

【整番 FE-20-TM-015】	【標題】安全弁の不安定現象に関する情報		
分類：流れ(流れ不安定)／種別：技術メモ	作成年月：H28.12／改訂：Ver.0.0(H29.2)	作成者：N. Miyamoto	全 20 枚

1. 初めに

安全逃がし弁が作動するとき、ディスクがシートを叩きいわゆるチャタリングを起こすことがある。プラントにおける安全逃がし弁の作動はレアケースであって仮にこれが作動しても短期的なものであるからこれに遭遇するチャンスは少なくその被害も特例的である。しかし設備/環境保全の観点では決して特例的には扱えないのが実情ではないかと思われる。筆者も LPG 受け入れ設備のメインラインに設けた逃し弁でチャタリングが起きて問題になり、弁メーカーのマターとして処理されたのを記憶している。この場合、弁の更新(押えバネの取換え)で収まったようであるが、その原因にはメインライン一吸引側や排出側からの影響がかなりあったのではないかと思われる。

チャタリングに代表される安全弁の不安定現象に関する情報は限られているようだ。かつて米国の Nuclear 関連でチャタリングやフラッタリングなどについて解析的な研究があったようだがその内容は掴んでいない。本 TS は TS 作成者のわずかな手持ち資料^{(1)~(7)}を元手にして作成したもので不十分であるが、関心のきっかけになるのでは?と思つてあえてまとめてみた。内容的には、まず 安全弁の不安定現象に関する一般情報、次いで チャタリングの解析方法に言及しているが、後者については次の論文の内容紹介とその補足になっている。

“Safety Valve Dynamic Instability :An Analysis of Chatter” by MacLeod

(Trans. of the ASME Vol 107 May 1985)

この論文はチャタリング問題へのエントランスを示すもので直ぐに使えるようなものではないが、ダイナミカルシステムの考えに基づくもので興味深い内容になっている。ごく Basic なもので実際の運用にはまだ工夫が必要であるが解析的アプローチとして今後期待できると思う。

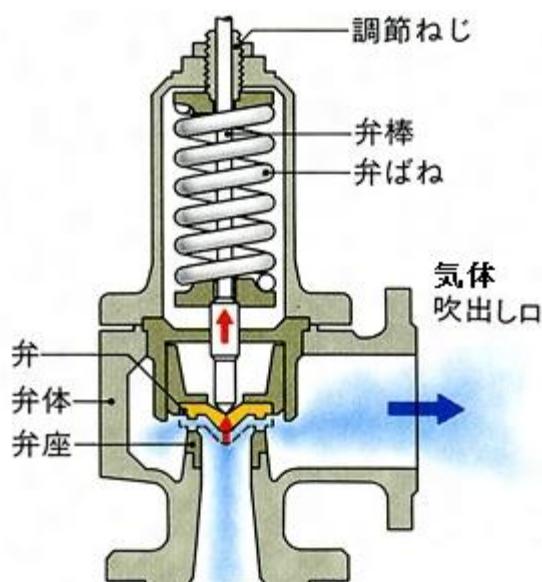


図1 安全弁構造(例)

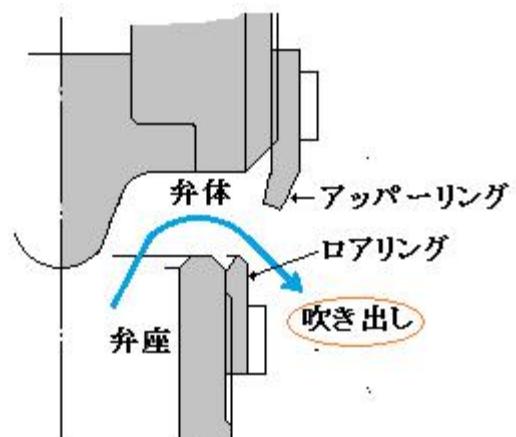


図2 弁体-弁座構造(例)

文献(2)より引用

2. 安全弁の不安定現象(振動など)に関する情報

安全弁作動時における不安定現象については文献(1)(2)でよくまとめられているので、ここではこれら文献の記述を引用してクイックレファレンス的にこの現象を概括してみたい。

2.1 安全弁の機能と構造⁽¹⁾⁽²⁾

(1) 内部流体圧力が異常に上昇したとき自動的に作動する安全装置でボイラ/圧力容器/配管などを保護するために使用する。実際には安全弁(狭義)と逃がし弁に別れる。API RP520⁽³⁾によれば

安全弁(狭義) → 弁上流の静圧によって作動する圧力逃がし弁(Pressure Relief Valve)で、急速に開放してポップ作動する特徴をもっている。通常はガスまたは蒸気など圧縮性流体に用いられる。

逃し弁 → 弁上流の静圧によって作動する圧力逃がし弁であって設定圧力からの圧力上昇に比例して弁開度が増加する特徴をもっている。通常は水/油などの非圧縮性の流体に用いられる。圧縮性がないので明確なポップ作動にはならない。

(2) 構造的には弁体をコイルバネで上から弁座に押し付ける形である。弁座ボア内の流体圧力がバネによる設定圧力以上になると弁体に加わる揚力(揚弁力)がバネによる押し付け力(バネ荷重)より大きくなつて弁体を押し上げ内部流体を系外に放出して系内の異常な圧力上昇を防止する。放出の後、系内の流体圧力が低下して揚力が小さくなると弁体が閉じて系外への放出は止まる。ごくシンプルな力の均衡に基づく自動弁であるが、実際に使用されている安全弁の構造は多様である。代表的と思われる弁構造を図1に示す。また代表的とおぼしい弁要部(弁体+弁座)の構造を図2に示す。図2においてロアリングとアッパーリングには流体吹出しに対し下記のような機能があり、弁の作動モードあるいはその安定性に大きく関係する。

ロアリング → 弁座外周に取付けられ下部調整輪(あるいはノズルリング)とも云われる。吹出しの直前に弁体-弁座の当り面に流体が漏れ出しそれが1時的に当り面の隙間に蓄積されて弁座口とは違う圧力場が形成され弁体を押し上げる揚力が発生するが、ロアリングはこの揚力の強さを調整する働きがある。

アッパーリング → 弁体外周に取付けられ上部調整輪(あるいは上リング)とも云われる。弁座口から噴き上がる流れを下向きに方向転換し弁体に吹出し反力を与えて揚力を増すとともに吹下がり(後述)を調整する働きがある。

2.2 安全弁の作動メカニズム⁽¹⁾

不安定現象は、通常の吹出し作動のパターンからの逸脱である。不安定現象を述べる前に常態における安全弁(狭義)の作動メカニズムについて触れておく。

(1) ポップ作動について。安全弁に発生する作動パターンには次の3つがある⁽¹⁾。

- ①ポップ作動 (→図5.1, 図5.2)、
 - ②シンマを伴うポップ作動 (→図5.3, 図5.4)、
 - ③2段吹きを持ったポップ作動 (→図5.5, 図5.6)
- (図5.1~図5.6はいずれも文献(1)より引用)

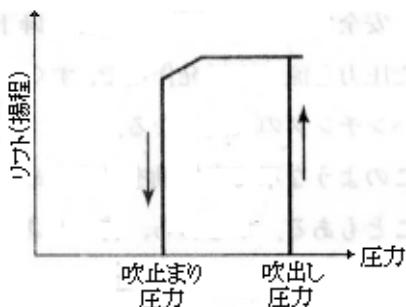


図5.1 ポップ作動

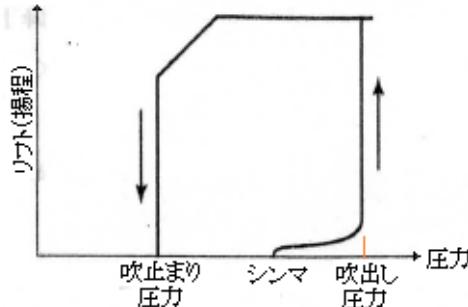


図5.3 シンマを伴うポップ作動

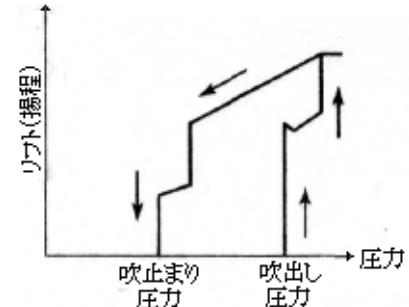


図5.5 2段吹き & 2段止まり

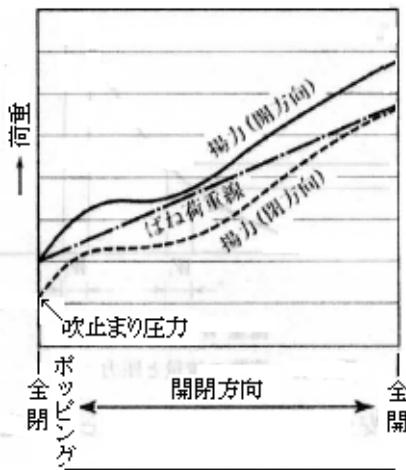


図5.2 ポップ作動揚力曲線

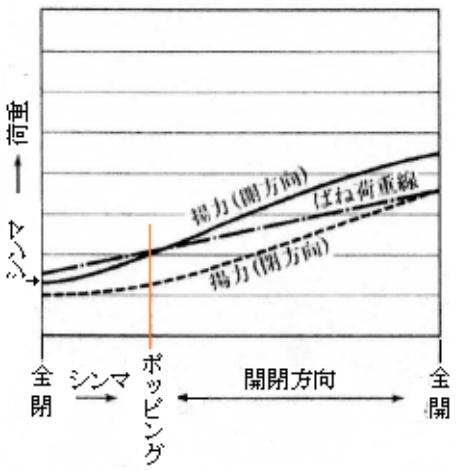


図5.4 シンマを伴うポップ作動揚力曲線

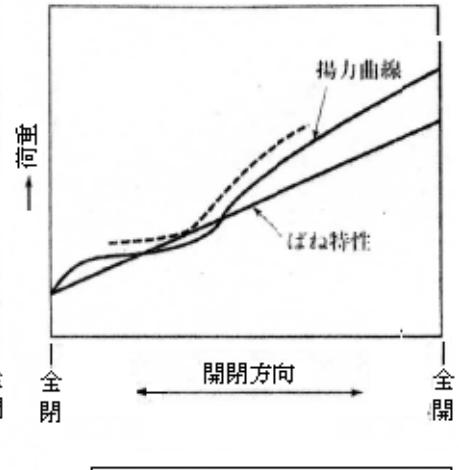


図5.6 2段吹き作動揚力曲線

①のポップ作動は安全弁の基本作動である。流体圧力が吹出し圧力を越えて瞬間に弁の開度(リフト)が急増して爆発的に内部流体が放出する状態を指している。図5.2からもわかるように開作動ではリフト上昇によって生じるバネ荷重の増加よりも弁体を押し上げる揚力の増加の方が常に大きく、閉作動では逆に常に小さく、バネ荷重曲線と揚力曲線がクロスすることはない。

