ほど大きい。

3・4 諸氏の実験結果との比較 直立円筒形弁室

では Bach⁽²⁾の実験結果の中で相似寸法比 $D/d/d_0$ のものはわれわれの実験結果と $p, q, p_c/p_f, q_c/q_f$ がかなりよく合い, Schrenk⁽³⁾, 田中⁽⁴⁾の流量曲線はわれわれのとだいたい合っている。アングル弁形弁室の基礎的実験は前例を聞かないが相似寸法比ならよく合うであろう。

文 献

- (1) 沖, 第1報, 機械学会誌, 24, 65(大正 10-8), 1; 第2報, 井口集(井口教授記念事業委員会)(昭 3-8); 第3報, 機械学会誌, 31, 136(昭 3-8), 869; 沖, 川上, 第4報, 機械学会論文集, 24, 137(昭 33-1), 21.
- (2) C. Bach, *Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand* (1884) または Stückle, *Die selbsttätigen Pumpenventile*(1925).
- (3) E. Schrenk, *V.D.I. Forsch. arb.*, Ht. 272(1925).
- (4) 田中, 機械学会誌, 31, 134(昭 3-8), 810.

621. 646. 2. 01

円 形 弁 の 研 究

(第6報, 弁室の形状および大小と円形弁の性能 続論)*

沖 巖**, 川 上 幸 作***

Experimental Research on Disc Valve

(6th Report)

by Iwao OKI and Kōsaku KAWAKAMI

In the valve box of angle valve type described in the 5th Report, the diameter of the side exit hole was changed to 30.4 mm and the inside height of the valve-chamber to 45 mm. Flat-seated valves of five kinds and conical-seated valves of two kinds, which varied in diameter, were in turn combined with valve-chambers of six kinds varying in inside diameter, and each of these combinations was tested with water under a head of about two meters. Center height of the side exit-hole, radius of the corner rounding of the exit hole and inside height of the chamber were also varied.

Experimental results thus obtained were compared with those from the valve-chamber of vertical cylindrical type and those in the case of free discharge of water into the air. Finally we have described the results of wider considerations on the valve characteristics and the matters to be attended in valve designing.

1. アングル弁形弁室内の円形弁

1・1 まえがき 今回は第5報所載⁽¹⁾の弁室横出口径 $d_e=50$ mm を $d_e=30.4$ mm とした。よってこれをアングル弁形弁室 ($d_e=30.4$) と名付ける。弁室内の天井高さも前回の 63 mm を 45 mm とした〔第1図(b)および第5報第5図(b)〕。

測定諸数量 前回同様に有効水頭 $H=H_I-H_{II}$, H_I は測圧孔 I, H_{II} は弁室横出口フランジ面 II〔第1図(a)〕における各全水頭, ただし H_{II} は内径 30.4 mm の黄銅製排水管的測圧孔 IV における全水頭に

II-IV間の摩擦水頭を加えたもの(第5報 2・1 と同方法)。流量により $H=$ 約 195 cm から 70 cm 近くになる。流量 Q cm³/s は前記黄銅管の出口において小水量ではメートルグラス, 大水量では台ばかり上の量水そうにストップウォッチを用いて測定した。その他押上力 P の測定法, 無次元 p, q および流量係数 c の定義は前回同様。

1・2 供試円形弁とその実験結果 実験に用いた5種の平面座弁および2種の円すい座弁はすべて黄銅製で直径 $d=30\sim 42$ mm, 弁座ブッシュは内径 $D=36, 39, 42$ mm の3種が黄銅製, $D=48, 60$ mm の2種が鋳鉄製, 弁座は黄銅製で孔径 $d_0=30$ mm, 第1表はそれらの主要寸法と直径比 $d/d_0, D/d_0$ の値を示す。弁座面外径は平面座弁では第5報 2 と同じく $d_1=34.2$

* 昭和 33 年 4 月 1 日 第 35 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 33 年 12 月 23 日。

** 名誉員, 正員。

*** 正員, 早稲田大学理工学部(東京都新宿区戸塚1丁目)。

第 1 表 アンゲル弁形弁室 ($d_0=30.4$)
内の諸寸法 ($d_0=30$)

(a) 平面座弁および円すい座弁

弁 名 称	弁 直 径 d mm	d/d_0	弁座面外径 d_1 mm	弁厚み mm
平面座 No. c1	30.1	1.0	34.2	10.2
" No. c2	32.9	1.1	34.2	8.0
" No. c3	36.0	1.2	34.2	10.1
" No. c4	39.0	1.3	34.2	10.1
" No. c5	42.1	1.4	34.2	10.2
円すい座 No. d1	33.0	1.1	33.0	10.0
" No. d2	36.0	1.2	36.0	8.1

