

**От редакции.** Первоначально это был доклад на ежегодной встрече представителей нефтеперерабатывающей промышленности Германии в Leuna, 2000 г. С немецкого языка на английский статью перевел Mark Kammerer, Samson Controls, Inc., Канада.

Перевод с английского языка на русский выполнен Тамарой Скляровой, ЗАО «НПО «Знамя труда им. И.И. Лепсе», Санкт-Петербург. За основу взята статья, напечатанная в Valve World в 2002 г.

# Регулирующие клапаны для критических условий эксплуатации

Dr. Jorg Kiesbauer, SAMSON AG, Германия

Jorg Kiesbauer является директором подразделения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ фирмы SAMSON AG Mess-und Regeltechnik (Франкфурт на Майне, Германия).

Его профессиональная деятельность связана с научными исследованиями и разработками регулирующей арматуры, управляемой электро- или пневмоприводами, и регуляторов прямого действия (пропускная способность, шум, диагностика отказов, оптимизация методов расчета и прогнозирования, разработка программного обеспечения). С 1999 г. J. Kiesbauer приглашается в качестве эксперта для работы в комитете 65B WG 9 при МЭК и в рабочей группе 963 DKE (Немецкая комиссия электрических, электронных и информационных технологий при DIN (Институт стандартизации Германии) и VDE (Союз немецких электротехников). Тел.: +49 69 4009-1464, Факс: +49 69 4009-1920, e-mail: [drjkiesbauer@samson.de](mailto:drjkiesbauer@samson.de).



хваткой средств и времени. В статье излагаются основные принципы, касающиеся проблем кавитации и парообразования, и указывается на то, как их избежать.

Более того, в статье представлен новый дросселирующий элемент, который создан специально для снижения уровня шума, возникающего вследствие кавитации. Такой новый дросселирующий элемент с успехом используется на нефтеперерабатывающих предприятиях.

## Типовые условия технологического процесса нефтепереработки

**В** нефтепереработке рабочая среда, проходящая через клапаны, главным образом, жидкая. При эксплуатации клапана в такой среде могут возникнуть критические условия, вызванные кавитацией или мгновенным парообразованием (вскипанием). Признаками наличия

таких условий являются, например, шум, эрозия клапана и деталей трубопровода, или низкочастотная механическая вибрация клапана и трубопровода. Когда оборудование работает в критических условиях, пренебрежение деталями в вопросах эксплуатации может негативно влиять на процесс производства и объем затрат. К сожалению, сегодня общей практикой является «быстрый и небрежный» выбор регулирующей арматуры, так как процесс планирования, торгов и оформления заявки связан со значительной не-

На *рис. 1а* представлены типичные для нефтепереработки данные. Гидравлическая система, в которой обычным центробежным насосом формируется постоянная скорость и нормальный перепад давления среды, характеризуется следующим.

Давление  $p_1$  на входе клапана падает при увеличении расхода  $W$ , в то время как выходное давление  $p_2$  за клапаном повышается. Давление насыщенных паров  $p_v$  зависит от температуры рабочей среды.

Такие явления, как кавитация и вскипание, возникают из-за испарения в области дросселирования. Кавитация возникает, когда коэффициент перепада давления

$$x_F = (p_1 - p_2) / (p_1 - p_v)$$

(в соответствии с нормами МЭК 60534-8-4 [1,2]) выше коэффициента исходной кавитации клапана  $x_{F_c}$ . В клапане образуются пузырьки пара, но вскоре схлопываются вновь, так как  $p_2 > p_v$ . Число кавитации  $\sigma_c$  для исходной кавитации, согласно [3], равно значению, обратному величине  $x_{F_c}$ . В случае же, если  $p_2$  ниже  $p_v$ , происходит вскипание, и парообразование продолжается в трубопроводе.

The translation of the original German article version to English was revised by Mark Kammerer, Samson Controls, Inc., Canada. Based on a presentation at the Annual Meeting of German Refineries, Leuna, September 2000.