②はポップ動作の前に弁座面圧の不足からくるシンマ(前吹き)が先行するパターン。バネ荷重と揚力の差が接近した状態がシンマである。図5.4のように揚力曲線がバネ荷重曲線を越えるとポップピングが遅れて起きる。シンマは大なり小なりどの安全弁にも起きるが、一種の漏洩状態なのでロアリングを調整したりバネ定数を上げて排除されることが多い。シンマを全く伴わないポップ作動をクリアポップと云う(同様に後吹きのない全閉作動をクリアクローズと云う)。クリアポップ(あるいはクリアクローズ)が理想的な安全弁作動ということになる。

③は、ポップピングが2ステップになる作動。図5.5のように最初のポップピングが息切れした後、3%ほどの圧力の上昇を待って全開に至る(なお図5.5のように2段吹きの弁は閉じるとき2段止まりになる傾向がある)。2段吹き及び2段止まりの作動を持った安全弁は過度なチャタリングを防止するために使われることがある。

ポップ作動は調整可能である。通常はロアリングを微量調整することでポップピングの発生/勢いを加減することができる。因みに吹出し時に弁体を上方に押し上げる始動揚力は次式で表される。

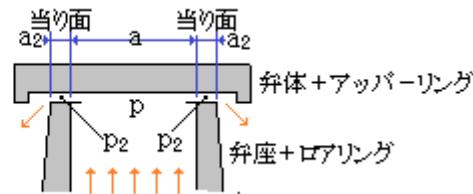
$$\text{始動揚力 : } E_p = ap + a_2 p_2$$

ここで a = 弁座開口面積、

a_2 = 弁座当り面の面積、

p = 弁座開口面における圧力、

p_2 = 弁座当り面部分の圧力



弁座外側についたロアリングの位置を上げると当り面の面積 a_2 と圧力 p_2 が増加して始動揚力は増加してポッピングしやすくなる。

(2) 以上、安全弁の開作動(ポップ作動)について述べた。安全弁の閉作動即ち吹止まり作動は開作動と対照的な動きになる。安全弁の吹き出しで容器/配管など上流側の圧力がダウンするとバネ荷重が揚力に勝って弁体は閉止する。このときの流体圧力を吹止まり圧力という。吹止まり圧力は必ずしも密閉圧力ではない。吹止まり圧力が大きいと座面の面圧が十分でないわゆる後吹き(シンマの逆)が起こる。また閉作動の途中でバネ荷重が息切れして揚力を下回ると閉作動が止まり、圧力の降下を待って全閉にいたりいわゆる 2段止まりになる(図 5.5 参照)。

高圧容器付きの安全弁や配管付きの安全弁では、高いリフトから急激に弁体が降下し弁座に衝突して衝撃が大きくなる恐れがあるので、この 2段止まりが採用されることがある。

吹止まり圧力は、弁体押下げ力(バネ荷重+背圧)や弁体押上げ力(揚力)を加減して調整される。

(3) 吹止まり圧力は、次に定義される吹下がりという形で間接的に問題にされることが多い。

$$[\text{吹下がり}] = [\text{吹出し圧力}] - [\text{吹止まり圧力}]$$

吹下がりの定量表示は%(上記圧力差を吹出し圧力で除したもの)。この式で吹出し圧力は安全弁のセット圧力に等価で一定なので、吹下がりは量的には吹止まり圧力の多寡に依存する。一般に吹下がりが大きいほど吹出し作動が安定するので、(吹止まり圧力を小さくして)大きな吹下がりを如何にキープするかという指向になる。

この場合、弁体周りのアッパーリングの調整が効果的である。アッパーリングを下げるとき吹出し流体の流れ角度が小さくなつて揚力がアップするので吹止まり圧力を低くすることができ吹下がりが大きくなる(安定する)。

また弁の設計段階ではバネ定数の選定も影響を与える。バネ剛性を上げると押し下げ力が大きくなり吹止まり圧力は大きくても弁は閉じるので吹下がりは小さくなる傾向がある。大きな吹下がりを狙うなら低いバネ定数を選ぶべきである。しかしバネ定数の如何ではシンマが起きたり 2段吹きや 2段止まりが起きる。これらは前にも述べたようにバネ荷重曲線と揚力曲線がクロスすることによって派生する(図 5.2, 5.4, 5.6 参照)から、バネ定数の選定は決して容易ではない。

(4) 前にも述べたように吹下がりが大きいと作動が安定する傾向があるが、実際の吹下がりは次のようにになっている。

- ASME ボイラ関係規格 → 4%

- JIS B8210 → 基本的には 7%で当事者間協定では 4%可。配管特殊用には 10%も可

設備的には吹下がりができるだけ小さく即ち最高使用圧力(～吹出し圧力)と常用圧力(～吹止まり圧力)の差を小さくとる方が経済的になるので、吹下がり 4%が強い。しかし実際のところ吹下がり 4%でポップ動作させるのは難しいと云われる。そこで米国クロスビー社のように 2段吹き & 2段止まり方式をとるものがある。即ちポップ作動で 90%リフトまで開き蓄圧を待って 100%開にする(同じように閉作動でも 2段に吹き下げる)。こうすれば確かに公称 4%になるが実質の吹出し圧力が

高くなっている。一般には安定性を考えて7~10%にしたい所ではないか?

2.3 安全弁の不安定現象⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

(1) 安全弁作動時の不安定現象には次のようなものがある。

弁体振動現象 → チャター、ハンチング、フラッタリング、気柱振動の寄与

不完全作動 → 前洩れ、後洩れ

弁体振動現象は吹出しに際してバネ支持の弁体が上下に揺動するもの。ハンチング(hunting)は、チャター(chatter)が激しくなったもので、ここではまとめてチャタリングと呼ぶ。

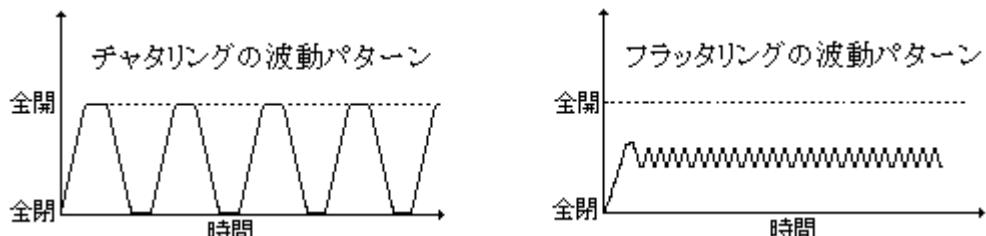
不完全作動はいわゆるクリアポップやクリアクローズから逸脱するもので、開スタートあるいは停止直前の前吹き、後吹きが長引いて起こる漏洩現象を云う。

いずれも安全弁機能/性能としてはクレーム対象であり、何らかの是正が必要になる。

(2) 弁体振動現象—チャタリング/フラッタリングについて

チャタリングは弁体が速い往復運動にある状態で弁体が弁座に接近し接触する現象。重度の場合弁座を激しくたたき騒音/摩耗/疲労亀裂を起こす。現象的には、弁体を持ち上げる揚力の増減と弁体を押し下げるバネ力の増減が釣合を失って開作動と閉作動を繰り返すもの。チャタリングは液体用安全弁(逃し弁)にも気体用安全弁の何れでも起き、比較的、低周波数(数十 Hz)の振動になる。

一方フラッタリングはチャタリングと同様に激しく上下に動搖する現象であるが、チャタリングのように弁座に接近/接触することではなく、弁体はリフト(揚程)の中間に留まる。これも揚力の増減とバネ力の増減の不釣合いに由る。液体用安全弁(逃し弁)にも気体用安全弁のいざれでも起き、比較的高周波数(数十 Hz~100Hz)の振動になる。なお液体用安全弁では、たとえ微振動であっても液柱共鳴して流体中に大きな脈動を起こすことがある(後述)。



弁体振動の原因となるメカニズムとしては、次のようなものが挙げられる。

- ① 弁体に働くバネ力-揚力の増減の不均衡
- ② 圧損などによる弁入口側圧力の降下
- ③ 排気管の背圧による弁出口側圧力の増加
- ④ 吹出し量の過大あるいは過小
- ⑤ リングの調整不良
- ⑥ 弁体減衰量の不足そのほか

①について。弁体が前洩れの状態からポップしようとするとき、揚力の増加よりも弁体押し下げ力(バネ荷重)の方が勝ると開きかけの弁がすぐ閉じて圧力が逃げ切れずまたポップしようとして開閉を繰り返す。揚力の変動というよりもバネ荷重の設定(設計)不良に原因がある。

②について。ポップ作動の後の流量の急増によって運動量と圧力損失が増し安全弁の弁座出口静圧が低下して弁体が閉じるが、その後すぐ出口静圧が回復してポップ動作を起こす。この繰返し

