

Введение

К предохранительным клапанам относится стандарт ČSN 13 4309

- | | |
|---------------------------------------|------------------------------|
| 1. часть - Наименования и определения | 3. часть - Расчет истечений |
| 2. часть - Технические требования | 4. часть - Типовые испытания |

Самые важные определения (ČSN 13 4309 - 1):

- см. 2.1 - Предохранительный клапан является арматурой, которая воспрепятствует превышению определенного избыточного давления автоматическим открытием и которая после понижения избыточного давления автоматически закрывается.
- другие определения: ст. 2.2.1, 2.2.7, 2.2.8 - 2.2.10, 2.2.13, 2.2.14, далее 2.3.1 - 2.3.4

Стати без приведения стандарта относятся к ČSN 13 4309 - 1.

Рабочее давление оборудования и открывающее давление

- см. 2.4.1 - Рабочее давление оборудования p_n - избыточное давление предохраняющего оборудования при рабочих условиях.
- см. 2.4.3 - Открывающее давление p_o - давление под конусом предохранительного клапана, при котором начинает открываться клапан (при рабочих условиях) и он характеризуется началом подъема.
- см. 2.4.4 - Настроенное открывающее давление p_{on} - избыточное давление, при котором начинает открываться клапан в испытательной станции открываться при атмосферическом противодавлении.

Пример: В ФРГ предохранительные клапаны для пара настраиваются воздухом у производителя - это касается настроенного давления открывания. На котле проведет ревизионный техник повторную наладку помощью пара - это касается открывающего давления - т.е. при рабочих условиях.

Отношение между давлением рабочим и открывающим - рекомендуется избрать открывающее давление с учетом рабочего давления оборудования так, чтобы рабочее давление оборудования было ниже:

- на **8%** - у предохранительных клапанов полноподъемных открытых ... $p_o \geq p_n / 0,92$
- на **10%** - у остальных предохранительных клапанов для газа и пара ... $p_o \geq p_n / 0,90$
- на **20%** - у предохранительных клапанов для жидкостей или там, где находится пульсация от насосов или компрессоров ... $p_o \geq p_n / 0,80$

Плотность запора предохранительного клапана

Принцип уплотнения состоит в том, что в уплотняющих плоскостях возникает уплотняющее давление p_1 (напр. предварительным напряжением болтов в фланцах), которое выше чем давление в пространстве, которое уплотняем от окружающей среды.

У предохранительных клапанов используется эмпирическое отношение для давления в седлах затвора:

$p_1 = 5 + 2 \cdot p_{max}$ и напр. если подставим за $p_{max} = 4$ МПа, то узнаем, что давление в седлах p_1 является на **225% выше**, чем давление p_{max} уплотнительное конусом клапана.

У предохранительных клапанов выведено отношение для давления p_1 в седлах при рабочем давлении оборудования p_n :

$$p_1 = \frac{D_1 + s}{4s} \cdot (p_o - p_n)$$

где:

D_1 ... внутренний диаметр седла s ... ширина седла
 p_o ... открывающееся давление p_n ... рабочее давление оборудования

Напр. для $D_1 = 75$ mm, $s = 2$ mm, $p_n = 4$ МПа для избранных p_o ниже на 8% чем p_n , т.е. $p_o = p_n / 0,92 = 4 / 0,92 = 4,35$ МПа после подставления в вышеуказанное отношение увидим, что в данном случае уплотняющее давление p_1 на 15,8% ниже, чем уплотняющее давление p_n .

На уплотнение седел предохранительного клапана влияет также и шероховатость поверхности седел корпуса и конуса. Можно предствить себе, что при закрытом предохранительном клапане влияет также шероховатость седел как лабиринтный сальник. Поэтому не имеет смысла ширину седла s уменьшать с целью уменьшения площади и этим самым и повышения уплотняющего давления p_1 . Ширина седел определена долговременным опытом производителя. На плотность затвора можно влиять наиболее тонкой притиркой и наиболее точным достижением плоскостности площадей седел. В повышенной мере действуют эти требования для меньших внутренних размеров предохранительных клапанов (Ду 25 - Ду 65).