The translation of English article version to Russian was revised by Tamara Sklyarova, Znamya Truda, NPO, St. Petersburg. Based on the earlier publication of the article in Valve World in 2002.

Рис. 1.

Типовые условия эксплуатации на нефтеперерабатывающем предприятии (а), коэффициент перепада давления и кавитация/вскипание (б) и уровень звука (с)



На рис. 1б показано, что, как следует из данных рис. 1а,  $x_F$  понижается при увеличении  $W$ . Три различных участка потока клапана помечены следующими цветами:

- развитый турбулентный поток для  $x_F < x_{Fz}$  (зеленый участок на рис. 1б);
- кавитация для  $x_F \geq x_{Fz}$  и  $x_F < 1$  (светло-голубой участок на рис. 1б);
- вскипание для  $x_F \geq 1$  (желтый участок на рис. 1б).

Соотношение давления насыщенных паров  $p_v$  с рабочими давлениями  $p_1$  и  $p_2$  вкуче с коэффициентом кавитации клапана  $x_{Fz}$  определяют, при каких условиях могут иметь место кавитация или вскипание. Если давление пара относительно низкое, кавитация и шум в регулирующем клапане возникнут при малом или среднем расходе. Допустим, при давлении пара  $p_v = 7,2 \text{ psi}$ <sup>1</sup> кавитации не будет при расходе от 180000 до 225000 lb/h<sup>2</sup>; но при расхо-

де ниже 180000 lb/h она непременно возникнет (рис. 1б, зеленая кривая  $x_F$ ).

Следовательно, расходы от 22500 до 145000 lb/h приводят к относительно высокому уровню шума  $L_{p,av}$ : от 80 до 88 дБ(А) (рис. 1с, зеленая кривая  $L_{p,av}$ ). Для более высокого значения давления  $p_v = 290 \text{ psi}$  кавитация возникает при расходе, соответствующем верхнему диапазону (рис. 1б, голубая кривая  $x_F$ ). Вскипание происходит при расходе ниже 180000 lb/h. Уровень шума, вызываемый кавитацией, выше уровня шума, возникающего при вскипании [1]: клапан «шумит» при расходах от 155000 до 225000 lb/h, достигая уровня от 85 до 93 дБ(А) (рис. 1с, голубая кривая  $L_{p,av}$ ).

Чтобы выбрать регулирующий клапан, соответствующий особым условиям эксплуатации, и, насколько возможно, оценить расход, необходимо знать точные параметры эксплуатации клапана. Это особенно актуально для величины давления за клапаном. Величина потери давления в трубопроводах и в соединениях труб между клапаном и, например, сосудом, находящимся под действием давления, влияет на величину давления на выходе клапана и, следовательно, на характеристику расхода. Если условия эксплуатации близки к переходным между кавитацией и вскипанием при  $x_F = 1$ , будут иметь место как вскипание, так и кавитация.

## Кавитация и вскипание

Все исследования этих явлений основываются на изменении давления и скорости расхода основного потока среды, проходящего через регулирующий клапан (см. рис. 2а и б) [1].

**Кавитация.** Если наращивать перепад давления в регулирующем клапане, поддерживая значение давления на входе  $p_1$  постоянным, то при  $x_F \geq x_{Fz}$  давление в критическом сечении клапана<sup>3</sup> упадет ниже давления насыщенных паров среды  $p_v$ , что вызовет образование пузырьков. Но поскольку давление на выходе клапана  $p_2 > p_v$ , эти пузырьки будут коллапсировать (схлопываться) в области дросселирования за критическим сечением. Рис. 3а иллюстрирует кавитацию потока, действующую на плунжер клапана за критическим сечением.