によってチャタリングが継続する。即ち、

- ・まず、安全弁上流圧 > 吹出し圧力で弁開放、
- ・上流配管に流れができると運動量/圧損増加で上流圧力が低下
- ・安全弁上流圧 < 吹出し圧力で弁閉鎖
- ・安全閉じると上流側の流れが止まって運動量/圧損が零になり上流圧回復
- ↓・再び安全弁上流圧 > 吹出し圧力で弁開放、以下繰返し

この場合、運動量/圧損増加による圧力降下 ΔH は次の式による(なお右辺第2項は加速による)。

$$\Delta P = (1+K) \gamma \left[\{v_1^2 - (v_1 + \Delta v)^2\} / 2g \right] + (\gamma / g) \int (\Delta v / \Delta t) ds$$

ここで、 K =圧損係数、 v_1 =初期流速、 Δv =流速増分、 Δt =時間、 ds =流線長、 γ =流体比重

上記の変化から、次のようなチャタリング発生の条件が読み取れる。

開放から閉止までの上流側(弁座出口)圧力降下量 > 吹下がり(=吹出し圧力 - 吹止り圧力)

すなわち吹出しの際の上流側圧力降下分が吹下がりを越える時にチャタリングが起きると考えられる。上式左辺の圧力降下量が、

入口配管の管径が小さく管長が長く曲がりが多いほど(→圧損大)、

吹出し量が多く入口配管の流速が高いほど(→動圧/加速度大→静圧低下)

急激に増大して上流圧力が吹止まり圧力を下回ってしまうからである(図 5.17(a)参照)。特に液体は気体に較べて比重 γ が高く圧損が高くなるので、安全弁(狭義)よりも逃がし弁の方が弁体振動が起き易くなる。

(因みに API RP520 Part II でも長い液体配管ではチャタリングが起き易いとしている。)

③について。安全弁吹出しの後、排気管の圧損が大きくて弁出口の背圧が大きくなると、揚力が相対的に低下していくと開いた弁が閉じやすくなり、弁体振動(特にフラッタリング)が起き易くなる(図 5.17(c)参照)。排気管を短くシンプルにして下流の圧損を低減する必要がある。なお気体配管では圧縮効果によって背圧が上昇するまでに時間遅れがあるので弁体振動は起きにくいとされる。

(背圧が安全弁セット圧力の 10%以上のとき不安定化しやすいという情報もある。)

④について。設計見積りより吹出し量が過大な場合、吹出し後の揚力とバネ力の均衡が崩れて弁体振動が起きやすくなると云われる。一方、吹出し量が過小な場合も弁体が開き切らずバネ力で押し返されて弁体振動になる。後者は流体の補給が十分でなく圧力が下がり易い容器に設けられた安全弁でよく起きる現象である(図 5.17(b)参照)。

⑤について。安全弁のポップ作動や吹下がりは 2.1(1)項や 2.2(1)(3)でも述べたように弁座外周のロアリングや弁体外周のアッパーイングで調整することができるが、これらの調整がうまくいかないと弁体振動に陥るおそれがある。例えばロアリング内側の 2 次圧力による上向きの揚力は低リフト(低開度)の時には大きいが弁体の上昇とともに低下するが、下向きのバネ力は弁体の上昇とともに増加するので平衡点が低リフト側にシフトして不安定になる。即ち

- ・まず、安全弁上流圧 > 吹出し圧力で弁開放、
- ・弁体・弁座の隙間の揚力で弁体は上昇するが、隙間の増加とともに揚力は減退
- ・一方弁体上昇とともに、弁体を押さえ込むバネ力が次第に増加して弁体下降
- ・弁体下降とともに揚力が回復しバネ力が減退して弁体上昇へ
- ↓・以下、弁体上昇と下降の繰返し→不安定

この場合、弁体が上昇する際に、アップアーリング+ロアリングによる揚力がバネ力を上回っているならば不安定には至らない。低リフト域ではアップアーリングによる吹出し反力(→揚力)はそれほど大きくできないので、この低リフト域の不安定はロアリングの調整による所が大きい。ことになる。なお気体の場合は弁座から噴出したガスが膨脹してッパークリングによってガス流れを反転させて得られる吹出し反力がより大きくなるため、この類いの不安定は起きにくいといわれる。

⑥について。弁体の動きに減衰が少ないとポップ動作や弁座衝突が激しくなる。

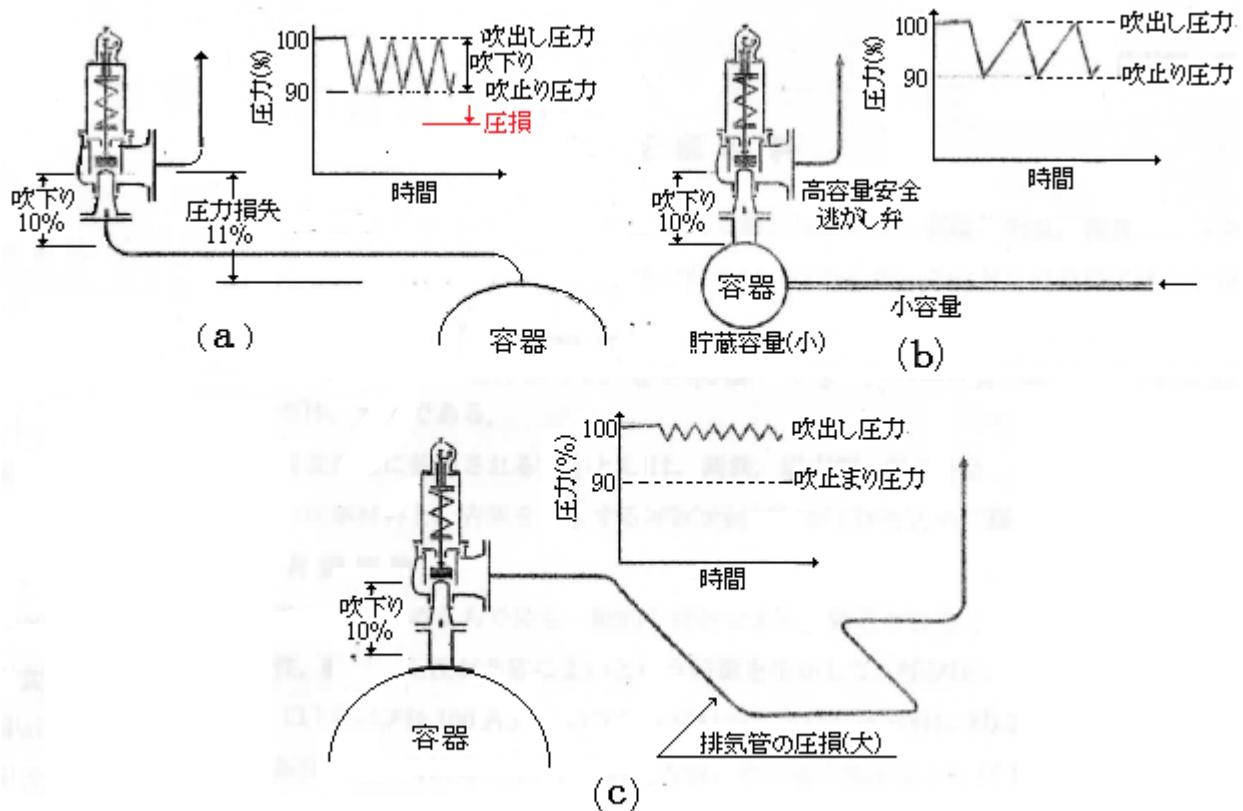


図5.17 安全弁の不安定作動 (文献(1)より引用)

弁体振動の防止策あるいは緩和策に関して。

上記①のバネ荷重の設定(設計)不良については、バネ定数を変更するとかしてバネ荷重を調整することになる。問題が起きたときは、まずリング調整等で弁体揚力をリセットして様子をみたあとで、バネ荷重のリセットになると思う。

上記②③の 流量の急増→運動量と圧力損失の増大 については、

- ・配管サイズをアップし、管内流速を落とす(→運動量/圧損低減)。
- ・配管の長さを短くし曲がりなどを可及的に少なくする(→圧損などの低減)。

因みに API RP520 では下記を推奨している。

- ・上流側配管の圧損<安全弁セット圧力の 3%
- ・下流側配管の圧損<安全弁セット圧力の 10% (背圧の影響を受ける場合)

上記④の吹出し量の過大/過小については、上流側設備の質量/熱収支あるいは質量/熱収支と内圧の関係をクリアにして安全弁サイジングを行うべきである(総じてプロセス的あるいは運転操作的な

課題になる)。

上記⑤のリング調整不良については、例えば次のように調整を行う。

- ・吹出し反力(揚力)を上げるため、あるいは吹止まり圧力を下げて吹下がりを大きくするためにアッパーリングを下げて弁座から吹き出した流れを大きく反転させる。
- ・アッパーリングを下げるとともにロアリングの位置を下げて低リフト時の揚力を小さくする。
- ・ロアリングを用いずに低リフト時の弁開度の変化に伴う流量変化の少ない特性を持った安全弁を使用する。

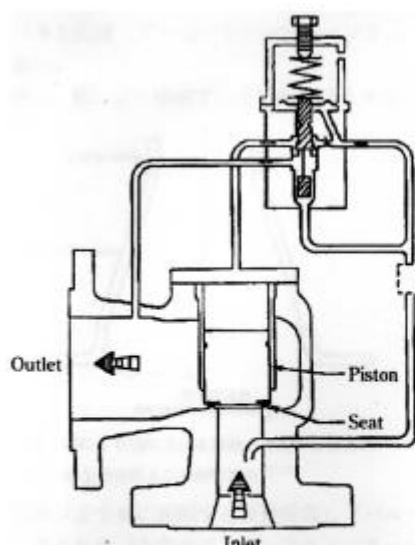
上記⑥の減衰不足については、例えば弁体の動きに対し減衰機構(オイルダンパなど)を設ける。