(b) 弁 室

弁室内径 D mm	36	39	42	48	60	100
D/d_0	1.20	1.30	1.40	1.80	2.00	3.33

横出口中心高 $z=16.7$, 出口縁丸み $r=0$, 弁室内側高 $L=45$ mm

第 2 表 アンゲル弁形弁室 ($d_0=30.4$) 内に
おける 7 種の弁の p, q

(a) 平面座弁

D mm	36	39	42	48	60	100
D/d_0	1.20	1.30	1.40	1.60	2.00	3.33
l/d_0	$d=30$ の p (No. c1)					
0	—	—	—	—	—	—
0.01	1.046	1.032	1.040	1.000	1.005	0.990
0.02	0.973	1.000	0.983	0.975	0.978	0.968
0.03	0.953	0.981	0.981	0.956	0.958	0.948
0.05	0.905	0.920	0.937	0.917	0.915	0.925
0.10	0.833	0.881	0.882	0.856	0.845	0.859
0.15	0.823	0.852	0.858	0.860	0.810	0.808
0.20	0.839	0.850	0.840	0.852	0.796	0.769
0.30	0.895	0.870	0.855	0.815	0.782	0.784
0.40	0.846	—	0.943	0.838	0.772	0.786
0.50	—	—	—	0.800	0.743	0.797
l/d_0	$d=30$ の q (No. c1)					
0	—	—	—	—	—	—
0.01	0.027	0.028	0.022	0.038	0.031	0.025
0.02	0.051	0.053	0.047	0.064	0.060	0.053
0.03	0.079	0.078	0.078	0.090	0.080	0.078
0.05	0.126	0.127	0.128	0.143	0.137	0.129
0.10	0.222	0.233	0.242	0.260	0.255	0.254
0.15	0.303	0.326	0.336	0.368	0.365	0.355
0.20	0.373	0.411	0.424	0.475	0.459	0.452
0.30	0.507	0.558	0.588	0.638	0.608	0.589
0.40	0.620	0.682	0.709	0.748	0.708	0.671
0.50	0.708	0.740	0.779	0.815	0.774	0.702
l/d_0	$d=33$ の p (No. c2)					
0	1.117	1.142	1.115	1.145	1.135	1.111
0.01	0.997	0.984	0.974	1.020	1.029	1.036
0.02	0.998	0.968	0.995	0.993	0.995	0.955
0.03	1.084	1.020	1.033	1.070	1.033	0.942
0.05	1.027	1.019	1.030	1.030	1.065	0.976
0.10	1.028	1.005	1.000	1.002	0.981	0.928
0.15	1.068	1.007	1.000	0.991	0.952	0.897
0.20	1.121	1.032	1.008	0.998	0.945	0.870
0.30	1.211	1.079	1.053	0.995	0.925	0.853
0.40	1.257	1.101	1.085	0.987	0.886	0.897
0.50	1.251	1.010	1.027	0.973	0.870	0.882
l/d_0	$d=33$ の q (No. c2)					
0	0	0	0	0	0	0
0.01	0.039	0.038	0.038	0.035	0.038	0.032
0.02	0.059	0.061	0.068	0.066	0.070	0.063
0.03	0.076	0.077	0.079	0.082	0.092	0.101
0.05	0.108	0.114	0.118	0.123	0.136	0.132
0.10	0.174	0.203	0.218	0.230	0.241	0.257
0.15	0.226	0.280	0.307	0.332	0.364	0.352
0.20	0.283	0.352	0.392	0.423	0.439	0.443
0.30	0.414	0.497	0.545	0.597	0.587	0.585
0.40	0.548	0.638	0.668	0.737	0.692	0.675
0.50	0.668	0.744	0.744	0.826	0.784	0.715

