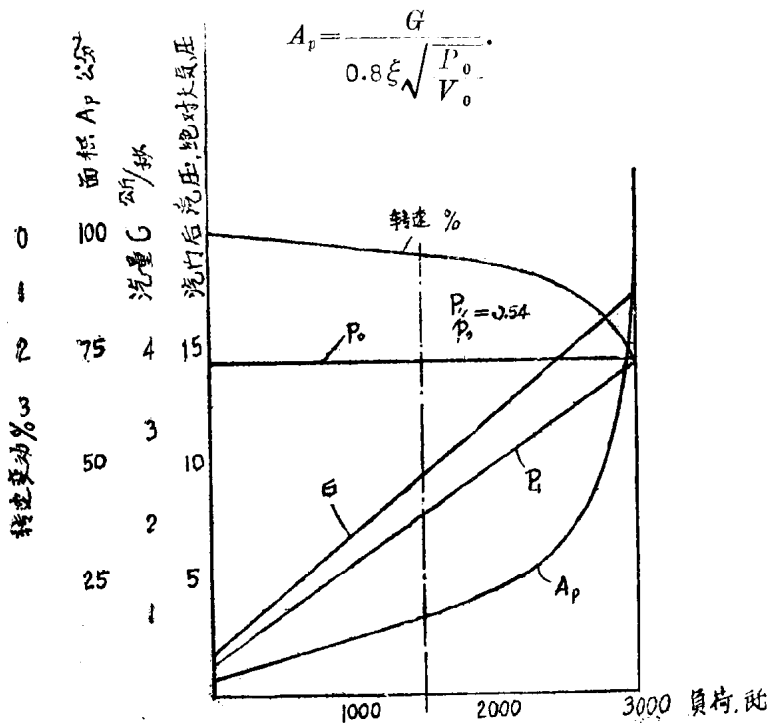


图 I-3a 汽門計算图

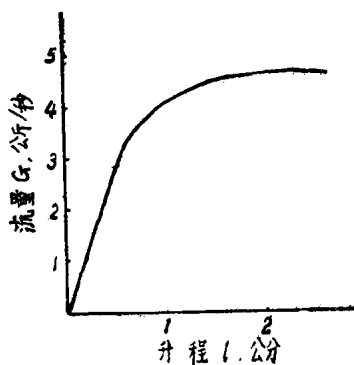


图 I-3b 單口汽門升程与流量关系

当出力为 3,000 瓩时, P_1 为 14.12, 则 $\frac{P_1}{P_0} = \frac{14.12}{14.32} = 0.98$ 。

(即选定此汽門压降比 0.98)。从图 I-2 中的曲线查出 ξ 为 0.0059, 故

$$A_p = \frac{4.59}{0.8 \times 0.0059 \sqrt{\frac{14.32}{0.173}}} = 107 \text{ 公分}^2$$

單平口汽門的最大升程, 可以从下式推导出来, 其意义为汽門的开口已等于汽門名称直径处的面积

$$\frac{\pi D^2}{4} = \pi DL$$

所以 $L = 0.25D$.

今选择 3000 瓩时汽門的升程为 $0.2D$, 则此汽門的直径 D 可由下式求得:

$$\pi DL = \pi 0.2 \cdot D^2 = 107,$$

所以 $D = \sqrt{\frac{107}{\pi 0.2}} = 13.05 \text{ 公分}.$

此时汽門升程

$$L = 0.2D = 0.2 \times 13.05 = 2.61 \text{ 公分}.$$

类似地可将其他各种出力下的实际面积与升程计算出来。

汽門的升程减掉空负荷时的升程亦列入表中以 L' 表示。假定自转速到汽門升程的关系是线性的, 在给定速度变动率 3 % 的情况下, 各升程 L' 的速度的变动可由下式决定:

$$\frac{L'}{2.533} \times 3 \%$$

在各种负荷下计算出的数值均列入表 2 并画在图 I-3a 上。汽門升程与流量的关系画出图 I-3b 上。

现在我们来分析图 I-3a, 负荷与面积的关系在一开头是直线, 当压力比 P_1/P_0 小于临界值以后, 这关系线就成为曲线。但汽門面积 $A_p = \pi DL$, 即汽門升程与面积的关系是直线, 故使转速变

动与负荷的关系在 P_1/P_0 小于临界值以后也有相应曲线。这种曲线对汽轮机的运行是不利的。

蒸汽作用于单平口汽门上的力量可用下式决定（式中符号见图 I-4）：

$$P_0 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_u^2}{4} \right) - P_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = R \quad (5)$$

当汽门全关闭时， $P_1 = 0$ 。为了分析简单起见，可概略地把此时的提升力当作最大

$$P_0 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_u^2}{4} \right) = R_{\text{最大}} \quad .$$