(3) 弁体振動現象—気柱振動の寄与

弁体振動が上流配管や排気管の気柱振動と共振すると弁体振動が激しくなったり、接続管に脈動が起きたりする。Harris の行った実験では、安全弁初期の低リフト作動状態で高周波のフラッタリングが発生したとき、微振動にも拘らず、弁の前後に大きな圧力脈動が観察されている。また葉山は[管内の共鳴周波数 > 弁可動部の固有振動数]のとき圧力変動と弁体振動の位相差が 180 度反転して負性減衰になり自励振動が発生するとしている。

圧力脈動を伴って弁体振動が起こるときは、振動そのものを排除するか、接続配管の共鳴周波数(音響固有振動数)をチェックし共振をかわせばよいがうまくいかないこともある。その場合の対策として次のようなものがある。

- ・安全弁上流配管の寄与がある時は容器直付けに変更する、あるいは
- ・安全弁上流にアキュムレータを設けて共振を緩和する、
- ・安全弁に減衰機構(オイルダンパ等)を設ける。
- ・小口径の安全弁を併設して流動変動を低減する。
- ・パイロット式安全弁を設ける。
- ・安全弁の代りに破裂板を設ける(但し作動誤差が大きくなるので注意)。



子弁は親弁と同じ構造を持ち親弁の吹出し圧力と吹止まり圧力を制御する。

図4 パイロット式安全弁
文献(2)から引用

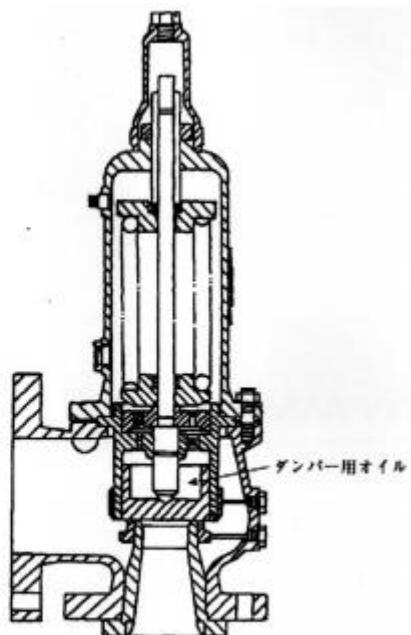


図5 ダンパ付き安全弁
文献(2)から引用

(4) 不完全作動ー前洩れ、後洩れについて

前洩れはポップ作動に先行する前吹き(シンマ)が長期化したもので、弁体ー弁座の面圧が十分でない状態。上流側圧力上昇が不十分なときあるいは開作動まで時間がかかるときに問題になる。バネ荷重に関係しており、バネ力を小さくしておくとこの現象はある程度抑えられると云われる。

後洩れも弁座の面圧が不足することで起きるが、前洩れより発生しやすい。後洩れを止めるには揚力即ち上流圧力を下げる必要があるが、次の理由でうまくいかないことが多い。

- ・設備の常用圧力と安全弁の設定圧力の差が少なく面圧がぎりぎりまで下がっている。この状態は吹下がりを4%までに抑えた時に然り。10%にすればバネ力が効いて面圧は上がる。
- ・吹止まりの際、バネ力のシフトが偏ったり、弁体ー弁座着力点のズレが起きている。
- ・弁座面に湿分やスケール等が吹き付けられて当りがとれず、場合によって傷ついている。
- ・設備側に気柱振動があってこれが安全弁に伝わって共振で弁体が振動している。

この後洩れが運転中も続くようになると弁座損傷やリーク問題につながる。対策としては

- ・吹下がりを可及的に大きくとって面圧を確保する。
- ・2段止まり作動(図5.5)を避ける。
- ・他の部位からの熱ひずみの影響を受けない構造およびドレンが溜まらない構造にする。
- ・排気管構造を工夫して安全弁に過度な配管応力がかからないようにする。
- ・設備側及び安全弁の振動を極力排除する。

(5) 参考として安全弁の不安定現象によるトラブル事例を添付Bに示す。参考されたし。

3. チャタリング解析方法

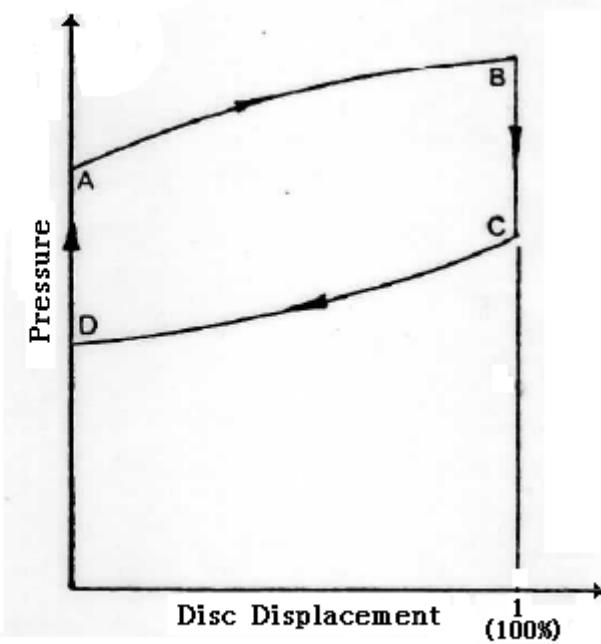
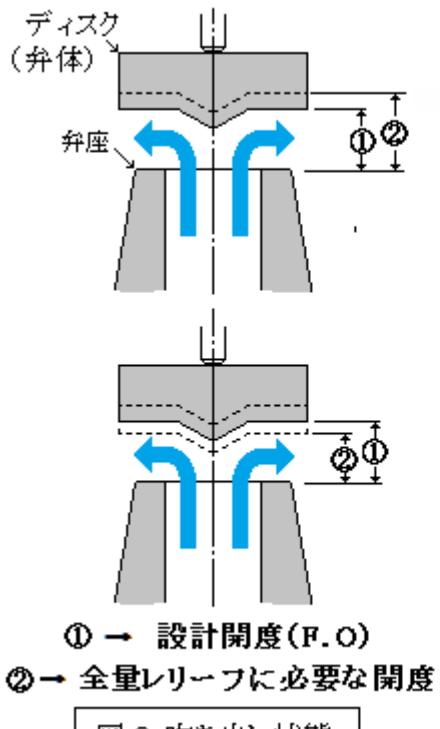
ここでは冒頭に示した MacLeod 文献をベースにしてチャタリング解析方法について議論する。MacLeod 文献は読みやすい内容になっているので訳文にはせずその論旨に従って記述しているが、TS 作成者の解釈や他の文献の情報も多々含まれる(不明があれば原文を照合してください)。

3.1 ダイナミカルシステム

(1) 安全弁のチャタリングはフルレンジに近い開閉挙動である。この不安定は総じて図3のように全量レリーフに必要な開度②がフルレンジの設計開度①を上回るか否かによっている。即ち必要開度② \geq 設計開度①のときは、吹出し流量が全部流し切れないで安全弁上流圧力(容器圧力)は下がり切らず弁全開の状態が保持される。一方、必要開度② $<$ 設計開度①の時は安全弁上流圧力は低下し続けるので、開度①は少し閉じて②寄りに部分開の状態に保たれる。このポジションで動的に安定していれば、チャタリングは起きない。もし動的に不安定であれば必要なポジションを維持できずディスクがゆれてチャタリングが起きる。Fig.1に後者の状態すなわち部分開におけるディスクの挙動を示す。

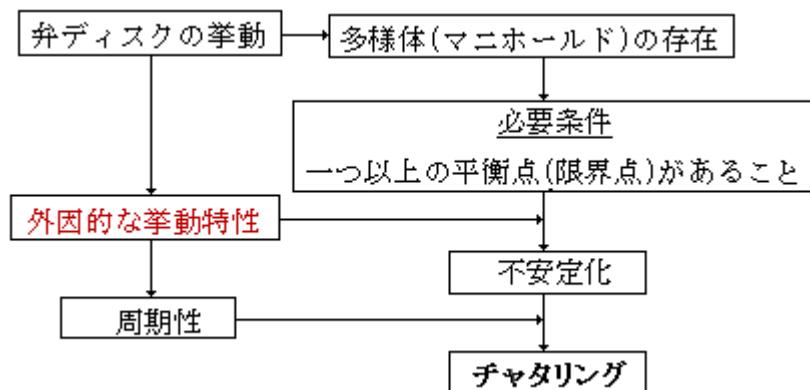
Fig.1に示される連続したイベント(A→B)は、必要なレリーフ量が設計レリーフ量より少ないときの動作いわゆるポップ動作として知られている。圧力PがA点まで上昇すると、ディスクを閉止するのに必要なバネ力が不足して急激にB点までディスクは上昇する。このポイントで弁の流れ面積(開度)は一定圧力を維持するに必要な面積(開度)よりも大きくなり、圧力はゆっくりとC点まで降下する。そのときバネ力はディスクを閉じるに十分なので、急激に閉止状態のC点まで

戻って弁は閉じられる。弁閉止とともに圧力はA点に至るまで次第に上昇し、再びサイクルが繰返される。これらの挙動は弁ディスクが動的不安定(チャタリング)にあることを示しておりA~Bのどこかに変曲点の存在が予感される。



安全弁の機能から考えて、必要開度② \geq 設計開度①とした設計は不可であるから、必然的に必要開度②<設計開度①とした設計になる。一般に採用されているチャタリング回避策は経験的なもので、設計者は過剰な逃がし量の安全弁(→設計開度の大きな弁)を用い、大半のレリーフ状態でディスクが全開を保つように上流及び下流の配管の圧損を減らすようにしている。安全弁やこれに類した装置類の動的挙動に関しては幾つかスタディがあるが、常にチャタリングを回避できるような設計規準はまだ見あたらない。