D mm	36	39	42	48	60	100
D/d_0	1.20	1.30	1.40	1.60	2.00	3.33
l/d_0	$d=36$ の p (No. c3)					
0	1.129	1.200	1.150	1.162	1.180	1.182
0.01	1.487	1.012	1.006	0.995	0.956	1.003
0.02	1.530	0.920	0.915	0.933	0.903	0.859
0.03	1.517	1.043	1.030	1.065	0.956	0.960
0.05	1.552	1.067	1.110	1.100	1.033	0.975
0.10	1.541	1.140	1.090	1.127	1.075	1.002
0.15	1.653	1.205	1.091	1.134	1.108	1.008
0.20	1.778	1.263	1.087	1.144	1.100	1.016
0.30	2.050	1.388	1.126	1.168	1.044	1.042
0.40	2.229	1.456	1.091	1.115	1.010	1.055
0.50	2.381	1.324	0.980	1.031	0.933	1.019
l/d_0	$d=36$ の q (No. c3)					
0	0	0	0	0	0	0
0.01	0	0.039	0.037	0.038	0.036	0.038
0.02	0.002	0.068	0.070	0.071	0.080	0.075
0.03	0.002	0.085	0.080	0.083	0.094	0.092
0.05	0.008	0.112	0.118	0.124	0.135	0.135
0.10	0.032	0.175	0.205	0.217	0.235	0.253
0.15	0.070	0.225	0.286	0.301	0.330	0.349
0.20	0.122	0.279	0.364	0.384	0.415	0.436
0.30	0.256	0.405	0.504	0.550	0.556	0.571
0.40	0.425	0.550	0.625	0.688	0.677	0.663
0.50	0.535	0.664	0.700	0.766	0.752	0.715
l/d_0	$d=39$ の p (No. c4)					
0	—	1.220	1.165	1.172	1.180	1.172
0.01	—	1.845	1.010	1.020	0.940	0.943
0.02	—	1.850	0.954	0.992	0.845	0.804
0.03	—	1.885	1.060	1.110	0.948	0.884
0.05	—	1.900	1.115	1.140	1.100	0.934
0.10	—	1.865	1.225	1.210	1.155	0.938
0.15	—	1.915	1.303	1.260	1.159	0.970
0.20	—	2.030	1.354	1.280	1.170	1.023
0.30	—	2.264	1.466	1.304	1.159	1.034
0.40	—	2.442	1.440	1.295	1.115	1.059
0.50	—	2.740	1.160	1.302	1.008	1.064
l/d_0	$d=39$ の q (No. c4)					
0	—	0	0	0	0	0
0.01	—	0.001	0.037	0.038	0.038	0.037
0.02	—	0.002	0.071	0.069	0.078	0.077
0.03	—	0.002	0.081	0.086	0.092	0.091
0.05	—	0.007	0.113	0.120	0.127	0.136
0.10	—	0.030	0.178	0.208	0.228	0.251
0.15	—	0.066	0.230	0.284	0.320	0.355
0.20	—	0.113	0.286	0.361	0.406	0.433
0.30	—	0.245	0.416	0.512	0.536	0.565
0.40	—	0.400	0.542	0.660	0.652	0.660
0.50	—	0.555	0.634	0.716	0.718	0.700
D mm	36	39	42	48	60	100
D/d_0	1.20	1.30	1.40	1.60	2.00	3.33
l/d_0	$d=42$ の p (No. c5)					
0	—	—	1.585	1.160	—	1.174
0.01	—	—	2.080	0.995	0.948	0.936
0.02	—	—	2.065	0.945	0.810	0.802
0.03	—	—	2.074	1.076	0.937	0.858
0.05	—	—	2.086	1.124	1.128	0.900
0.10	—	—	2.037	1.197	1.196	0.893
0.15	—	—	2.076	1.228	1.276	0.972
0.20	—	—	2.130	1.266	1.318	1.060
0.30	—	—	2.417	1.295	1.330	1.107
0.40	—	—	2.689	1.292	1.260	1.105
0.50	—	—	2.790	1.213	1.080	1.122
l/d_0	$d=42$ の q (No. c5)					
0	—	—	0	0	0	0
0.01	—	—	0	0.035	0.036	0.037
0.02	—	—	0.001	0.069	0.073	0.076
0.03	—	—	0.001	0.083	0.090	0.092
0.05	—	—	0.005	0.120	0.126	0.136
0.10	—	—	0.032	0.205	0.223	0.255
0.15	—	—	0.066	0.274	0.314	0.362
0.20	—	—	0.100	0.341	0.393	0.435
0.30	—	—	0.237	0.474	0.520	0.573
0.40	—	—	0.388	0.595	0.626	0.653
0.50	—	—	0.528	0.680	0.702	0.704

(b) 円すい座弁

D mm	36	39	42	48	60	100
D/d ₀	1.20	1.30	1.40	1.60	2.00	3.33
l/d ₀	d=33 の p (No. d1)					
0	1.118	1.132	1.109	1.109	1.115	1.089
0.01	0.989	1.040	1.036	1.020	1.042	1.030
0.02	0.932	0.985	0.951	0.949	0.969	0.951
0.03	0.872	0.928	0.932	0.942	0.920	0.924
0.05	0.753	0.848	0.848	0.852	0.850	0.870
0.10	0.857	0.615	0.852	0.853	0.789	0.819
0.15	0.926	0.670	0.838	0.927	0.787	0.740
0.20	0.971	0.702	0.825	1.050	0.788	0.806
0.30	1.039	0.835	0.779	0.764	0.759	0.765
0.40	1.118	0.863	0.762	0.816	0.779	0.785
0.50	1.119	—	—	0.837	0.766	0.813
l/d ₀	d=33 の q (No. d1)					
0	0	0	0	0	0	0
0.01	0.022	0.026	0.026	0.021	0.027	0.024
0.02	0.056	0.055	0.052	0.050	0.051	0.052
0.03	0.079	0.075	0.074	0.075	0.076	0.076
0.05	0.136	0.133	0.131	0.125	0.132	0.131
0.10	0.194	0.284	0.240	0.249	0.260	0.267
0.15	0.211	0.339	0.322	0.370	0.408	0.452
0.20	0.233	0.395	0.399	0.429	0.466	0.473
0.30	0.310	0.484	0.549	0.571	0.603	0.610
0.40	0.423	0.585	0.670	0.673	0.704	0.681
0.50	0.551	0.692	0.770	0.791	0.763	0.732
l/d ₀	d=36 の p (No. d2)					
0	1.362	1.422	1.260	1.282	1.259	1.246
0.01	1.507	1.115	1.100	1.132	1.082	1.074
0.02	1.535	0.920	1.034	1.053	0.988	0.970
0.03	1.534	0.792	0.968	1.004	0.857	0.896
0.05	1.539	0.736	0.867	0.894	0.840	0.867
0.10	1.500	0.936	0.774	0.775	0.640	0.653
0.15	1.490	1.096	0.642	0.726	0.550	0.800
0.20	1.487	1.153	0.715	0.910	0.783	0.748
0.30	1.518	1.152	0.778	0.627	0.745	0.736
0.40	1.667	1.168	0.768	—	0.717	0.794
0.50	2.020	1.202	—	—	0.742	0.772
l/d ₀	d=36 の q (No. d2)					
0	0	0	0	0	0	0
0.01	0	0.023	0.023	0.027	0.024	0.023
0.02	0	0.056	0.054	0.057	0.053	0.052
0.03	0	0.091	0.086	0.088	0.086	0.084
0.05	0	0.143	0.137	0.139	0.136	0.137
0.10	0.002	0.208	0.261	0.273	0.268	0.272
0.15	0.016	0.224	0.287	0.408	0.408	0.360
0.20	0.036	0.246	0.437	0.488	0.509	0.495
0.30	0.102	0.315	0.497	0.603	0.620	0.605
0.40	0.188	0.398	0.578	0.696	0.694	0.681
0.50	0.324	0.515	0.673	0.777	0.760	0.721