В зависимости от интенсивности кавитации, происходит следующее:

- увеличение уровня шума до максимального значения 100 дБ(А) (рис. 1с) [1];
- выход из строя деталей клапана или трубопровода по причине кавитационной эрозии (рис. 5) [1];
- вибрация как плунжера, так и клапана в целом (рис. 8);
- ограничение расхода, которое следует принять во внимание при расчете значения  $C_v$  [4].

**Вскипание.** Когда  $p_2 - p_v$  становится  $\leq 0$ , кавитация заканчивается, начинается вскипание. Пузырьки пара в двухфазном потоке, выходящем из клапана, не схлопываются, а остаются невредимыми (рис. 3б, 4а и б). В результате плотность той

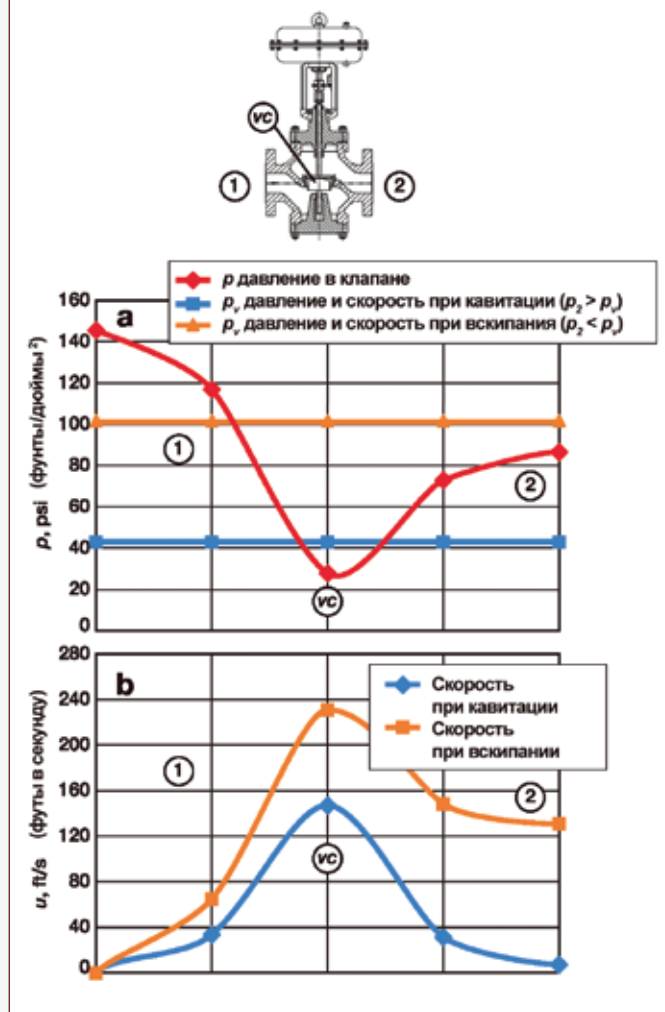
<sup>3</sup> В англоязычной литературе критическое, минимальное сечение гидравлического устройства, в котором происходит максимальное сужение потока и, т.о., достигается максимальная скорость и минимальное давление, называют «vc» от латинского «vena contracta»

<sup>1</sup> фунтов/дюйм<sup>2</sup>

<sup>2</sup> футов/час

Рис. 2.

Изменение давления и скорости при кавитации и вскипании (1. на входе клапана, вс: зауженное место и 2. на выходе клапана)



