

От редакции

Оригинальная статья была опубликована в журнале Valve World, April 2017, p. 72 (www.valve-world.net). Перевод Т.С. Складовой.

ЗАВЕСА ТАЙНЫ

с коэффициента зарождающейся кавитации снята

Dr. Hans D. Baumann

В статье, опубликованной в журнале INTECH magazine [1], я утверждал, что, во всяком случае, для дисковых затворов предполагаемый период начала кавитации $(Xfz)^1$ тождественен квадрату коэффициента восстановления внутреннего давления (FL^2) . Смело сделанное утверждение кажется нелогичным, следовательно, нуждается в разъяснении. Прежде всего, каждому должно быть понятно, что кавитация возникает только между диском и корпусом дискового затвора и между золотником и уплотнительным кольцом в седле в клапанах с проходными корпусами.

¹ Коэффициент перепада давления при уровне шума начальной кавитации (IEC 60543-4-8).

» Начнем с того, что у арматуры поворотного типа, такой как дисковые затворы или шаровые краны, коэффициент пропускной способности измеряется в увязке с достаточно длинным участком трубопровода (как правило, в десять раз больше диаметра трубы) для того, чтобы предотвратить выброс среды из-за искаженных данных измерения давления. Однако, из трудов Михаила Джонсона [2] следует, что дополнительное трение на различных участках трубопровода снижает фактический коэффициент пропускной способности от 4 до 11%.

В данном случае необходимо решить задачу по определению фактического коэффициента пропускной способности внутри арматуры $Cv_{арматуры}$, с тем, чтобы уста-

новить фактический коэффициент (перепад) давления, вызывающий кавитацию в трубе. Для этого, прежде всего, необходимо найти равнозначный (эквивалентный) коэффициент $Cv_{трубы}$ участка трубопровода. Он будет зависеть от внутреннего диаметра трубы и потери напора из-за трения на заданной длине участка трубопровода и определяется следующим образом:

$$Cv_{трубы} = 38 \times d^2 \times 3,14/4 \times Kp^{0,5},$$

где 38 – это Cv на квадратный дюйм внутреннего диаметра трубы при предполагаемом коэффициенте сопротивления $Kp = 0,15$ в силу трения среды о стенки трубы. Для трубы размером 0,100 м (4") расчетное значение $Cv_{трубы}$ будет равным 1224 или $(Kv-1046)$. Исходя из это-

Рассчитанные коэффициенты Xfz и FL 1-24-17 для узлов затворов

- 1 = Справочные значения Xfz из стандарта МЭК
- 2 = Установленные (расчетные) значения Xfz
- 3 = FL внутри клапана
- 4 = Типовые значения FL для сборочной единицы клапан-труба

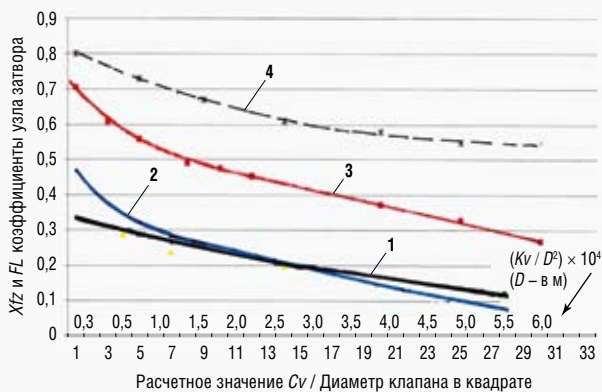


Рис. 1. Типичные характеристики поворотных дисковых затворов

Звуковые профили (кривые зависимости) турбулентности и кавитации поворотных дисковых затворов с расходом $1 Cv / d$ в квадрате

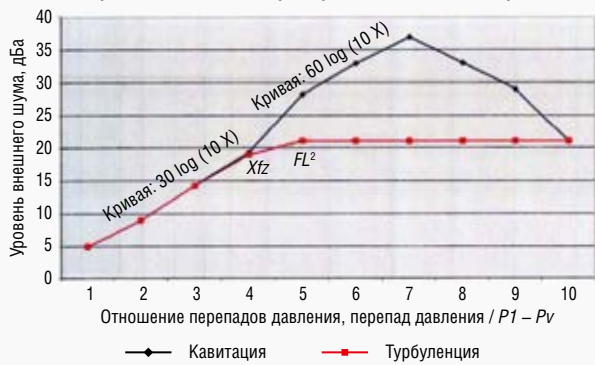


Рис. 2. Глядя на приведенную диаграмму, прозорливый читатель может прийти в изумление: как же так получается, что расход по-прежнему возрастает в период между появлением перепада давления при дросселирующем потоке при Xfz и тем моментом, когда он прекращает меняться, начиная с $X = FL^2$? Причина в том, что область VENA CONTRACTA (эффективная площадь узла затвора) между Xfz и FL^2 не увеличивается. В 1970-е годы известный эксперт в области регулирующих клапанов Les Driskell обнаружил подобное явление в арматуре, транспортирующей сжимаемые среды. После чего он ввел понятие ХТ для степени сжатия газа, при которой поток становится полностью дросселирующим, сравнимым с FL^2 при появлении скорости звука. Аналогично Xfz и FL^2 для жидких сред (см. также другие диаграммы)