mm であって弁座面幅比 $(d_1-d_0)/2d_0=0.07$ となる。これは直径 $d=39$ および 42 mm の平面座弁とともにある種の蒸気安全弁の形式をとったものである。

第2表に前記7種の弁の実験結果を第5報1・1および2・1と同じ要領で整理して示した。第2図に平面座弁5種, 第3図に円すい座弁2種の弁室内径が弁直径よりも大きい $D>d$ の場合を, 第4図に平面座弁3種と円すい座弁1種の $D=d$ の場合の開度 l/d_0 対 p , q , c の曲線を示す。直立円筒形弁室では $D=d$ の場合に常に $q=0$, $p=(d/d_0)^2$ (第5報) であるが, この形の弁室では $D=d$ でも $q>0$ でありまた p が非常に大きくなる(次節詳説)。また $D=d$ の場合は弁座面と横出口の下縁高さの関係で〔第1図(b)〕平面座弁では開き $l=1$ mm ($l/d_0=0.03$) まで, 円すい座弁では $l=3$ mm ($l/d_0=0.10$) まで流量 $Q=0$ であり, それ以上弁が開くに従い流出通路がわずからずつ広くなり流量係数 c の曲線は右上りとなる。これに反して D/d が十分大きい場合は c 曲線は右下りである。すなわちその間に c 曲線が水平で $q \propto l/d_0$ になる場合もあるわけである。平面座弁の $D/d=39/36$ および $42/39$ の場合はそれに近い。

1.3 弁面圧力分布の測定 前述 $D=d$ の場合に押上力が格段に大きい理由を明らかにするために弁面の圧力分布を測定した。すなわち第5図に示すごとく直径比 $d/d_0=36/30=1.2$ の平面座弁および円すい座弁に各7個の測圧孔を設けて, そのおのおのを細いビニル管につなぎ黄銅管製弁棒を通して外部に導きおのおのマノメータに接続した。各開度 l/d_0 に対して弁を45度ずつ回して各測圧孔を円周上 $a \sim h$ の8角位置で測定した。

直径 $d=36$ mm の平面座弁および円すい座弁に対

(a) 全配置図

(i) 平面座 (ii) 円すい座
(b) 弁室詳細図第1図 アングル弁形弁室 ($d_e=30.4$) の実験装置

して各 3 種の弁室内径 $D=36, 39$, および 42 mm を用いたが, その一例として第 3 表に $D=d=36 \text{ mm}$ の平面座弁の場合の圧力分布測定結果を示す. 同表 (a) は開き $l=9 \text{ mm}$ で弁裏面の圧力が最も低下し, 同表 (b) は開き $l=18 \text{ mm}$ で弁裏面圧力がかなり回復していることを示す. これは $D=d=36 \text{ mm}$ の平面座弁の押上力 P の経過と全く一致している. このような弁裏面圧力の低下は弁の下から出る噴流が弁裏側のたまり水を誘引するためと考えられる (第 6 図). 弁の厚みが, 10 mm あるから開き $l=9 \text{ mm}$ のときは弁がちょうど横出口の中央部にいる場合である.

同じ直径比 $D/d=36/36$ の円すい座弁の弁面圧力分布の測定結果 (表略) を見ると, 円すい座弁の方は平面座弁ほどに弁裏面の圧力が下がらない. 弁の形状の関係もあって押上力 p もまた小さい [第 4 図参照].