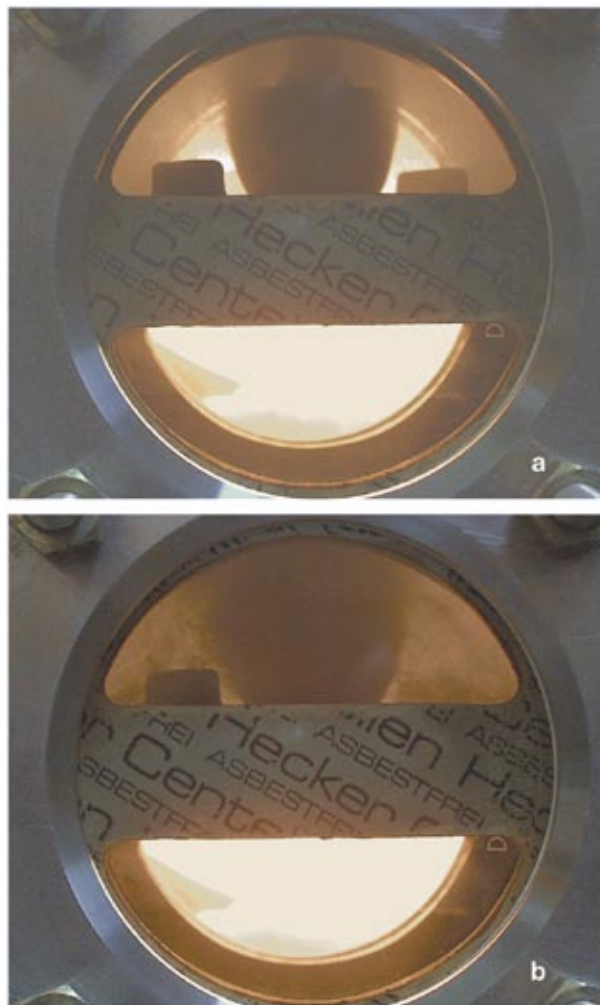
двухфазной среды (смеси пара и жидкости), которая выходит из клапана, значительно ниже плотности потока до клапана, где присутствует только жидкая фаза. А это приводит к тому, что средняя скорость потока на выходе из клапана многократно превосходит скорость на входе. На рис. 2b, например, скорость на выходе приблизительно равна 130 fps<sup>4</sup>, что явно выше, чем скорость на входе, равная 6,6 fps. Чем выше средняя скорость потока на выходе клапана, тем больше дисбаланс между жидкой и газообразной фазами. На рис. 4a и b четко видны распространяющиеся по трубе ударные волны, образованные коллапсирующими пузырьками, из-за чего вся система трубопровода может испытывать механическую и низкочастотную вибрацию (<10 Гц).

В условиях эксплуатации, когда входное давление чуть выше давления парообразования, на входе клапана уже существует двухфазная смесь жидкости и пара. В результате вышеописанные явления становятся даже более интенсивными. В свою очередь, вскипающая жидкость, т.е. настоящий двухфазный поток, также может вызвать немалые проблемы, такие как:

<sup>4</sup> футов/сек

Рис. 3.

Отображение кавитации (a) и вскипания (b). Поток поступает снизу



- активизация шума, но более низкого уровня, чем тот, который вызывается интенсивной кавитацией (рис. 1c);
- выход из строя деталей клапана и трубопроводов, вызванный эрозией из-за столкновения капель жидкой фазы с металлом, что в дальнейшем может усугубиться коррозионными средами;
- активизация вибрации трубопровода в целом из-за ударных волн, распространяющихся от выхода клапана и вызванных дисбалансом жидкой и парообразной фаз (рис. 4a и b);
- стеснение (частичное запираение) потока и вдобавок существенное снижение расхода в случае двухфазного потока на входе клапана [5].

### Предотвращение кавитационной эрозии

Кавитационная эрозия (рис. 5), скорее всего, возникает, когда поток стеснен из-за высокой доли в нем пара[1], и когда кинетическая энергии пузырьков пара за критическим сечением достаточно высока (рис. 3a). Парамет-

рами, имеющими решающее значение при кавитации, является число кавитации  $K_c$  (согласно [3] его значение равно  $1/\sigma_c$ ), которое соответствует коэффициенту перепада давления [6] в зарождающемся стесненном потоке, и перепад давления  $p_1 - p_2$ , который непосредственно связан с кинетической энергией кавитационного потока.