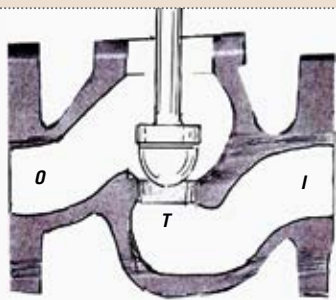


Рис. 3. Набросок односедельного клапана с параболическим плунжером, на котором: I – входной патрубок, T – узел затвора (плунжер и седло, где появляется кавитация), а O – выходной патрубок. Заметьте, оба патрубка имеют проходные сечения в виде повернутых на 45 градусов колен, для которых характерно значительное гидравлическое трение с принятыми нами коэффициентом сопротивления k' of $4 \times 0,7$ или $k' = 2,8$

го, можно определить фактическое значение Cv внутри трубы:

$$Cv_{арм} = 1 / [(1/Cv_{\Sigma}^2) - (1/Cv_{трубы}^2)]^{0,5}$$

При условии, что общий коэффициент Cv_{Σ} для трубы длиной 0,100 м и арматуры равен 320, расчетное значение $Cv_{арматуры}$ равно 331. Это означает, что труба снижает пропускную способность арматуры на 3,4%, среднее значение из диапазона, приведенного в [2] на использованные источники.

Следующей задачей станет определение коэффициента сопротивления по уровню шума начальной кавитации Xfz . Как утверждалось выше, Xfz эквивалентен FL^2 клапана (но не соединения клапана с трубой). Поскольку коэффициент сопротивления $K_{арматуры}$ можно принять равным $FL^2_{арматуры}$, для того, чтобы найти Xfz , $K_{клапана}$ можно считать следующим образом:

$$K_{арматуры} = 1 \times [1 - (Cv_{арматуры} / d^2 \times 3,14 \times 0,25 \times 38 \times Kc)]^2,$$

применив известное уравнение Дарси, в котором $K = [1 - (\text{эффективная площадь проходного сечения клапана, деленная на площадь прямого участка трубы } Kc)]^2$, и где 38 это Cv при $K = 1$. $Kc = (Cv/d^2) 0,77/9$; в данном случае = 1,11.

Из вышеприведенного примера принимаем $Cv = 320$, где $Cv_{арматуры} / d^2 = 20$, $K = Xfz = 0,139$.

Коэффициент восстановления давления в узле затвора, таким образом, равен $FL_{арматуры} = Xfz^{0,5}$ или 0,37. Следует отметить, что $FL_{арматуры}$ существенно ниже FL узла затвора клапана, который, в данном случае, как правило, равен 0,6, доказывая, что общее (расчетное) значение FL клапана не имеет отношения к Xfz .

На графике выше показан полный диапазон величин Xfz и $FL_{арматуры}$.

Подтверждением моего тезиса становится тот факт, что $FL_{арматуры}$ имеет тенденцию к совпадению с общим значением FL арматуры в сборе с трубопроводом при низких значениях Cv/d^2 , как и должно быть, так как при маленьких расходах влияние трубы равно нулю.

Следует отметить, что при высоких значениях Cv указанные (фактические) значения Xfz превышают справочные значения (полученные эмпирическим путем), приведенные в стандарте МЭК [3]. Одна из причин может крыться в методике проведения лабораторных испытаний по измерению Xfz . В данной работе для определения Xfz применяется метод наблюдения за появлением первых признаков свистящего шума. Куда более точным способом было бы измерить величину уровня звукового давления (шума) и установить Xfz в точке 2, в которой спад кривой уровня звукового давления радикально меняется в диапазоне от $30 \log(10 \times X)$, коэффициента (перепада) давления, до кривой в $60 \log$ из расчета 10-кратного коэффициента давления, определяемого делением перепада давления на величину давления на входе за минусом давления пара (см. диаграмму).

Теперь о клапанах с проходными корпусами

У такой арматуры свои задачи и сложности, требующие решения. В этом случае участок трубы, применяемый при испытаниях, короче, а пропускная способность, в силу конфигурации корпуса, составляет лишь около одной трети от пропускной способности дисковых затворов. Это значит, что влиянием трения в трубе можно пренебречь. Однако здесь то же, что и у затворов, двухступенчатое воздействие, которое заключается во взаимодействии между корпусом клапана и узлом затвора (плунжер и уплотнительное кольцо седла).