(2) 安全弁のチャタリング現象について多少ロジカルに見ると次のようなメカニズムが予想される。



即ち弁ディスクの挙動の中の多様体(位相空間)に存在する平衡点で安定/不安定の分岐が起きるが、ここではシステムからくる外因的な動特性が働いて不安定化に流れ、更に安全弁構造等に由来する周期性(→非線形性)が効いてチャタリングに至ると見てよい。後者の周期性は不安定化

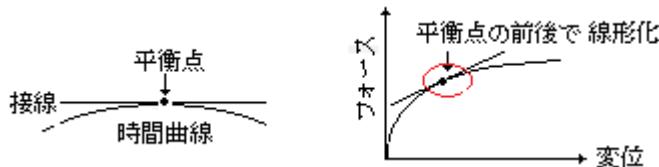
した弁ディスクが上限を弁箱&弁バネに、下限を弁座に妨害されることで起きる。なお安全弁システムでは多様体にある平衡点は单一とみていい。

(3) チャタリングは明らかに動的現象であるので、代数方程式ではなく微分方程式を用いてシステムの状態が表現できる。しかし安全弁系では一定の係数を持った線形常微分方程式では表すことはできずどうしても非線形方程式になる。この場合、非線形性は次の2つから生じる。

- ・弁ディスクの移動の弁箱&弁バネあるいは弁座による妨害
- ・圧力レリーフ率とディスク加速に係る圧力/ディスク移動

安全弁のようなポップ動作弁の非線形方程式を直接解いてその根を求めるることは至難の業に近い。しかしチャタリングの有無即ちシステムの安定性の判別は非線形方程式を利用することによって可能である。その一般な手順は次のようにある。

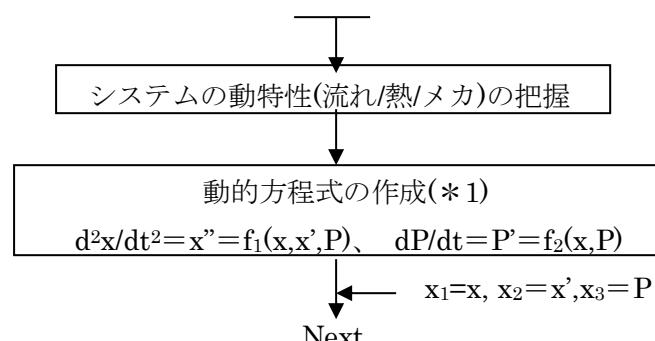
- ① 安全弁ディスクの運動とこれに係わる系(システム)の挙動を観察し分析する。
- ② 分析結果からシステムの挙動を記述する動的方程式(ダイナミカル方程式)を作成する。
- ③ これを1次微分方程式に変換した後、時間微分項を零において平衡点を求める(下図)。
- ④ 次いで動的方程式をテイラー展開等で線形化し特性方程式を抽出する。
- ⑤ 根の実数根が負か否かをラウス-フルビッツ法あるいはリアプノフ法で判定する。

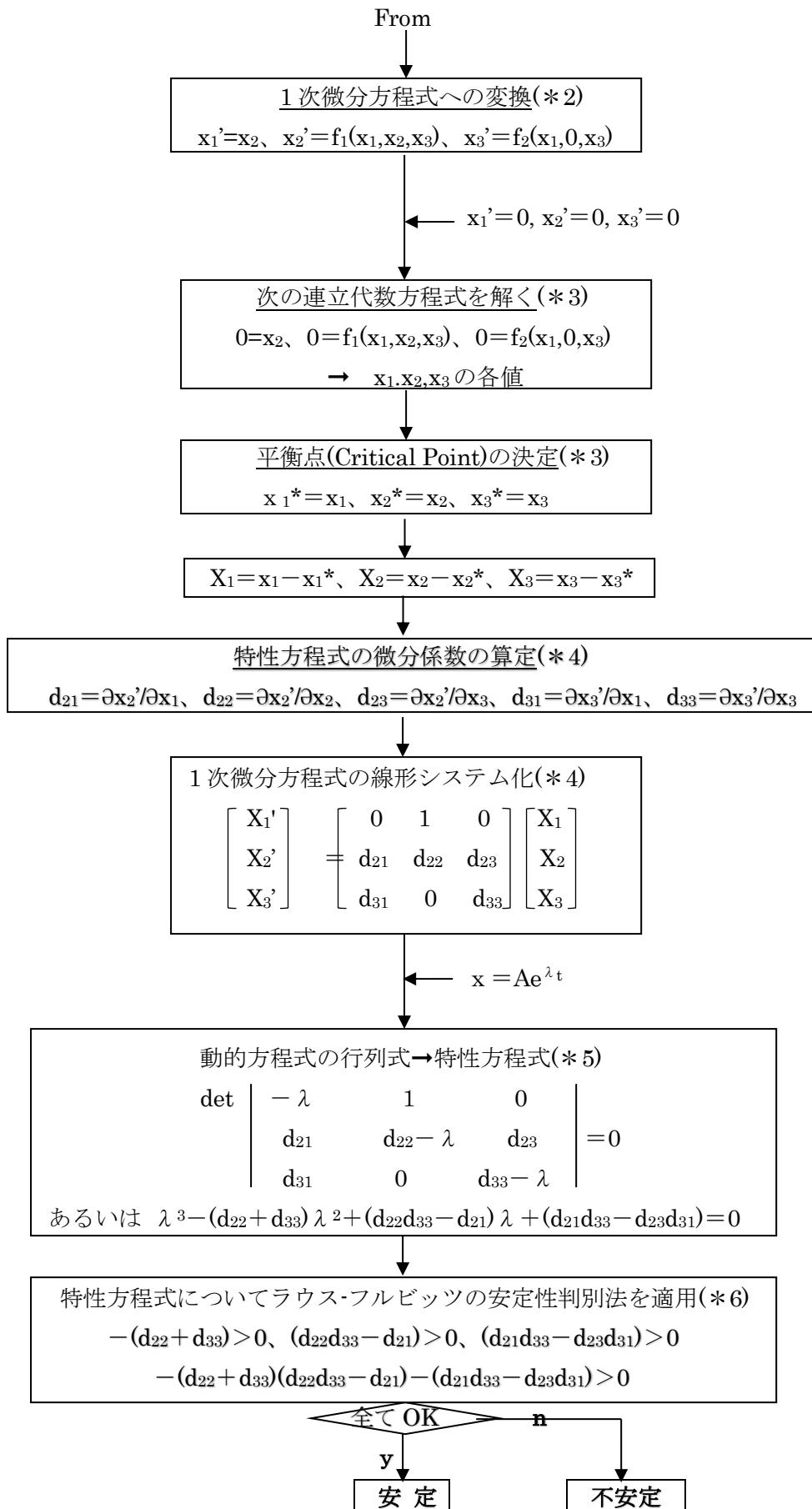


(4) 以上の手順からわかるように、チャタリング解析は平衡点の位置と安定性を求めるに他ならない。単純な安全弁付きのガス貯留システムを例にとって上記の手順を具体化してチャート1に示す。ただし下記の仮定をおく。

- 弁-圧力容器-配管システムの挙動は一組の自律の連立微分方程式でモデル化できる。
- 全ての微分係数は連続しており対象領域で支障なく作動する。
- 可動弁要素はかじりを起こすことはなく滑り摩擦力は無視できる。
- 流体慣性力は(ディスクのみに有効で)配管内では無視できる。
- 弁と配管の間の音響カップリングは起きない(共鳴無し)。
- ディスクに作用するネットの力はシート上のディスクの移動量とその速度および上流容器の圧力の関数である。
- 容器の圧力の時間変化率は容器内圧力とシート上のディスク移動量の関数である

チャート1. システムの動的安定性判定手順 (ex.単純な安全弁吹出し系)





[記号説明]

x =弁の開方向を正にして測られたシート上のディスクの移動量、 x' =ディスクの速度、 x'' =ディスクの加速度、 P =系の圧力(≒容器圧力)、 x_1, x_2, x_3 =それぞれ x, x', P の置き換え

x_1^*, x_2^*, x_3^* = それぞれ平衡点における x_1, x_2, x_3 の値、

X_1, X_2, X_3 = 平衡点からのそれぞれの逸脱量 $(x_1 - x_1^*), (x_2 - x_2^*), (x_3 - x_3^*)$ 、

$d_{21}, d_{22}, d_{23}, d_{31}, d_{33}$ = テイラー展開における偏微分係数、 λ = 固有値、 A = 常数

[注記一補足]

(*1) x'' 式と P' 式はそれぞれ仮定(f)(g)に従うもので、 x'' はディスクの加速度、 P' は系の圧力の時間変化率(時間微分)である。これらは何れも非線形である。

(*2) x'' 式と P' 式は連立しているが、 x'' 式は2回微分で線形化できないので、これを速度 x' の1回微分に変換し1次微分方程式を作る。この措置で動的方程式を連立1次式で扱うことができる。

(*3) 通常、その関数の微分項を零における、関数の変曲点(極大/極小点)が得られる。ここでは x_1', x_2', x_3' を零において3つの連立代数式 $x_2 = 0, f(x_1, x_2, x_3) = 0, f(x_1, x_3) = 0$ から x_1, x_2, x_3 の値を求める。これらの値はいずれも平衡点の座標を与え、実際の x_1, x_2, x_3 が平衡点からどちらの方向に逸脱するかで安定/不安定が決まる。

(*4) 連立1次式は非線形であるのでこのままで扱えない。そこでテイラー展開を用いて連立1次式を線形化する。ここでは3つの変数を持つので、次の3変数のテイラー展開公式を適用する。

$$\begin{aligned} \Delta f &= f(x + \Delta x, \dot{y} + \Delta y, z + \Delta z) - f(x, y, z) \\ &= (1/1!) [\Delta x \{\partial f(x, y, z) / \partial x\} + \Delta y \{\partial f(x, y, z) / \partial \dot{y}\} + \Delta z \{\partial f(x, y, z) / \partial z\} + \dots] \end{aligned}$$