На износ седел предохранительного клапана влияют нечистоты, уношенные рабочим веществом при отдувке (продукты коррозии, окислы). Напр. у предохранительного клапана полноподъемного P57 Ру100 Ду 50 согласно примеру 2 (см. дальше) в минимальной площади сечения A_o критическая скорость - для данного случая ($p_1 = 5,1$ МПа abs. = $5,1 \cdot 106$ N/m², $v_1 = 0,03863$ м³/кг, $k = 1,11$... согласно рис. 1 ČSN 13 4309-3, насыщенный пар):

$$w_k = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot p_1 \cdot v_1} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,11}{1,11 + 1} \cdot 5,1 \cdot 10^6 \cdot 0,03863} = 455,3 \text{ м} / \text{с} = \mathbf{(1\ 639\ \text{km/h})}$$

и у полноподъемных предохранительных клапанов, где проточная площадь между седлами на 10% выше чем A_o протекает пар между седлами вышекритической скоростью. При отставлениях оборудования давления необходимо седла клапана тщательно снова притереть.

Из приведенного вытекает, что требования к плотности предохранительных клапанов находятся в пределах технических возможностей.

Функция предохранительного клапана

Внутренняя сила предохранительного клапана - возникает воздействием давления рабочего вещества на нижнюю площадь конуса.

Наружная сила предохранительного клапана - противоположного значения в отличии от внутренней силы и у прямодействующих предохранительных клапанов обыкновенно создана пружиной или гирей и весом подвижных составных частей.

От **содействия** наружных и внутренних сил зависит правильная функция клапана.

Силовые и функциональные характеристики

- (1a)** наружная сила пружинных предохранительных клапанов - она определена весом подвижных составных частей и линейной характеристикой пружины с жесткостью c
- (1b)** наружная сила предохранительных клапанов определена весом гири и подвижных составных частей

(2) внутренняя сила - зависимость внутренней силы от подъема конуса при определенном давлении измеряется помощью калиброванного динамометра с индукционным датчиком силы, который встроено в предохранительный клапан в пространство для пружины между конус и регулируемый упор, служащий для настройки подъема.

Измеряется зависимость силы F для различных подъемов z от самого низкого по $z = z_{max}$ и в течение измерения содержится постоянное давление. Это измерение повторяется для различных давлений. Этим способом получим систему характеристик внутренних сил предохранительных клапанов малоподъемных (рис. 2), или же полноподъемных (рис. 3).

Взаимная гармония внутренних и наружных сил предохранительных клапанов малоподъемных приведена на рисунках 4 - 1 (силовая характеристика) и 4 - 2 (функциональная характеристика).

Точка А на рис. 4 - 1 показывает наружную силу пружины F_p , настроенную на предохранительном клапане на испытательном станке, таким способом, чтобы достигнулось требуемое открывающее давление p_o (рис. 4 - 2). Давление растет выше p_o - предохранительный клапан открывается. Напр. при достижении давления p' пересекается характеристика внутренней силы с характеристикой пружины в точке 1, этому состоянию равновесия соответствует подъем z_p и v рис. 4 - 2 подъема z_p и давлению p' соответствует точка 1'. Этим способом для различных давлений $p > p_o$ можно вывести функциональную характеристику - кривая P на рис. 4 - 2. Миную пассивные сопротивления, эта характеристика действует как для открывания, так и для закрывания клапана. Влияние пассивных сопротивлений приведено на рис. 11 ČSN 13 4309-1.

Рычажный предохранительный клапан - настроенному открывающему давлению соответствует вес G гири и подвижных частей. Если повышится давление до величины p' , клапан откроет - подъем z_G , определенный точкой пересечения 1 прямой G с характеристикой внутренних сил p' , точке 1 снова соответствует точка 1' функциональной характеристики - кривая G - см. рис. 4 - 1 и 4 - 2.

По рисункам 4 - 1 и 4 - 2 заметно, что рычажный предохранительный клапан при одинаковом входном давлении $\Delta p = (p' - p_o)$ выше открывающего давления p_o производит до подъема z_G , который больше подъема z_p пружинного предохранительного клапана. Этого используя некоторые производители таким способом, что для низких открывающих давлений встраивают в предохранительный клапан вместо пружины гири.

Взаимная гармония наружных и внутренних сил предохранительных клапанов полноподъемных приведена на рисунках от 5 - 1 до 5 - 3 (открытие предохранительного клапана, силовая характеристика) и от 5 - 4 до 5 - 6 (закрывание предохранительного клапана, силовая характеристика).

Самые значительные состояния: рис. 5 - 1 ... момент, когда давление $p = p_o$, рис. 5 - 3 ... $p = p_{max}$ харатеристика наружных сил является именно касательной к характеристике внутренних сил - клапан скачкообразно открывает до полного подъема $z = z_{max}$, рис. 5 - 4 ... точка С - момент, когда при понижении давления предохранительный клапан как раз начинает закрываться и на рис. 5 - 6 ... снова характеристика наружных сил является касательной к характеристике внутренних сил - клапан скачкообразно закрывается при давлении p_u .