1.4 横出口の位置, その他に関する実験 (1)

横出口中心高 z 弁室内側の高さを再び前報同様 63 mm になおし, 口径 50 mm の横穴の中に口径 $d_e=30.4 \text{ mm}$ の横出口を中心高 z が弁座面上 $16.7, 26.7$ および 32.5 mm になるように設けた (第 2 表および第 2~4 図では弁室内径 $D=36\sim 42 \text{ mm}$ が $z=16.2$, $D=48\sim 100 \text{ mm}$ が $z=16.7 \text{ mm}$ である).

第 2 図 アンゲル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内の平面座弁 5 種

(i) $d=33\text{ mm}$, $d/d_0=1.1$
(ii) $d=36\text{ mm}$, $d/d_0=1.2$
第3図 アンゲル弁形弁室 ($d_e=30.4$)
内の円すい座弁2種

第4図 アンゲル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内の平面座弁および
円すい座弁の $D=d$ の場合

(a) 平面座弁 (b) 円すい座弁
第5図 アンゲル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内の弁面圧力分布測定装置

弁室内径 $D=48\text{ mm}$ とし, これに直径 $d=36\text{ mm}$ の平面座弁および円すい座弁を用いて実験した. それら2種の弁の p, q と, これと相似の寸法比 $d/d_0=1.2$, $D/d_0=1.6$ を有する直立円筒形弁室内の平面座弁および円すい座弁の p, q (第5報 第2表) とを比較して第

7図に示した.

(2) 横出口縁の丸み半径 r 弁室内側高さ 63 mm , 出口中心高 $z=26.7\text{ mm}$ とし, これに直径 $d=36\text{ mm}$ の平面座弁と内径 $D=48\text{ mm}$ の弁室プッシュを用いて出口縁丸み半径 $r=0, 3, 5, 7\text{ mm}$ の4種

の比較実験をした。 $r=0$ に対する流量 Q の増加率は第 4 表に示すごとく $r=3\text{ mm}$ までがめだつ、押上力 P の増加は全体を通じて 2~3% 程度である。

(3) 弁室内側高さ L 、横出口径 $d_s=30.4\text{ mm}$ の中心高を $z=16.7\text{ mm}$ (最低位置) におき、出口縁丸みを $r=0$ としてこれに平面座弁 $d=36$ 、 $D=48\text{ mm}$ を用い天井高さを $L=33$ 、45 および 63 mm の 3 種に変えて実験した。この範囲内の L の大小では第 5 表に示すごとき影響に過ぎない。

2. 総 合 考 察

既述の実験結果の中で弁が弁座の上側(下から来る水に対して)にある場合の無次元流量 q および同押上力 p を空中、直立円筒形弁室、アングル弁形弁室の 3 種について種々な比較を試みた。

2.1 空中放出平面座弁の p および q 第 5 報第 3 表における平面座弁の p_∞ 、 q_∞ に対してその特異変化の部を除き開度 $l/d_0 \leq 0.03$ について考察する。 p_∞ は弁と弁座孔の直径比 d/d_0 の大小によって大幅に

かつ複雑に変化するので数式で表わし難いが、 q_∞ は d/d_0 によってあまりちがわないうし、かつなめらかな曲線であるので下記のごとく実験式ができた。すなわち $d/d_0=1.0\sim 1.3$ の平面座弁で $l/d_0=0.03\sim 0.50$ の間で

$$d/d_0=30.2/30.05=1.005 \text{ に対して } x=l/d_0 \text{ として}$$

$$q_\infty=2.96x-2.60x^2 \dots\dots\dots (1)$$

$$d/d_0=32.8/30.05=1.092 \text{ に対して}$$

第 3 表 アングル弁形弁室 ($d_s=30.4$) 内における $D=d=36\text{ mm}$ の平面座弁の面上圧力分布 (圧力は弁座面上の水頭 cm)

(a) 弁の開き $l=9\text{ mm}$ ($l/d_0=0.30$)

	測 圧 孔 番 号						
	1	2	3	4	5	6	7
円周上の位置記号							
a	177.2	37.2	-40.6	-40.3	-41.0	-40.6	-41.1
b	177.2	125.3	-40.8	-41.1	-42.9	-41.1	-41.1
c	177.2	175.7	面接触のため測圧不可能の部分			-41.1	-41.1
d	177.2	176.6				-40.8	-40.3
e	177.5	177.1	面接触のため測圧不可能の部分			-43.3	-40.4
f	177.1	176.2				-43.1	-42.0
g	177.1	174.8	面接触のため測圧不可能の部分			-42.9	-40.2
h	177.1	90.2				-43.3	-39.7
平均	177.2					-42.0	-40.7

(b) 弁の開き $l=18\text{ mm}$ ($l/d_0=0.60$)

	測 圧 孔 番 号						
	1	2	3	4	5	6	7
円周上の位置記号							
a	174.7	66.5	1.7	-4.7	-8.5	-6.6	-5.4
b	174.5	85.5	-5.9	-6.1	-7.4	-6.8	-6.0
c	174.8	163.9	面接触のため測圧不可能の部分			-8.0	-7.1
d	175.2	161.5				-8.3	-7.1
e	175.4	159.6	面接触のため測圧不可能の部分			-6.0	-6.9
f	174.9	161.7				-6.2	-6.6
g	175.0	163.0	面接触のため測圧不可能の部分			-7.1	-8.0
h	174.8	78.9				-7.3	-7.3
平均	174.9					-7.0	-6.8