如果汽门开大致使 $P_1 = P_0$ ，则 R 将为负值，其方向与图 I-4 中所示的相反，这将增加汽门卡涩的可能性。因之当汽门全开时，最好仍保持 R 为正数，其极限条件为：

$$P_0 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_u^2}{4} \right) - \frac{\pi d_1^2}{4} P_{10} = 0 \quad (6)$$

式中 P_{10} ——汽门后最大的汽压。

当汽门刚开启时，门杆上要发生最大的张应力 $\sigma_{\text{最大}}$ ，其数值可用下式决定：

$$P_0 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_u^2}{4} \right) = \frac{\pi d_u^2}{4} \cdot \sigma_{\text{最大}} = R_{\text{最大}} \quad (7)$$

上式可化成

$$\frac{\pi d_u^2}{4} = \frac{P_0}{P_0 + \sigma_{\text{最大}}} \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (8)$$

式(6)可写成

$$(P_0 - P_{10}) \frac{\pi d_1^2}{4} - P_0 \frac{\pi d_u^2}{4} = 0.$$

将式(8)代入上式并化简得

$$\frac{P_0 - P_{10}}{P_0} = \frac{P_0}{P_0 + \sigma_{\text{最大}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{\text{最大}}}{P_0}} \quad (9)$$

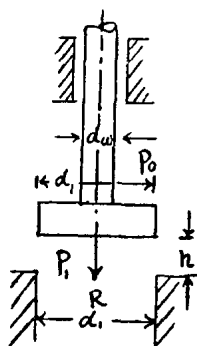


图 I-4 單平口汽門

現在来分析这个式子。 $\frac{P_0 - P_{10}}{P_0}$ 为汽門全开时的汽压降百分数，此数值愈大损失也愈大。 $\sigma_{\text{最大}}$ 門杆的应力也受到材料性能的限制。当压力 P_0 上升时，如仍要保持上式的关系，就不得不加大压降百分数或加大門杆的应力。

举两个例子来说明問題： $P_0 = 30$ 公斤/公分²， $\sigma_{\text{最大}} = 600$ 公斤/公分²； $P_0 = 90$ 公斤/公分²。在第一种情况下

$$1) \quad \frac{P_0 - P_{10}}{P_0} = \frac{1}{1 + \frac{600}{30}} = 0.0475;$$

第二种情况如 $\sigma_{\text{最大}} = 600$ 公斤/公分²

$$2) \quad \frac{P_0 - P_{10}}{P_0} = \frac{1}{1 + \frac{600}{90}} = 0.131.$$

第二种情况如 $\frac{P_0 - P_{10}}{P_0} = 0.0475$ 不变

$$2)' \quad \sigma_{\text{最大}} = 600 \cdot \frac{90}{30} = 1,800 \text{ 公斤/公分}^2.$$

当汽門全开时，如果允許 R 的数值可以为不大的負数，上述的情况就和緩得多。

三、單斜口汽門

为了想把汽門升程与流量的关系作成直綫的，故出現有斜口汽門。現在以实例来討論这种汽門。仍用上例汽輪机的額定出力为 3000 瓩。汽門后的汽压 P_1 及流量 G 均与前例相同。

选择汽門直徑 D 为 16 公分，在額定出力时从空負荷的升程为 $0.3D = 4.8$ 公分。表 3 中列出了两种計算数据，一为 $P_0 = 14.41$ 絕对大气压，另一为 $P_0 = 14.75$ 絕对大气压。計算面积 A_v 的方法与上例相同，不在此作重述，請見表 3。

汽門开度 x 的意义如图 I-5 所示，即門座与門心之間的最小距离， x 值可以下式求出：

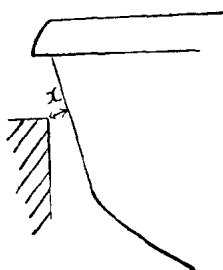
$$x = \frac{A_p}{\pi D}$$

表 3 單斜口汽門計算的例子

額定出力為3000瓩，比容 $V_0=0.173$ 米³/公斤，汽門直徑為16公分

從空荷荷 的升程 L' , 公分	負 荷 瓩	$P_0=14.41$ 絕對大氣壓		$P_0=14.75$ 絕對大氣壓	
		面積 A_p , 公分 ²	開度 x , 公分	面積 A_p , 公分 ²	開度 x , 公分
0	0	3.19	0.063	3.11	0.062
0.48	300	6.05	0.12	5.91	0.12
0.96	600	9.43	0.19	8.71	0.17
1.44	900	11.8	0.24	11.5	0.23
1.92	1,200	14.7	0.29	14.3	0.28
2.40	1,500	17.5	0.35	17.1	0.34
2.88	1,800	20.6	0.41	20.0	0.40
3.36	2,100	24.8	0.49	23.9	0.48
3.84	2,400	31.2	0.62	29.5	0.59
3.96	2,475	33.5	0.67	31.5	0.63
4.08	2,550	36.1	0.72	33.7	0.67
4.21	2,625	39.4	0.78	36.2	0.72
4.32	2,700	43.6	0.88	39.5	0.78
4.44	2,775	48.9	0.97	43.6	0.88
4.56	2,850	56.3	1.12	48.7	0.97
4.68	2,925	70.0	1.39	56.2	1.12
4.8	3,000	96.5	1.92	68.9	1.32