В целом, скорость на выходе должна быть ниже 7 fps, и следует использовать конструкцию плунжера клапана с низкой вибрацией. В зависимости от конструкции и материала внутренних деталей клапана допускается определенный критический перепад давления  $\Delta P_{crit.cav}$ . Основываясь на этом, для предотвращения последствий, вызванных кавитационной эрозией (без учета воздействия коррозионноопасной среды!), следует установить следующие эмпирические правила, подтвержденные практикой:

- $p_1 - p_2 < K_c \cdot (p_1 - p_v)$ : нет проблем
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  и  $p_1 - p_2 < \Delta P_{crit.cav}$  (см. таблицу 1): нет проблем
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  и  $p_1 - p_2 > \Delta P_{crit.cav}$  (см. таблицу 1): проблемы
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  и  $p_1 - p_2 > 360$  psi: рекомендуется многоступенчатая конструкция плунжера клапана (например, соосный плунжер, рис. 6).

## Предотвращение избыточного уровня шума, вызванного кавитацией

В случае, если требования по уровню шума очень жесткие, регулирующий клапан следует выбирать так, чтобы значения  $x_{Fz}$  (которые зависят от положения штока клапана) были бы достаточно высокими для удовлетворения всех возможных условий эксплуатации, то есть  $x_{Fz} > x_F$ .

Значение  $K_c$ , как мера зарождающегося стесненного потока, прежде всего, определяется типом арматуры. Кроме того, на величину  $x_{Fz}$  влияют конструкция клапана и геометрия дросселирующего элемента. Типовые значения  $x_{Fz}$  в зависимости от положения штока клапана приведены в работе [1]. Измерения показывают, что важную роль играет число Рейнольдса клапана. Оно учтено в переменной  $F_{x_{Fz}}$  (см. рис. 7), введенной для того, чтобы разместить на одном графике значения  $x_{Fz}$  для различных типов и размеров арматуры. Кривая черного цвета представляет усредненную зависимость, которая по предложению автора [2] будет учтена при пересмотре стандарта МЭК 534-8-4. Из нее можно выявить две основных тенденции:

- при повышении значения  $C_v$  значение  $x_{Fz}$  уменьшается;

Рис. 4.

Воздействие распространяющихся ударных волн на трубопровод при вскипании (а: начальные ударные волны, б: конечные ударные волны)

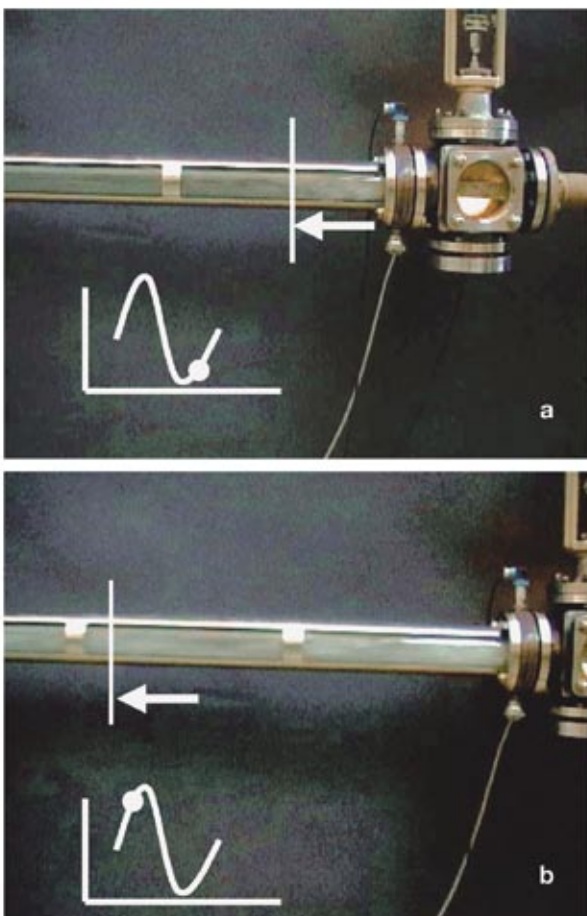


Рис. 5.