これを1次項のみを採って本ケースに適用すると

$$\begin{aligned} dX_i/dt &= f(x_1 + X_1, x_2 + X_2, x_3 + X_3) - f(x_1, x_2, x_3) \\ &= \{\partial f(x_1, x_2, x_3) / \partial x_1\} X_1 + \{\partial f(x_1, x_2, x_3) / \partial x_2\} X_2 + \{\partial f(x_1, x_2, x_3) / \partial x_3\} X_3 \end{aligned}$$

$x_2' = f(x_1, x_2, x_3)$ なので、 $\partial f(x_1, x_2, x_3) / \partial t = \partial x_2' / \partial t \rightarrow \partial f(x_1, x_2, x_3) = \partial x_2'$ であるから

$$dX_i/dt = (\partial x_2' / \partial x_1) X_1 + (\partial x_2' / \partial x_2) X_2 + (\partial x_2' / \partial x_3) X_3$$

$x_1' = x_2 = f(0, x_2, 0)$ の場合 :

$$dX_1/dt = \{\partial f(0, x_2, 0) / \partial x_1\} X_1 + \{\partial f(0, x_2, 0) / \partial x_2\} X_2 + \{\partial f(0, x_2, 0) / \partial x_3\} X_3 = 0 \cdot X_1 + 1 \cdot X_2 + 0 \cdot X_3$$

$x_2' = f(x_1, x_2, x_3)$ の場合 :

$$dX_2/dt = (\partial x_2' / \partial x_1) X_1 + (\partial x_2' / \partial x_2) X_2 + (\partial x_2' / \partial x_3) X_3 = d_{21} X_1 + d_{22} X_2 + d_{23} X_3$$

$x_3' = f(x_1, 0, x_3)$ の場合 :

$$dX_3/dt = (\partial x_3' / \partial x_1) X_1 + (\partial x_3' / \partial x_2) X_2 + (\partial x_3' / \partial x_3) X_3 = d_{31} X_1 + 0 X_2 + d_{33} X_3$$

マトリックス表示にて、

$$\begin{bmatrix} X_1' \\ X_2' \\ X_3' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} \\ d_{31} & 0 & d_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix}$$

(*5) 根 x を $Ax_i^{\lambda t}$ とおいて、上記のテイラー展開式に代入すると

$$X_i' = d(x_i - x_i^*)/dt = dx_i/dt = A \lambda x_i^{\lambda t} = \lambda x_i \quad (i=1, 2, 3)$$

これを上記の行列式に代入して、

$$\begin{bmatrix} -\lambda & 1 & 0 \\ d_{21} & d_{22} - \lambda & d_{23} \\ d_{31} & 0 & d_{33} - \lambda \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{定数項} \end{bmatrix}$$

左端にあるマトリックスの行列式が動の方程式の特性方程式となる。

(*6) 次の特性方程式(n 次代数方程式)の係数(a_0, a_1, a_2, \dots)から下記のような行列式を作ったとき
この第 1 列の数列の符号を調べることで不安定根が存在するかどうか判断できる。

n 次代数方程式 : $a_0L^n + a_1L^{n-1} + \dots + a_{n-1}L + a_n = 0$

L^n	a_0	a_2	a_4	\dots
L^{n-1}	a_1	a_3	a_5	\dots
L^{n-2}	$\frac{a_1a_2 - a_0a_3}{a_1} = b_1$	$\frac{a_1a_4 - a_0a_5}{a_1} = b_2$	$\frac{a_1a_6 - a_0a_7}{a_1} = b_3$	\dots
L^{n-3}	$\frac{b_1a_3 - a_1b_2}{b_1} = c_1$	$\frac{b_1a_5 - a_1b_3}{b_1} = c_2$	$\frac{b_1a_7 - a_1b_4}{b_1} = c_3$	\dots
\dots	\dots	\dots	\dots	\dots

即ち、もし $a_0, a_1, \dots, a_n > 0$ でもし次の配列の最初の列のエントリが全て正なら、全て負の実数部を持った根を持ち安定性な状態にある(最初の列のエントリのいずれかが負ならば不安定)。もちろん a_0 及び他の全ての係数が正であれば配列を作るとき除数は割愛できる。以上をラウスフルベツの安定性判別という。

2.2 安全弁チャタリング解析への適用

(1) Fig.4 のようなごくシンプルな容器付き安全弁モデルもモチーフにしてダイナミックシステム法に基づくチャート 1 の動的安定性判定手順を具体化するとチャート 2 のようになる。

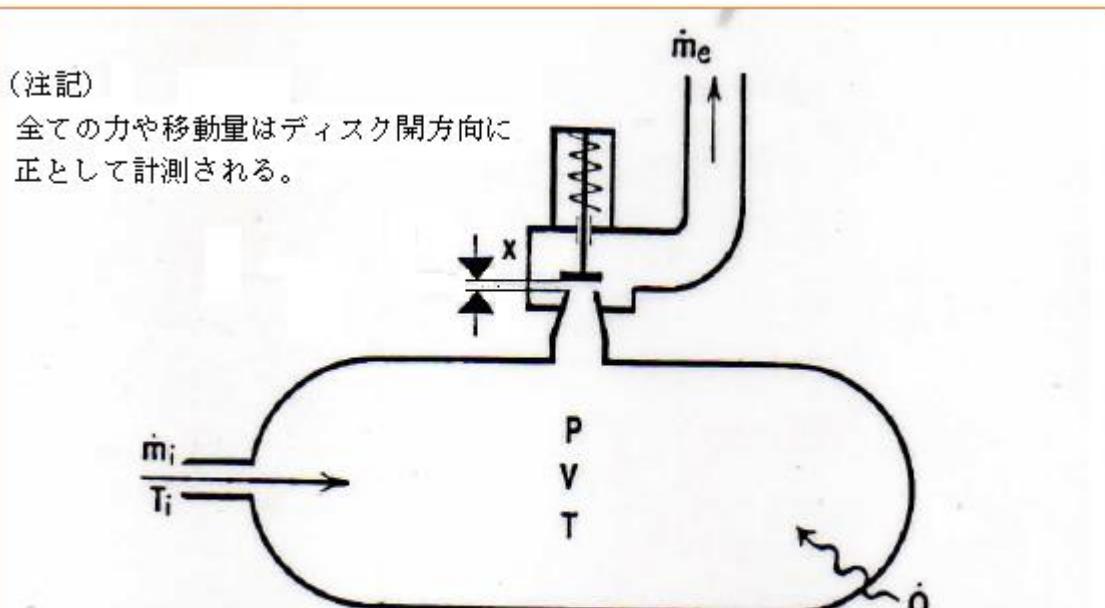
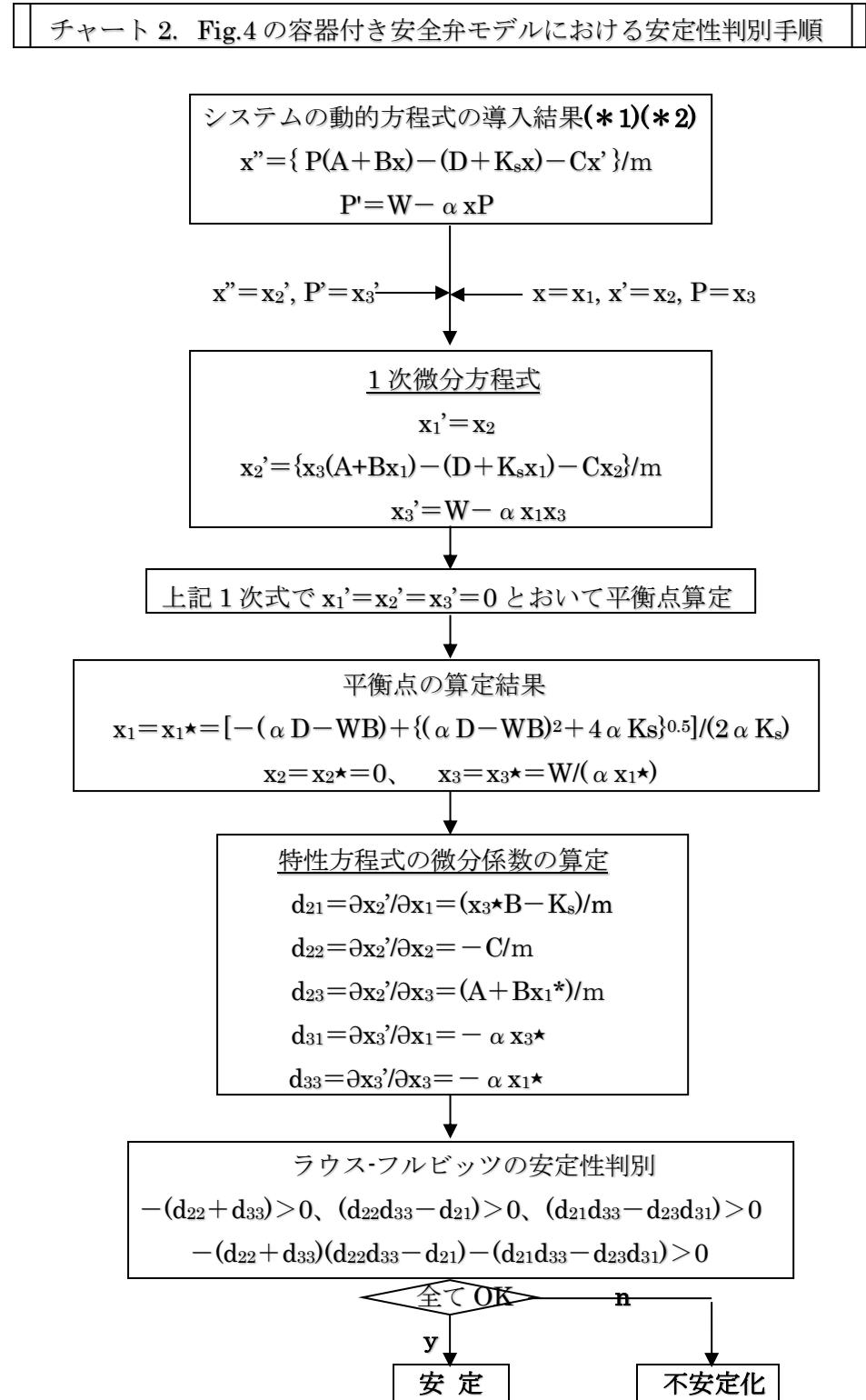