Для примера принимаются следующие значения: $Cv = 125$, размер клапана 4" (0,100 м).

Следующий этап – расчет Xfz , который заключается в определении эквивалентной пропускной способности корпуса клапана:

$$(Cv_{корпуса}) = 38 \times d^2 \times 3,14 \times Rc/4 \times k^{0,5}$$

где: d – внутренний диаметр корпуса в дюймах, Rc – коэффициент сужения (сжатия струи), принимаемый равным 0,66, и k' – коэффициент сопротивления (2,4). Получаем: $Cv_{корпуса} = 11,691 \times d^2$, или в метрических единицах: $19,2 \times 10^3 \times D^2$, где D – выражается в метрах.

ПРИМЕР: $Cv_{корпуса} = 187,05$.

Теперь легко рассчитать пропускную способность узла затвора (плунжера и уплотнительного кольца седла):

$$Cv_{узда затвора} = [1/(1/Cv^2) - (1/Cv_{корпуса}^2)]^{0,5}$$

ПРИМЕР: $Cv_{узда затвора} = 156$.

Это позволяет нам рассчитать коэффициент сопротивления узла затвора, где:

$$K_{узда затвора} = 0,8 \times [1 - (Cv_{узда затвора} \times Fd/d^2 \times 3,14 \times 0,25 \times 38)]^2$$

или

$$0,8 \times [1 - (Cv_{узда затвора} \times Fd/D^2 \times 4,8 \times 104)]^2,$$

если D указано в метрах.

$$Fd = 0,083 \times (Cv_{узда затвора} / d^2) 0,77 = 0,48.$$

$K_{узда затвора}$ в этом случае равно 0,61.

Как упоминалось ранее, $K_{узда затвора}$ такой же, что и Xfz и опять же эквивалентен $FL_{узда затвора}^2$.

Поскольку $FL_{узда затвора}$ всегда ниже общего значения FL , именно здесь возникает кавитация. Это и объясняет причину того, что от кавитации в первую очередь страдают плунжер и уплотнительное кольцо седла (см. **рис. 5**).

ПРИМЕР: $K_{узда затвора} = 0,606$ и $FL_{узда затвора} = 0,778$ (в отличие от общего значения $FL = 0,88$).

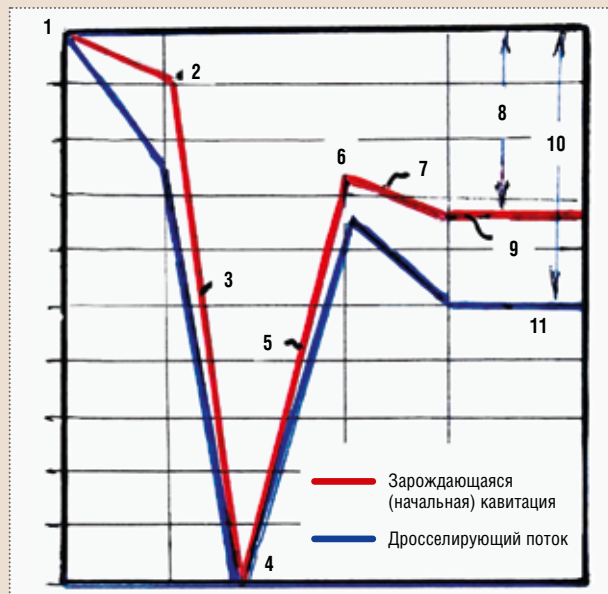


Рис. 4. На диаграмме статического давления наглядно видно то, что происходит внутри регулирующего клапана с проходным корпусом: 1 – давление на входе; 2 – перепад давления в корпусе в области входного патрубка, вызванный скоростью потока при появлении кавитации; 3 – перепад давления, вызванный возрастающим расходом, = перепаду давления при появлении кавитации / $FL_{узда затвора}^2$; 4 – давление пара; 5 – восстановление давления = давлению пара (ниже, чем по пункту 6); 6 – внутреннее давление = давление при начале кавитации на выходе 8 плюс перепад давления 7 на выходе клапана, вызванный кавитацией; 8 – перепад давления = $(P1 - Pv) \times Xfz$; 9 – давление на выходе при начальной кавитации в узле затвора; 10 – перепад давления при условии прекращения увеличения расхода = $(P1 - Pv) \times FL^2$; 11 – давление на выходе при постоянном расходе