第 6 図 アングル弁形弁室 ($d_s=30.4$) 内の $D=d$ の場合の噴流想像図

(a) 平面座弁

(b) 円すい座弁

$d=36$, $D=48$, $r=0$, $L=63\text{ mm}$

第 7 図 アングル弁形弁室 ($d_s=30.4$) の横出口中心高 z と弁性能

$$q_{\infty} = 2.88x - 2.44x^2 \dots\dots\dots (2)$$

$$d/d_0 = 35.9/30.05 = 1.195 \text{ と } d/d_0 = 38.8/30.05 = 1.291$$

とは q_{∞} がほとんど一致するので両者に対して

$$q_{\infty} = 2.75x - 2.2x^2 - 0.3x(0.533 - x)^2 \dots\dots (3)$$

を得た. この3式は測定誤差らしいものを除けば第5報第3表ときわめてよく一致する.

第4表 アングル弁形弁室の横出口

縁の丸み半径 r と $\Delta Q/Q\%$,

$\Delta Q = Q - Q'$, Q' は $r=0$ の場合

(平面座弁 $D/d=48/36$, $z=26.7$, $d_e=30.4$ mm)

l/d_0	r mm		
	3	5	7
0.05	0.6	0.4	0.6
0.10	2.1	2.1	1.9
0.20	4.0	4.6	5.6
0.30	6.5	6.3	8.1
0.40	8.0	8.1	10.1
0.50	7.8	8.4	8.8

第5表 アングル弁形弁室内側高 L

の大小と $P, Q, \Delta Q = Q' - Q$,

$\Delta P = P' - P$, Q', P' は $L=33$ の場合

(平面座弁 $D/d=48/36$, $z=16.7$, $r=0$, $d_e=30.4$ mm)

L mm	45	63	45	63
l/d_0	$\Delta Q/Q' \%$		$\Delta P/P' \%$	
0.05	-1.0	0.4	0.9	0.4
0.10	0.1	1.3	2.3	3.2
0.15	2.3	3.0	2.4	3.8
0.20	4.4	7.5	-3.3	0.1
0.30	2.9	6.1	-7.0	-0.3
0.40	2.2	5.0	—	—
0.50	-2.4	0.1	—	—

(a) l/d_0 対 $\Delta q/q_{\infty}$

(b) l/d_0 対 $\Delta p/p_{\infty}$

第8図 直立円筒形弁室内平面座弁の空中放出
との $\Delta q/q_{\infty}$, $\Delta p/p_{\infty}$

2.2 空中放出と直立円筒形弁室との平面座弁の p

および q 比較 平面座弁で弁と弁室孔の直径比 $d/d_0 = 1.2$ すなわち直立円筒形弁室の $d=1\frac{1}{2}$ in の p, q (第5報第2表)と空中放出の $d=36$ mm の p_{∞}, q_{∞} [同第3表および本報の(3)式]について $\Delta p/p_{\infty}$, ($\Delta p = p - p_{\infty}$) および $\Delta q/q_{\infty}$, ($\Delta q = q - q_{\infty}$) を算出し, それを直立円筒形弁室の内径 D ごとに開度 l/d_0 に対して第8図に示した. 空中放出の方が q 大きく p 小なりと予想されたが開度の小さい場合 D の大きいほど $q > q_{\infty}$, $p < p_{\infty}$ となった. これらの比較には十分大きい水そう中の水中放出の p, q を用いるべきであるが, そのような実験結果がないのでやむをえず空中放出の p_{∞}, q_{∞} を用いた. しかしどちらも大差ないことは第4報3(5)⁽²⁾ から推定できる.

2.3 空中放出とアングル弁形弁室の平面座弁の

p, q 比較 アングル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内の平面座弁 $d=36$ mm ($d/d_0=1.2$) の p, q (第2表)とそれと同じ直径比の空中放出平面座弁の p_{∞}, q_{∞} (前出)をとって前同様 $\Delta p/p_{\infty}$, $\Delta q/q_{\infty}$ を算出して第9図(a)に示した. $\Delta p/p_{\infty}$ 曲線は $D=d$ の場合格段に高く[第4図参照] また l/d_0 の大きいところで低下している点. $\Delta q/q_{\infty}$ 曲線は $D=d$ の場合直線に近い形をとる. l/d_0 の小さいところで D/d_0 の大きいほど $q > q_{\infty}$, $p < p_{\infty}$ になっている点は直立円筒形弁室の場合と同じである. 同じアングル弁形弁室内の平面座弁 $d=39$ mm (第2表)についても第9図(a)とほとんど同じ結果を得た[第9図(b)]. 平面座弁 $d=42$ mm (第2表)の場合に第5報1・3と同じ方法で求めた $d/d_0=$

1.4 に対する p_{∞}, q_{∞} の値を用いるとやはり前記の図(a), (b)によく似たものができる. 直立円筒形とアングル弁形とを直接比較するよりも空中放出との差で比較する方が相互の性能の差を拡大して示し, 今後研究すべき問題を数多く与える.