Fig. 4 Simple gas-filled pressure vessel and safety valve system

(Fig. 4 單純なガス充填圧力容器(安全弁システム))



[記号説明]

$x, x', x'', x_1, x_2, x_3, x_1^*, x_2^*, x_3^*$, $d_{21}, d_{22}, d_{23}, d_{31}, d_{33}$ → これらのパラメータはチャート 1 に同じ
 P =系の圧力(Pa)、 A =安全弁が閉じるとき容器内流体に向けられるディスク面積(m)、
 B =流体力とディスクに関連する釣合い係数(m^2/m)、 K_s =弁バネのバネ定数(N/m)、
 D =弁バネに加えられた予荷重(N)、 m =弁ディスク+他の可動要素の質量(N)
 C =減衰定数(Ns/m)、 W 及び α =圧力の時間変化を求めるパラメータ [(*2)参照のこと]。

[注記一補足]

(*1) ディスクの運動方程式から、ディスクに作用する力の動的なバランスは次のようになる。

$$mx'' + Cx' + K_s x + D = F_f \rightarrow \text{慣性力} + \text{減衰力} + \text{バネ力} + \text{予荷重} = \text{流体力}$$

ここで、慣性力 mx'' はディスクとこれに付帯する可動要素の質量が加速度 x'' で移動する時に生じる力で、減衰力 Cx' はディスクの移動速度に比例して派生する力である。バネ力 $K_s x$ はディスクの移動距離 x 分だけ圧縮されて生じる力で、予荷重 D は弁バネを予め圧縮して取付けることから生じる力である。これらはいずれも吹出し時の流体力 F_f に対抗する形で釣り合っている。流体力は安全弁の上流圧(=容器内圧)のよってディスク受圧面に生じる内圧推力であって $F_f = P(A + Bx)$ で表す。ここで A はディスク上流側の受圧面積で、 B はディスクが座面を離ることで生じる面積増加分を示している。上式より

$$x'' = \{ P(A + Bx) - (K_s x + D) - Cx' \} / m$$

(*2) 安全弁系の熱エネルギーのバランスは以下のようになる(Fig.4 を参照のこと)。

$$m_i' h_i = m_e' h_e + d(m_v e) / dt$$

ここで、 m_i' = 容器に流入する質量流量(kg/s)、 m_e' = 容器より排出される質量流量(kg/s)

m_v = 容器内質量(kg)、 h_i = 流入流体の比エンタルピ(J/kg)、

h_e = 排出流体の比エンタルピ(J/kg)、 e = 内部エネルギー(J/kg)、

保留質量 m_v については 状態式 $PV = m_v RT$ より $m_v = PV/RT$ になる。また内部エネルギー e は $e = CvT = RT/(\gamma - 1)$ であるから、容器内の温度変化がないときの右辺第2項は、

$$m_v e = (PV/RT)x\{RT/(\gamma - 1)\} = PV/(\gamma - 1)$$

$$\rightarrow d(m_v e) / dt = \{V/(\gamma - 1)\}dP/dt = \{V/(\gamma - 1)\}P'$$

また排出質量は、添付 A より $m_e' = (K_v A_o x P / x_u) [\{\gamma / (RT)\} \{2 / (\gamma + 1)\}^{(\gamma + 1) / (\gamma - 1)}]^{0.5}$ 、

比エンタルピは、テキストより $h_i \div h_e = C_p T = \{\gamma R / (\gamma - 1)\} T = \gamma RT / (\gamma - 1)$ であるから、上記のバランス式は、次のようになる。

$$m_i' \gamma RT / (\gamma - 1) = (K_v A_o x P / x_u) a \{\gamma / (\gamma - 1)\} \{2 / (\gamma + 1)\}^{(\gamma + 1) / 2 / (\gamma - 1)} + \{V / (\gamma - 1)\} P'$$

この式を変形して整理すれば、

$$P' = W - \alpha x P \quad \text{但し} \quad W = m_i' \gamma RT / V, \quad \alpha = \{K_v A_o a \gamma / (x_u V)\} \{2 / (\gamma + 1)\}^{(\gamma + 1) / 2 / (\gamma - 1)}$$

ここで P = 容器内の圧力(N/m²)、 x = 弁ディスクの移動量(m)、 x_u = 弁ディスクの最大移動量(m)、

K_v = 排出係数(-)、 A_o = 全開時の安全弁の有効流れ面積(m²)、 T = 流体温度(K)、

R = 気体定数(J/kg·K)、 γ = 断熱比(-)、 V = 容器容積(m³)、 m_i' = 流入質量流量(kg/s)

a = 音速(m/s) [= $(\gamma RT)^{0.5}$]

(2) ここで以下のパラメータを仮定して安定性評価を試みてみる。

$$A = 314.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2, \quad A_o = 314.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2, \quad B = 31.42 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad a = 350 \text{ m/s}$$

$$D = 311 \text{ N}, \quad K_s = 11.94 \times 10^3 \text{ Nm}, \quad K_v = 0.9, \quad m = 1.0 \text{ kg}, \quad m_i' = 0.326 \text{ kg/s},$$

$$R = 287 \text{ J/kgK}, \quad T = 305 \text{ K}, \quad T_i = 305 \text{ K}, \quad V = 1.0 \text{ m}^3, \quad x_u = 6.0 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad \kappa = 1.4$$

この場合、 x 、 x' 及び P の限界値は次のようになる。

$$x_1 \star = x \star = 3.5 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad x_2 \star = x' \star = 0.0 \text{ ms}^{-1}, \quad P \star = 846.9 \times 10^3 \text{ Pa}$$

特性方程式の微分係数を求める。

$$d_{21} = +12.11 \times 10^3 \text{ s}^{-2}$$

$$d_{23} = +416.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{kg}^{-1}$$

$$d_{31} = -11.2 \times 10^6 \text{ kgs}^{-1} \text{m}^{-1}$$

$$d_{33} = -46.38 \times 10^{-3} \text{ s}^{-1}$$

ここで d_{21} は正であり この弁がポップ動作タイプであって、このシステムの有効剛性が負であることがわかる。

安定性に必要な減衰の計算を行う。ここで、

$$\textcircled{1} -(d_{22} + d_{33}) > 0, \quad \textcircled{2} (d_{22}d_{33} - d_{21}) > 0, \quad \textcircled{3} (d_{21}d_{33} - d_{23}d_{31}) > 0$$

$$\textcircled{4} -(d_{22} + d_{33})(d_{22}d_{33} - d_{21}) - (d_{21}d_{33} - d_{23}d_{31}) > 0$$

4つの安定条件のうち 3つに減衰項が含まれている。もし③式が満たされるなら、安定性に必要な減衰は計算できる。③式では $d_{21}d_{33} - d_{23}d_{31} > 0$ である必要がある。上記の値を代入すれば、実際にこれが満たされていることがわかる。そこで

式①では $-(d_{22} + d_{33}) > 0$ である必要がある。従って、 $d_{22} < +46.38 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$

式②では $d_{22}d_{33} - d_{21} > 0$ である必要がある。従って $d_{22} < -261.1 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$

式④では $-(d_{22} + d_{33})(d_{22}d_{33} - d_{21}) - (d_{21}d_{33} - d_{23}d_{31}) > 0$ である必要がある。従って $d_{22} > +3.1 \text{ s}^{-1}$ または $d_{22} < -261.2 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$

このように $d_{22} = -C/m$ で m が 1.0 kg に等しいので、安定性のために必要な最小減衰は 261.2 kg/s になる。

(3) チャート 2 では安全弁は容器に直付けされていると仮定して安全弁入口圧力は容器の圧力 P と等しくセットしているが、容器と弁が長い配管で繋がれていると配管圧損が無視できないので

$$\text{安全弁入口圧力(弁座出口圧力)} \quad P^* = P - \Delta P \approx 0.5(1+K_p) \rho_p v_p^2$$

ここで配管流体密度 ρ_p は圧損が少ない範囲で $\rho_p \approx P/RT$ で近似できる。また配管流速 v_p は弁座出口でチョークしているとすれば $v_p \approx (A_o/A_p)a$ で近似できる。故に入口圧力は