Эрозия, вызванная кавитацией, в корпусе поворотного крана

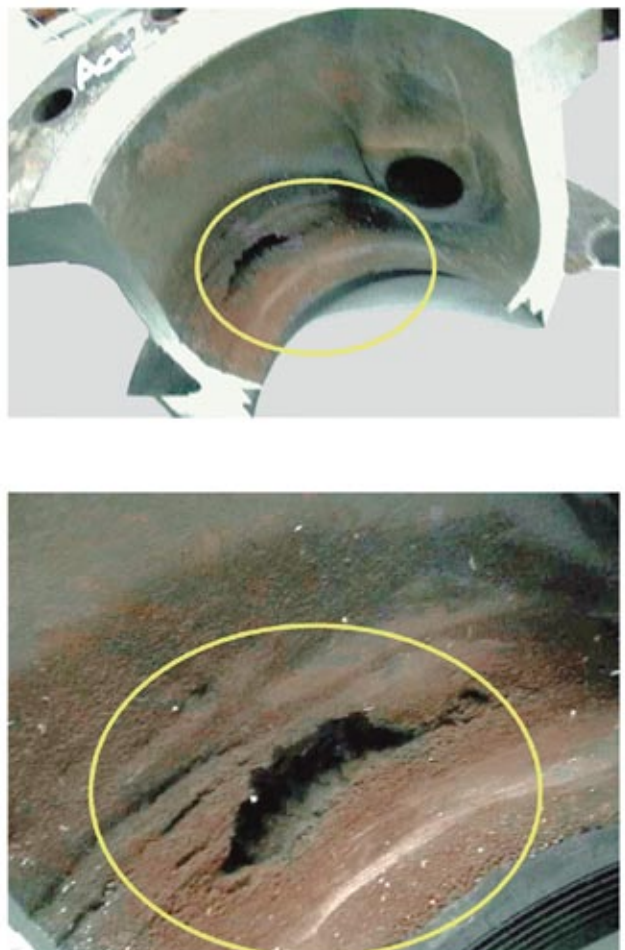


Рис. 6.

Многоступенчатый золотник, предотвращающий возникновение эрозии в результате кавитации

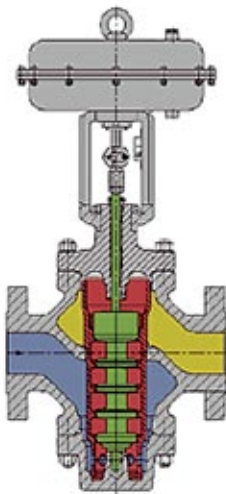


Рис. 7.

$x_{Fz}$  как функция от  $F_{XZ} = 0,93 \sqrt{1/F_L C_v} \cdot F_d$

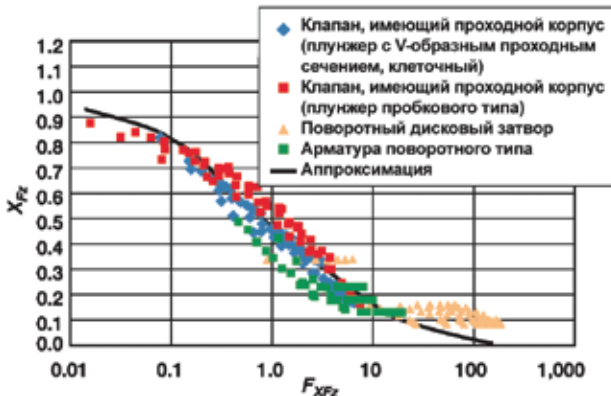


Рис. 8.