Рис. 5. Плунжер, сильно поврежденный кавитацией

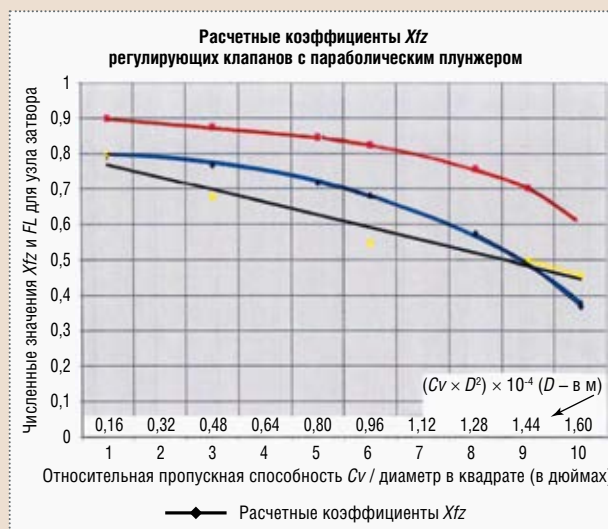


Рис. 6. Черной линией обозначены данные, приведенные в стандарте МЭК для клапана с $Kv = 10$



25 лет содействуем развитию
нефтегазовой индустрии

15-я МЕЖДУНАРОДНАЯ
ВЫСТАВКА

НЕФТЬ И ГАЗ

26–29 июня 2018

МОСКВА · МВЦ "КРОКУС ЭКСПО"

www.mioge.ru

НОВАЯ ПЛОЩАДКА –
ТРАДИЦИОННЫЕ ДАТЫ



14-й РОССИЙСКИЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ КОНГРЕСС

в рамках выставки

26–27 июня 2018

МОСКВА · МВЦ "КРОКУС ЭКСПО"

www.oilgascongress.ru

**До встречи
на MIOGE
В ИЮНЕ 2018
В КРОКУС ЭКСПО!**



Организатор
Группа компаний ITE

На приведенной диаграмме показано сопоставление установленной (предполагаемой) величины Xfz , используемой в вышеприведенном уравнении (синяя кривая), и усредненных значений для ряда клапанов, приведенных в стандарте МЭК (IEC 60534-8-4) (черная кривая). Следует заметить, что метод, приведенный выше, в отличие от стандарта МЭК, не делает различия между клапанами с различными значениями пропускной способности.

Кривая красного цвета указывает на FL (коэффициент восстановления давления) в узле затвора, когда $FL_{\text{узла затвора}} = K_{\text{узла затвора}}^{0,5}$. И здесь вновь значения $FL_{\text{узла затвора}}$ совпадают со значениями FL узла затвора и корпуса вместе, как и должно быть.

Заключение

Вышеприведенные уравнения, хоть не могут считаться в полной степени научными (я вынужден был использовать некоторые эмпирические данные), все же показывают читателям причину возникновения кавитационных повреждений именно в области плунжера и уплотнительного кольца седла, что влияет на зарождение кавитации, и объясняют взаимодействие между Xfz и опубликованными значениями FL для регулирующих клапанов. Данные говорят о том, что Xfz тождественен коэффициенту сопротивления $K(\zeta)$ и FL^2 узла затвора. Приведенные уравнения позволяют изготовителю с обоснованной точностью рассчитать коэффициент зарождения кавитации, не прибегая к дорогостоящим лабораторным испытаниям. Для арматуры размером 1" (0,025 м) и менее хорошо бы, чтобы фактический диаметр проходного сечения корпуса отличался от номинального диаметра. Для d и D необходимо использовать фактические значения диаметров.

➔ Список литературы

1. Baumann, H.D. FLUIDIC PHENOMENAN, fighting cavitation in BUTTERFLY VALVES. INTECH Magazine, November/December, 2016. PP. 40–43.
2. From a private correspondence with Dr. Michael Johnson. UTAH State University.
3. IEC STANDARD 60543-4-8, Prediction of Noise created by Fluids, INTERNATIONAL ELECTRICAL COMMISSION, Geneva, SW.



ПРОДУКЦИЯ
ПРОИЗВЕДЕНА
В ПОРТУГАЛИИ

Гигантская волна
Назаре · Португалия

thesilverfactory.pt

УПРАВЛЯ СТИХИЕЙ

www.valsteam.com

Взаимодействуя с колоссальным давлением и энергией, нет права на ошибку.

Мы эксперты в управлении паром.

Zona Ind. da Guia, Pav. 14 - Brejo · 3105-467 Guia PBL · PORTUGAL
(+351) 236 959 060 · adca@valsteam.pt

**КОНДЕНСАТООТВОДЧИКИ
РЕДУКЦИОННЫЕ КЛАПАНЫ
РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ
ТЕПЛООБМЕННИКИ
И МНОГОЕ ДРУГОЕ**