2.4 直立円筒形およびアングル

弁形両弁室の p, q 比較 直

立円筒形弁室内の弁 $d=1\frac{1}{2}$ in (第5報第2表)とアングル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内の弁 $d=36$ mm (第2表) すなわちともに直径比 $d/d_0=1.2$ の p, q をそれぞれ各開度ごとに弁室と弁の直径比 D/d に対して平面座弁は第10図(a)に, 円すい座弁は同図(b)に示した.

同図において $D=d$ の場合に直立円筒形弁室では $q=0$, $p=(d/d_0)^2$ であり, アンゲル弁形弁室では $q>0$, p は著しく大きくなることは既述のとおりである. D/d が大きくなるに従い直立円筒形弁室の q は増大して空中放出の q_∞ に漸近し, アンゲル弁形弁室の q は横出口における管路入口の水頭損失増大のためそれは

どに増さなくなる. p は D/d の増すとともに減少し直立円筒形弁室では p_∞ に漸近し, アンゲル弁形弁室では上記と同じ理由で前者より低くなる. このようにして同一開度 l/d_0 に対する両弁室の q 曲線はある所で交わり, その交差点は l/d_0 の小さいほど D/d の小さい方に移る. 両弁室の p 曲線も q 曲線と同様に, し

かしはるかに小さい D/d のところで交差する. 直径比 $d/d_0=1.0$ および 1.4 の平面座弁についても第 10 図 (a) と同じような曲線図が得られる (図略). なお第 10 図は, $1.3 \sim 1.5$ 以上の D/d では q がほとんど一定であり, それ以上弁室を大きくしても流量は増さないことを示す. 第 7 図の $z=16.7$ mm の場合に平面座弁では両曲線交差し, 円すい座弁では交差ししない. これは第 10 図 (a), (b) において $D/d=1.33$ のところに引いた縦の直線で説明できる.

2.5 平面座弁と円すい座弁との p, q 比較

まずアンゲル弁形弁室 ($d_0=30.4$) 内における直径 $d=33$ および 36 mm の平面座弁および円すい座弁の 6 種の弁室内径 $D=36 \sim 100$ mm に対する p, q (第 2 表) をそれぞれ比較した. p, q を平面座弁には p_f, q_f , 円すい座弁には p_e, q_e と記す. 開度 l/d_0 のごく小さいときに起る特異変化の部を除けば押上力は常に $p_f > p_e$ である. 流量の方は一般には $q_e > q_f$ であるがその逆もある. 第一に既知のごとく開度 l/d_0 の小さいとき円すい座面角度 θ の関係で $q_e < q_f$ となり, 第二には理由はわからないが弁室と弁との直径比 D/d の小さい時ある開度 l/d_0 から始まって $q_e < q_f$ となる場合もある.

つぎにアンゲル弁形弁室 ($d_0=30.4$ および 50) の弁 $d=33$ ($d/d_0=1.1$) および $d=36$ ($d/d_0=1.2$) の q_e/q_f および p_e/p_f を

第 9 図 アンゲル弁形弁室 ($d_0=30.4$) 内 平面座弁の空中放出との $\Delta q/q_\infty$, $\Delta p/p_\infty$

各 l/d_0 ごとに D/d に対して第 11 図 (a), (b) に示した. 同図 (b) に直立円筒形弁室内の弁 $d=1\frac{1}{2}$ in ($d/d_0=1.2$) の場合を記入すればいずれも相似寸法比の弁ではよく似た曲線が得られることを示す. この図で円すい座弁の流量に関する優秀性は直径比 D/d および開度 l/d_0 がともに小さい場合に限定されていることがわかる(第 5 報 3.1 参照).

2.6 横出口径 d_e の大小 アンゲル弁形弁室の場合に横出口フランジ面 II における全水頭を下流側の水頭 H_{II} として有効水頭 H を定めたが, もしそれを弁室内にとれば正味の有効水頭は横出口における管路入口の水頭損失 $\zeta_e v_e^2/2g$ を H から差し引いたものになる. ここに v_e は管路流速, ζ_e は入口損失係数で弁室が出口径に比して十分大きいときは水力学で知られているごとく $\zeta_e=0.5$ になるものである. それのため q は横出口径 d_e の小さいほど小さくなる. 押上力 p の方は d_e の大小が弁裏面の水圧に影響するためか異なった傾向をとる.

(a) 平面座弁

(b) 円すい座弁

.....: 直立円筒形弁室, ———: アンゲル弁形弁室

第 10 図 直立円筒形弁室内 $d=1\frac{1}{2}$ in とアンゲル弁形弁室 ($d_e=30.4$) 内 $d=36$ との p, q 比較

2.7 横出口の位置, 形状等 1.4 で述べたごとくこの実験範囲内ではたいした影響は見られなかったが, 直立円筒形弁室をアンゲル弁形弁室の横出口中心高 Z の十分大きい場合とすると Z の大小は弁性能に相当の影響あるわけである [たとえば第 5 報第 2 図 (b) と本報第 2 図 (iii)]. また反対に市販の玉形弁のように極度に小さく作られたものではその性能も上記の問題がかなり影響するのであろう⁽³⁾.