$$P^* = P[1 - \{(1+K_p)/(2RT)\}(A_o/A_p)^2 a^2]$$

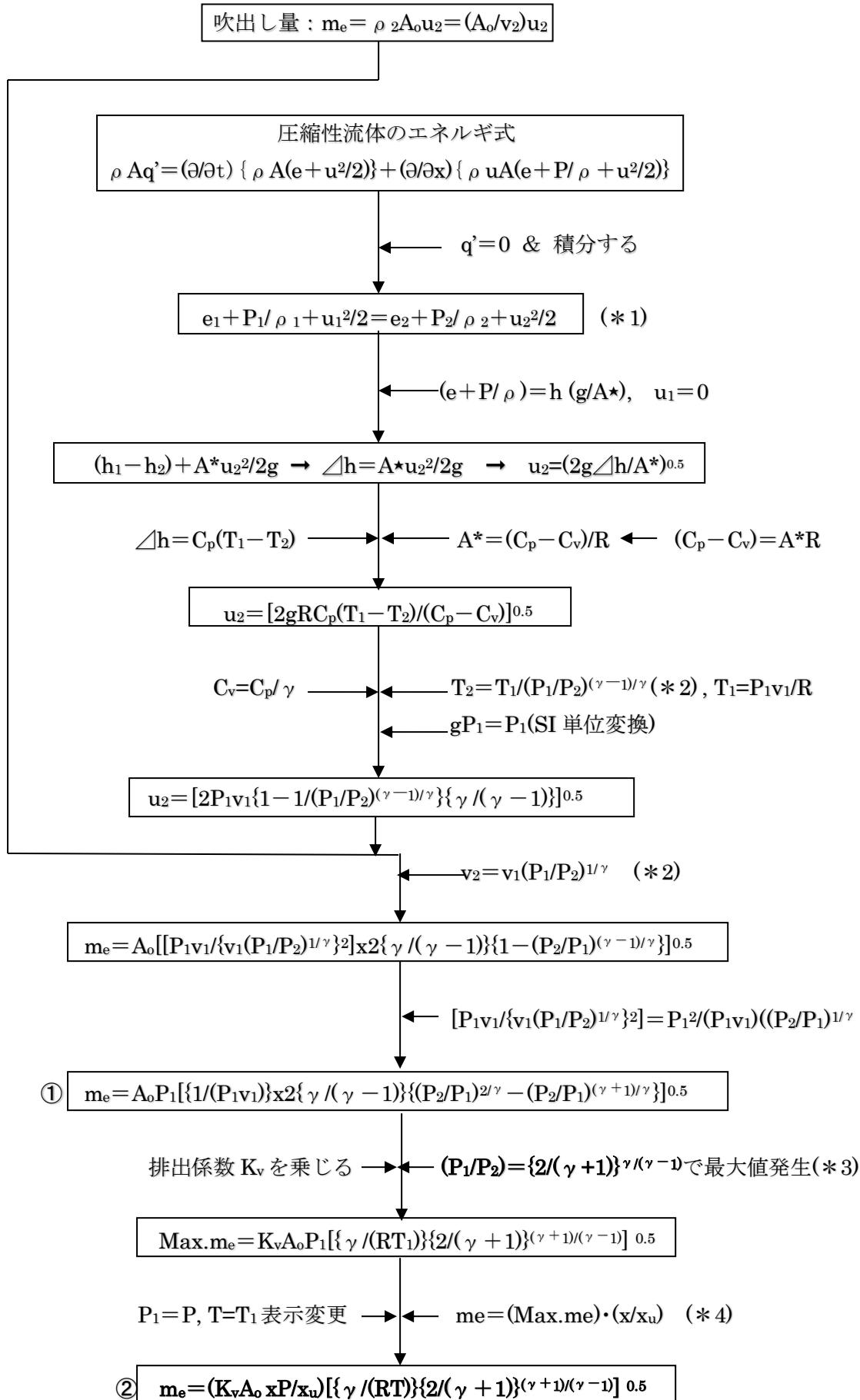
ここで K_p = 入口配管圧損係数(トータル値)、 A_p = 配管断面積、 a = 流体音速

x'' 式あるいは m_e 式の P の代りにこの P^* を用いれば、配管圧損によるチャタリング発生の可否を予測できるのではないか?

チャート 2 はあくまでも Fig.4 の単純な気体容器付き安全モデルモデルを対象にしているが、チャート 1 の基本概念を用いて、例えば液体容器付きや配管付きの安全弁モデルにも適用できるような気がする。

(今後の Ver-up で検討してゆきたい。)

【添付 A : 安全弁吹出し量計算式の導入過程】(5)(6)



[記号説明]

m_e =安全弁の吹出し流量(kg/s)、 ρ =流体密度(kg/m³)、 v =流体比容積(m³/kg)、 q' =入熱量、
 A_o =全開時の安全弁の有効流れ面積(m²)、 A =流れ断面積(m²)、 $A\star$ =仕事の熱当量(J/kgm)、
 e =内部エネルギー(m²/s²)、 u =排出速度(m/s)、 P =流体圧力(kg/m², N/m²)、 h =エンタルピ(J/kg)、
 $\angle h$ =エンタルピ増分(J/kg)、 g =重力加速度(9.8m/s²)、 C_p =定圧比熱(J/kg·K)、
 C_v =定容比熱(J/kg·K)、 T =流体温度(K)、 R =気体状数(J/kg·K)、 γ =断熱比(-)、
 K_v =排出係数(-)、 x =安全弁ディスクの移動量(m)、 x_u =安全弁ディスクの最大移動量(m)、
 サフィックス 1,2=それぞれ安全弁の入口側、出口側の意

[補足説明]

(*0) 本チャートは文献(5)(6)に基づき安全弁吹出し量の計算式の導入過程を示したものである。

規格の容量計算式は実用的に調整されておりシステム安定性の検討には余り合わない。そこで亜音速流を前提に理論式を確認したもの。チャートはその導入工程を示している。基本的には吹出し流量を、

排出流体密度 x 排出体積(=吹出し面積 x 吹出し流速)

とし、キィになるパラメータ u を圧縮性流体公式から求めている。なおここでは最大吹出し流量を求めており、これは吹出しがチョークして吹出し流速が音速に達したときに生じる。従って、このチャートで得られる吹き出し流量 m_e はチョーク流量ということになる。多くの安全弁は吹出し時にチョーク状態にあるからここで計算された m_e 値は妥当である。

(*1) 1次元の定常エネルギー式で、[内部エネルギー e +流れエネルギー P/ρ +運動エネルギー $u^2/2g$]で構成されている。エンタルピ h は[内部エネルギー e +流れエネルギー P/ρ]に相当する。

(*2) 安全弁噴出を断熱変化即ち等エンタルピ変化と見なし $P_1 v_1^\gamma = P_2 v_2^\gamma$ の関係を用いている。またこの式は状態式による $v_1 = RT_1/P_1$ 及び $v_2 = RT_2/P_2$ の関係より $T_2/T_1 = (P_1/P_2)^{(\gamma-1)/\gamma}$ に変形して用いている。

(*3) ①の安全弁吹出し流量の式には、 $\{(P_2/P_1)^{2/\gamma} - (P_2/P_1)^{(\gamma+1)/\gamma}\}$ が含まれており圧力比(P_2/P_1)の如何でピークになる。そこでこの項を \ddot{y} とおいて微分し更にこれを零とおけば、 \ddot{y} の最大値を与える(P_2/P_1)が得られる。すなわち、

$$\begin{aligned} d\ddot{y}/d(P_2/P_1) &= P x P^{(\gamma-1)/\gamma} \{(2/\gamma) P^{(1-\gamma)/\gamma} - (\gamma+1)/\gamma\} = 0 \\ &\rightarrow (2/\gamma) P^{(1-\gamma)/\gamma} = (\gamma+1)/\gamma \rightarrow \text{故に} (P_1/P_2) = \{2/(\gamma+1)\}^{\gamma/(\gamma-1)} \end{aligned}$$

この圧力比(P_2/P_1)はいわゆる限界圧力で、これを①式に代入し更に排出係数(=実際排出量/理論排出量)を乗じて最大吹出し流量 Max. m_e が得られる。この過程は以下の通り⁽⁵⁾。

$$\begin{aligned} &\{\gamma/(\gamma-1)\} \{(P_2/P_1)^{2/\gamma} - (P_2/P_1)^{(\gamma+1)/\gamma}\} \\ &= \{\gamma/(\gamma-1)\} [2/(\gamma+1)]^{2(\gamma-1)} - \{2/(\gamma+1)\}^{(\gamma+1)(\gamma-1)} \\ &= \{\gamma/(\gamma-1)\} \{2/(\gamma+1)\}^{(\gamma+1)(\gamma-1)} [2/(\gamma+1)]^{2(\gamma-1)} - 1 \\ &= \{\gamma/(\gamma-1)\} \{2/(\gamma+1)\}^{(\gamma+1)(\gamma-1)} \{(\gamma-1)/2\} = (\gamma/2) \{2/(\gamma+1)\}^{(\gamma+1)(\gamma-1)} \end{aligned}$$

この結果を①式に使用して

$$\text{Max.}m_e = K_v A_o P_1 [\{\gamma/(RT_1)\} \{2/(\gamma+1)\}^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}]^{0.5}$$

(*4) MacLeod 文献では、この最大流量はディスクの最大移動距離 x_u で発生すると考え、中途の移動距離 x における流量を線形近似して $m_e = (\text{Max.}m_e) \cdot (x/x_u)$ としている。

【添付 B : 安全弁不安定現象によるトラブル事例】⁽⁷⁾

[事例 1] 1979 年川崎市の製油所で水添脱硫装置の運転中、反応器下流の気液分離塔の圧力が上昇し安全弁が作動したが振動を起こし、しかも安全弁の取付け位置が悪く、振幅が増幅されるような位置にあったため安全弁の接続フランジ部がゆがみガスト重油分が噴出して火災になった。

[事例 2] 1995 年に倉敷市の製油所で重油脱硫装置の運転中、ポンプ下流側の圧力調整弁が突然、全開になり圧力が上昇しポンプの出口配管側のバイパス管に設置されていた安全弁が作動したが、チャタリングを起こして安全弁の弁と配管の分岐部が破断、重油が噴出した。

[事例 3] 2007 年に四日市市の製油所で流動接触分解装置の運転中、ブタンコンプレッサ入口配管に取り付けられた安全弁がフラッタリング(チャタリングより低振幅の高周波振動)を起こしその影響で配管が振動しベントノズルが共振して破断して液化ブタンが噴出した。

引用文献・テキスト)

- (1) 笹原敬史「安全弁の技術」 理工学社 (2001 年)
- (2) 「安全弁に起因する振動現象」 井上 バルブ技報 No.53
- (3) API RP520 「Sizing, Selection and Installation of Pressure-Relieving Device in Refineries」 Part I ,Part II
- (4) “Safety Valve Dynamic Instability :An Analysis of Chatter” by MacLeod
(Trans. Of the ASME Vol 107 May 1985)
- (5) KHK S 0303 安全弁の適用基準(ガス設備) 高圧ガス保安協会 (1973)
- (6) 松尾一泰「圧縮性流体力学－内部流れの理論と解析」 理工学社
- (7) 化学工学会 SCE・NET の安全談話室 No.82