汽門曲綫的作圖法示于圖 I -6 中。以門座住下落來代替汽門

圖 I-5 汽門開度 x 的意義

上升。以各相應的開度 x 作圓弧，汽門的曲綫應為相切于各圓弧的曲綫。在作圖過程中，可發現對於 $P_0=14.41$ 絕對大氣壓在升程大於 3.8 公分以後，對於 $P_0=14.75$ 絕對大氣壓在升程大於 3.96 公分以後，各圓弧互相干涉。可以看出， P_0 愈大，相互干涉的情況較緩和。也就是說只有把汽門的壓降 $\frac{P_0 - P_1}{P_0}$ 做得很大才能獲得升程與流量的直

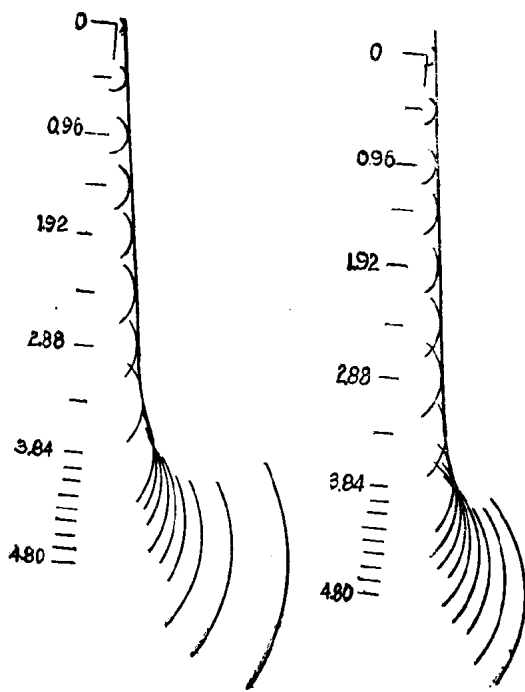


图 1-6 斜口汽門曲綫作圖法

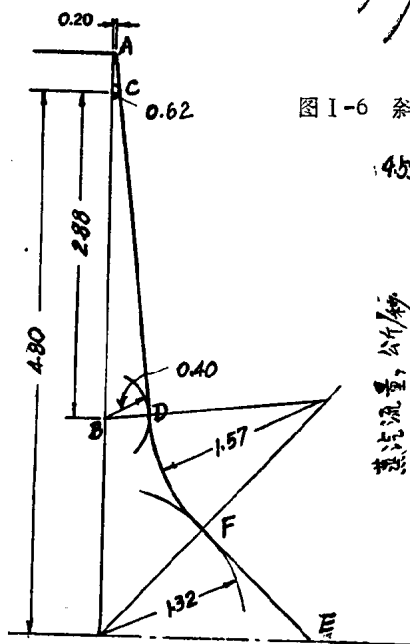


图 1-7 实际的斜口汽門作圖法

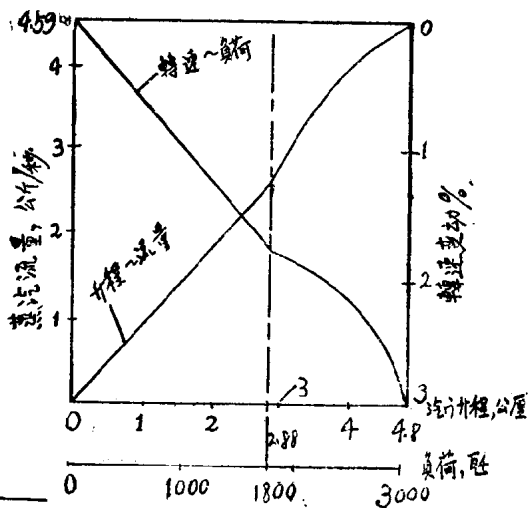


图 1-8

綫关系，但是这是不允許的。

实际上，只能近似地来做此曲綫。以上述的 $P_0 = 14.75$ 絕對大气压的情况为例(图 I-7)，首先作出自空負荷到滿負荷的升程 4.80 公厘，在滿負荷升程处以 1.32 公分為半徑画圓弧。在空負荷以半徑 0.062 作圓弧，在相当 1800 瓦負荷升程為 2.88 公厘时，以半徑 0.40 公厘作圓弧，画直綫 CD 与 0.62 及 0.40 圓弧相切。作 BD 垂直 CD 。作圓弧 DF 令其中心落在 BD 的延長綫上且与 1.32 公分為半徑的圓弧相切。將 CD 延長至 A 点使其与座口間隙為 0.2 公厘。作直綫 FE 与弧 DF 相切。 $ACDFE$ 为汽門心的曲綫。这样一来汽門升程与流量的关系及轉速变动与負荷的关系將分別如图 I-8 所示，并不能完全作成直綫关系。

四、双口汽門

單口汽門的蒸汽力量 R 是在汽門剛开启时发生的，其时全部蒸汽的压力 P_0 均作用在上汽門心的进汽側。为了改善这种情况，在旧式汽輪机中常用双口汽門。图 I-9 上划出了双口汽門的示意图。应用图中的各符号，蒸汽作用力 R 写成下式：

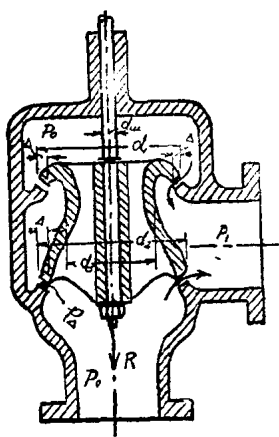


图 I-9 双口汽門

$$P_0 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_m^2}{4} \right) - P_1 (d_2 - 2\Delta)^2 \frac{\pi}{4} -$$

$$- P_1 \frac{\pi}{4} (d_1 - 2\Delta)^2 + P_1 \frac{\pi}{4} (d_2)^2 -$$