2.8 円形弁の研究と実際問題 本研究では常に流量と同時に押上力を測定した. これは円形弁としては押上力の大小が問題になる場合がかなり多いのと, また最も重要なことは押上力測定により性能の特異変化が直接にかつめいりょうに判明するからである. 流量は押上力ほどにめいりょうに特異変化を示さず, 流量係数 c を計算して初めて流量の細かい変化がわかるので, 実測しながら性能変化を知るには押上力の同時測定が絶対に必要なのである.

押上力は安全弁ではできるだけ大きく, 操縦弁では

なるべく小さい方がよい.

また自動制御弁では適当な押上力が要求される. 流量は常にできるだけ大きくまた制御弁では開き l に正比例するのがよい⁽⁴⁾. 円形弁の性能の基礎的研究のためには無次元 p , 同 q を用いたが実際の設計に必要なものは押上力 P および流量 Q そのものである. 理想的 p および q 曲線を有する円形弁を得てもこれを抵抗の大きい管路系に用いると流量の大きい場合, 有効水頭 H が低下して実際の P および Q が著しく減少することになる.

問題の弁を玉形弁としそれがために生じる水頭損失 h_l (有効水頭 H と同じ) は面積 a_0 の弁座孔内流速 v_0 をもとにした損失係数 ζ_0 または面積 a の管路内流速 v をもとにした損失係数 ζ を用いて

$$h_l = H = \zeta_0 v_0^2 / 2g \\ = \zeta v^2 / 2g$$

と表わされ, 流量 $Q=a_0v_0=av$ にして $\zeta_0q^2=1$ の関係がある. 管路系全水頭を H_T , 弁以外の水頭損失係数を λ とすれば $H_T=(\zeta+\lambda+1)v^2/2g$ で

$$2gH_T=Q^2\left(\frac{1}{a_0^2q^2}+\frac{\lambda+1}{a^2}\right)$$

となり, 管路の損失係数 λ 小さく管路断面積 a が十分大きいとき Q は最大値 $qa_0\sqrt{2gH_T}$ に近づく. ボイラの安全弁には弁座孔の 2 倍以上の内径を有する排気管を用いるものがある.

2.9 結びのこた 以上述べたほか低レイノルズ数の場合の弁性能⁽⁵⁾, 高温水の場合弁座間げき⁽⁶⁾に起るキャビテーション, その他振動, 回転⁽⁶⁾など幾多の問題あり, この方面の研究のますます盛大になることを切望する.

本研究は早稲田大学水力実験室で行われ, 同大学理工学部機械工学教室および早稲田機友会の有形無形の多大の援助を受け, また同実験室および実習工場の方々の熱心な協力を得た. ここにあわせて厚く感謝の意を表わす.

文 献

- (1) 沖, 川上, 本論文集, 409 ページ.
- (2) 沖, 川上, 機械学会論文集, 24, 137(昭 33-1), 21.
- (3) 沖, 機械学会誌, 56, 418(昭 28-11), 827.
- (4) たとえば J. A. Wiedmann & W. Rowan, *Trans. ASME*, 78, 6(1956), 1367.
- (5) 板谷, 岡崎, 宮森, 機械学会誌, 51, 353(昭 23-2), 78.
- (6) たとえば C.F. King & G.F. Brockett, *Trans. ASME*, 73, 8(1951), 1101.

第 11 図 アンクル弁形弁室 ($d_e=30.4$ および 50) 内の円すい座弁と平面座弁との p_c/p_f , q_c/q_f

論 文 集 25 卷 149 号 (昭 34-1) 正 誤 表

執 筆 者 名	ページ	欄	行	誤	正
富 田 幸 雄	22		第 1 図	第 1 図 基礎式	第 1 図 $n \sim F(n)$
	〃		第 1 図縦軸	F_n	$F(n)$
服 部 剛	25	左	(6) 式	$\frac{dv}{dy} = d\xi^n y^n$	$\frac{dv}{dy} = \alpha \xi^n y^n$
	〃	左	(8) 式	$V = \frac{d\xi^n}{n+1} (h_1^{n+1} - h_2^{n+1})$	$V = \frac{\alpha \xi^n}{n+1} (h_1^{n+1} + h_2^{n+1})$
服 部 剛 他	33	左	1	Δp_{III} との関係で……	$\Delta p_{III}'$ との関係で……
	〃		第 10 図	左より順に (a), (b), (c) とする	
	35	左	2	せん断変形 D と……	せん断速度 D と……
	〃	左	8	実験のスクリーンねじ山	実際のスクリーンねじ山
上 岡 豊	38	左	下から 5	$L : l/\text{cm}^3$	$L : l/\text{m}^3$
藤 井 義 信 他	48	左	10	B ポンプ	B' ポンプ