Отличие характера вибрации плунжера с V-образным проходным сечением от вибрации плунжеров пробкового типа (горизонтальной по отношению к направлению перемещения штока)

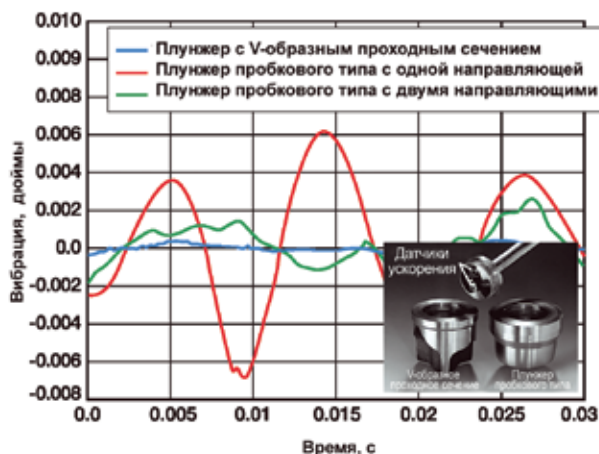


Таблица 1.

Пределы значений, предотвращающие кавитационную эрозию		
Конструкция клапана	$K_c$	$P_{crit.cav}$ , psi
Односедельные клапаны с седлами и плунжерами из стеллита или с наплавкой	0,7	360
Двухседельные клапаны из стандартных материалов	0,7	220
Клапаны поворотного типа (с эксцентриковым сферическим диском)	0,4	140
Поворотные дисковые затворы и шаровые краны	0,2-0,3	70

• при уменьшении коэффициента  $F_d$  [4], значение  $x_{Fz}$  увеличивается.

Конструктивные особенности дроселирующего элемента заложены в значении  $F_d$ . Чем меньше гидравлический диаметр, тем меньше эта переменная. Наименьших гидравлических диаметров в критическом сечении можно достичь посредством маленьких кольцевых зазоров, в то время как площадь поверхности дроселирующего элемента, в сравнении с другими геометриями критических сечений, остается той же. Такие геометрии встречаются у плунжеров пробочного типа, имеющих соответственно пониженное расчетное значение  $C_v$  и максимальный диаметр седла в корпусе клапана.

Проходные клапаны DN > 50 с ходом в 75 %, как правило, имеют значения  $x_{Fz}$  от 0,2 до 0,35. При уменьшении процента хода значение  $x_{Fz}$  растет. Степень роста зависит от типа используемого дроселирующего элемента, что непосредственно связано со степенью уменьшения значения  $F_d$ .

Из таблицы 2 ясно видно, что все типы плунжеров, кроме пробочного, в типичных эксплуатационных условиях нефтеперерабатывающего предприятия (см. рис. 1 и 2) могут вызывать высокие уровни шума, создаваемого кавитацией при коэффициентах перепада давления от  $x_F > 0,5$  до 0,8. Следовательно, пробочные плунжеры имеют особые преимущества по причине высоких значений  $x_{Fz}$  при относительном ходе клапана ниже 75%. Однако, недостатком их является то, что наличие кавитации может вызвать сильную механическую вибрацию, которая может привести к поломке штока. Плунжер с V-образным проходом с асимметричной геометрией отверстий наименее чувствителен к вибрации (рис. 8). Также меньшая склонность к вибрации у клеточных клапанов и у плунжеров с перфорацией. Но и у них есть недостаток: высокая чувствительность к загрязняющим средам, что приводит к фреттингу (отверстия или канавки, образованные эрозией) и далее к проблемам, связанным с заеданиями.

Можно ли преимущества отдельных типов плунжеров объединить так, чтобы уровни шума, создаваемые кавитацией, свести к минимуму?

На рис. 9 показан новый тип дроселирующего устройства, который может устанавливаться в корпус регулиру-

Таблица 2.