На рисунках 5 - 7 и 5 - 8 выведены две ветки функциональной характеристики (открытие и закрывание) и полная функциональная характеристика полноподъемного предохранительного клапана приведена на рис. 5 - 9. Взаимосвязь силовой и функциональной характеристик также приведена на рис. 14 ČSN 13 4309-1.

По рис. 5 - 9 определяем другие величины: p_{max} (ст. 2.4.8), p_u (ст. 2.4.9), Δp_{max} (ст. 2.4.10), Δp_u (ст. 2.4.11) и далее Δp_c (ст. 2.4.12).

Действует:

$$\Delta p_{max} [\text{MPa}] = p_{max} - p_o \qquad \Delta p_u [\text{MPa}] = p_o - p_n$$

$$\Delta p_{max} [\%] = \frac{p_{max} - p_o}{p_o} \cdot 100 \qquad \Delta p_u [\%] = \frac{p_o - p_u}{p_o} \cdot 100$$

Инструкция Δp_{max} и Δp_u приведена в ČSN 13 4309-2 ст. 3.3.2 и 3.3.3. В ФРГ действует инструкция TRD 421 (паровая котел) ст. 2.3 и 2.4 и AD Merkblatt A2 ст. 2.3 и 2.4 (совпадающие с TRD 421).

Способ определения пружин для предохранительного клапана

Функциональный снимок предохранительного клапана - временная зависимость давления и подъема. На рис. 10 - 1 показан функциональный снимок - из этого можно вычсть точно давления p_o , p_{max} и p_u и провести расчет Δp_{max} и Δp_u (отношения для Δp_{max} и Δp_u - см. выше).

Для данного предохранительного клапана, с данной пружиной с жесткостью c проводится серия измерений для различных p_o и обнаруженные величины Δp_{max} и Δp_u заносятся в диаграмму на рис. 10 - 2. Из этого можно для данных Δp_{max} и Δp_u определить диапазон данной пружины от p_{oA} до p_{oB} , соответствующей инструкции определенного стандарта. У одинакого клапана эта последовательность повторяется несколько раз для различных пружин и диапазоны давлений заносятся в диаграмму на рис. 10 - 3 - так определим кривые \underline{u} и \underline{v} , определяющие диапазон пружин данного предохранительного клапана (рис. 10 - 4) - из этого следует:

- (1) У каждого номинального размера предохранительного клапана серия пружин (от открывающего давления минимального до открывающего давления максимального).
- (2) У каждой пружины установлен свой диапазон открывающих давлений, за пределами этого диапазона ее невозможно использовать, чтобы не угрожать правильной функции предохранительного клапана.
- (3) Каждый предохранительный клапан поставляется налаженный на давление открывания, определенное заказом.

Истечение предохранительного клапана

См. 2.4.18 - требуемое истечение Q_s - является истечением массы, которое должно быть отведено из предохраняемого оборудования, чтобы воспрепятствовать нежелательному повышению давления - из этого следует значительное требование на определение правильного номинального размера предохранительного клапана.

- теоретическое истечение Q_t - является истечением массы из предохранительного клапана, которое:

- (1) рассчитывается без учета утечки тока, напр. для критического истечения:

$$Q_t = A_o \cdot \alpha \cdot \chi \cdot \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \dots \text{где } \chi = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}$$

$\alpha = 1$... утечку тока здесь неучитываем

- (2) для минимальной площади A_o ($A_o = \pi/4 \cdot d_o^2$) площади сечения потока A_o , d_o

- (3) для параметров рабочего вещества перед предохранительным клапаном ... p_1 , t_1 , (v_1).

См. 2.4.16 - истинное истечение Q_s - является истечением массы, определенным измерением

- гарантированное истечение Q_z - является истинным истечением уменьшенным на 10% ... $Q_z = 0,9 Q_s$

- коэффициент истечения $\alpha = \frac{Q_s}{Q_t}$

- гарантированный коэффициент истечения α_w является коэффициентом истечения α , уменьшенным на 10% ... $\alpha_w = 0,9 \cdot \alpha$

По этим определениям согласно ČSN 13 4309 - 1 следует способ измерения α - из измеренной температуры t_1 , давления p_1 и площади A_o измеряемого клапана определяется для данного испытательного вещества теоретическое истечение Q_t , далее по измеряемым температурам величин t_1 , p_1 и Δp на диафрагме определится настоящее истечение Q_s , из этого рассчитается $\alpha = \frac{Q_s}{Q_t}$ и $\alpha_w = 0,9 \cdot \alpha$

Измерение повторяется для различных открывающих давлений. Это измерение показывается на прототипах независимому испытательному инспектору. Предохранительные клапаны должны выпускаться точно согласно испытываемому прототипу.