$$- P_4 \pi d_1 \Delta - P_4 \pi d_2 \Delta = R \quad (10)$$

式中 P_4 ——座口 Δ 处的压力。

將上式加以整理，并將帶 Δ^2 的項略而不計得

$$(P_0 - P_1) \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} \right) +$$

$$+ \pi d_2 \Delta (P_0 - P_4) - \pi d_1 \Delta (P_4 - P_0) -$$

$$P_0 = \frac{\pi d_m^2}{4} = R \quad (11)$$

压力 P_4 的数值，当 $\frac{P_1}{P_0}$ 小于临界值时，可采用临界值 P_k ；当

$\frac{P_1}{P_0}$ 大于临界值时采用 P_1 。

从公式(11)中可以看出, 当 $d_1 > d_2$ 时, R 永远是正值。当 d_1 接近 d_2 时, R_1 的符号视座口处压力 P_d 的大小而定。当 $d_1 = d_2$ 时, 公式(11)可写成

$$\pi d \Delta (P_0 + P_1 - 2P_d) - P_0 \frac{\pi d_w^2}{4} = R$$

在汽門剛剛开启时 $P_d = P_k = 0.546 P_0$, 而 P_1 接近于零, 因此 R 为負值。当汽門漸开, P_1 大于 P_k , $P_d = P_1$, R 可能成为正值。

为了使 R 永远保持成正值, d_1 应大于 d_2 。这对結構說来也有方便的地方, 由于 $d_2 < d_1$, 在拆裝时, 門心的下部易于通过上座口。

上面对于 R 正負号問題的討論, 只有在蒸汽流过汽門的方向如图 I-9 所示才是正确的, 其时蒸汽是由兩端进入汽門中部的。这种进汽办法使門杆与門套的間隙处經常处于全压 P_0 下, 增加了此間隙的漏汽。有的制造厂讓蒸汽自汽門中部流向兩端, 这对减少漏汽是有好处的, 此时要保持 R 为正值, 需令 $d_2 > d_1$ 。滿足这个条件会使汽門难于拆卸。B.B.C. 公司制造一种汽門, 其下口比上口大, 上座是可拆卸的。

双口汽門的結構形式很多, 有平口的也有斜口的。使用斜口的理由如上节所述。

采用双口汽門的缺点是, 很难使上下口同时研磨严密。再者, 运行时門心对蒸汽温度的反应較門座快, 常比門座膨胀得多, 而造成上口漏汽。随着新蒸汽参数的提高, 此缺点就表現得更严重, 以致很难維持空轉。近代高参数甚至中等参数的汽輪机中, 趋向于不采用双口汽門。

在尺寸較大的双口汽門中, 兩個口要同时关闭几乎是不大可能的事。为了使漏汽小到可以維持空轉, 常常是讓下口并不与門座接触而將門心下口起始段落作成狹長的錐体(如图 I-10), 利用