В каталогах производителя приводятся α_w и d_o (или же A_o), необходимые для определения правильного размера предохранительного клапана. Расчет проводится согласно ČSN 13 4309 - 3 - см. пример 1. Избирается такой предохранительный клапан, гарантинное истечение которого наиболее близко высшее требуемое истечение.

Колебание подвижных составных частей предохранительных клапанов при сдвиге

- причины и способ их устранения

- (1) Гарантированное истечение Q_z на много выше требуемого истечения Q_p - доказывается расчетом Q_z (см. пример 1) - необходимо избрать правильный размер предохранительного клапана.

Заметка: Также может возникнуть случай, когда проектировщиком неправильно избрано слишком высокое требуемое истечение Q_p . С точки зрения производителя предохранительных клапанов эта неисправность трудно доказывается.

- (2) Потеря давления в впускном трубопроводе Δp_p выше чем **3% открывающего давления** (ст. A1 ČSN 13 4309 - 2).

Начинается деформация характеристики внутренних сил (рис. 11), характеристика внутренних сил пересекает характеристику пружины в точке X при подъеме z_x где $z_x < z_{max}$. Для подъемов $z > z_x$ наружные силы больше чем силы внутренние. Конус предохранительного клапана может либо остановиться на высоте подъема z_x и это потом означает понижение гарантийного истечения Q_z , либо может постоянно колебаться. Оба случая недопустимые аварийные состояния. Означается расчетом Δp_p - см. пример 2 или расчетом допустимого коэффициента потерь впускного трубопровода ξ_p см. пример 3, потом необходимо поправить подводящий трубопровод таким способом, чтобы потеря давления понизилась (напр. увеличением диаметра). В общем рекомендуется предложить подводящий трубопровод для предохранительного клапана так, чтобы потеря давления **была минимальной**.

- (3) Собственное противодействие p_p (см. см. 2.4.6 и оно определено гидравлическими сопротивлениями выхлопного трубопровода) превышает допустимую величину определенную производителем (ст. A11 ČSN 13 4309-2). Предельная величина у различных предохранительных клапанов намерена 12% открывающего давления, с учетом резерва 2% задаем **10% открывающего давления**. Снова получается перекрест характеристик наружной и внутренней силы в точке X (см. рис. 12) и колебание.

Расчет доказывается допустимым коэффициентом потерь выхлопного трубопровода - см. [2]. И этот расчет никогда экспериментально не был доказан. Снова, как в предыдущем случае, необходимо проверить трубопровод. Но в этом случае рекомендуется избрать выхлопной трубопровод таким способом, чтобы потеря давления **была минимальной**.

- (4) Пружина перенастроена на более низкое открывающееся давление, чем ее заданный диапазон давлений открывания. На рис. 13 приведен случай, когда пружина, обозначенная 076 ($c = 296,5$ N/mm), перенастроена из открывающегося давления $p_o = 6,5$ МПа на открывающееся давление $p_o = 3,6$ МПа, для которого подходящим является пружина 070 ($c = 149$ N/mm). Снова доходит к перекресту характеристик внутренней силы с характеристикой внешней силы (пружина 076) в точке X . В этом случае дошло к резкому колебанию конуса.

Дефект доказывается идентификацией пружины в предохранительном клапане на основе измерения $\varnothing d$ и расчета p ($\varnothing d$, p - см. выше) и сообщением этих величин, включая типовое обозначения предохранительного клапана, Ду и p_o производителю - потом необходимо встроить в предохранительный клапан после консультации с производителем правильную пружину.

Заметка: Пружину можно налаживать только в заданном диапазоне открывающихся давлений (этот диапазон для пружины 076 ... $p_o = 6,3$ до $7,59$ МПа). Мимо этого диапазона неизбежно выбирать пружину до присвоения производителю (входит в указанный диапазон), для $p_o = 3,6$ МПа пружина 070 с диапазоном $p_o = 3,04$ до $3,77$ МПа).

Колебание подвижных частей предохранительного клапана может возникнуть и комбинацией приведенных причин.