Характеристика шума односедельных клапанов				
Клапан проходного типа	$x_{Fz}$ ход 75 %	$x_{Fz}$ ход < 75 %	Стойкость к загрязнению	Характер вибрации
Параболический плунжер	0,25-0,35	До 0,8	Высокая	Слабая для плунжера с одной направляющей
Клеточный разгруженный плунжер	0,25-0,35	До 0,5	Низкая	Хорошая
Плунжер с V-образным проходом	0,25-0,35	До 0,5	Высокая	Превосходная
Перфорированный плунжер	0,35	Очень низкий	Низкая	Хорошая

шего клапана. Устройство оптимизировано проведением гидродинамических расчетов и путем выполнения серии измерений. Характеристики устройства следующие.

- Размер седла не заужен для создания низкоскоростной кольцевой зоны между седлом и золотником. В результате получается маленький гидравлический диаметр и, таким

образом, низкий коэффициент  $F_d$ , который положительно сказывается на значении  $x_{Fz}$ . Кроме того, имеется более длинный «канал дросселирования», вызывающий постоянное снижение давления (см. рис. 11а).

- Для предотвращения механической вибрации плунжер имеет двойные направляющие в корпусе и в седле, рядом с местом образования кавитации (см. рис. 9, А).

- Седло имеет «повышенную герметичность» (уплотнительные поверхности седла и плунжера,

см. рис. 9, В), что увеличивает значение  $x_{Fz}$  при открытии клапанов больших размеров, так как положительно сказывается на структуре завихрений в области, расположенной за плунжером (см. рис. 11d).

- Уплотнительная поверхность плунжера выполнена в виде конуса (рис. 9, С). Эта конструкция позволяет увели-

Рис. 9.

Новый тип системы дросселирования для стандартных корпусов клапанов, сводящий к минимуму шум, вызванный кавитацией

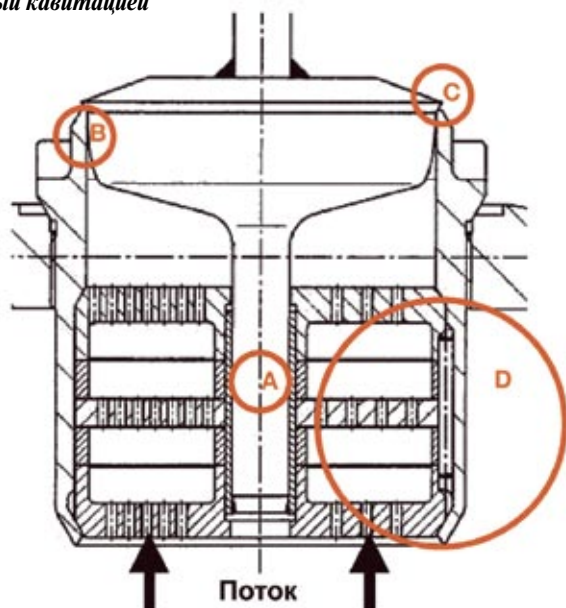
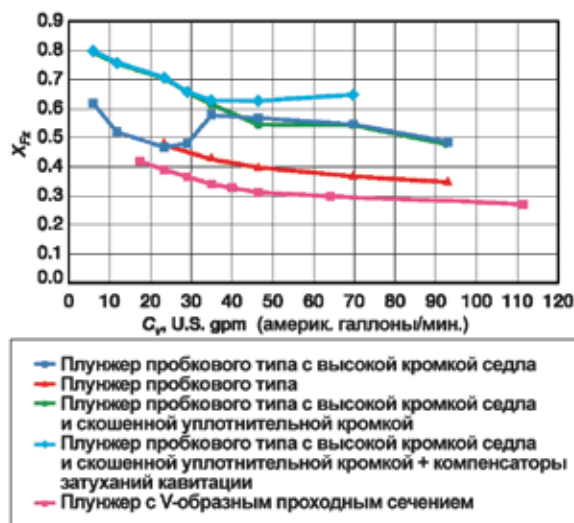


Рис. 10.

Значения  $x_{Fz}$  для диаметра седла 80 мм с системой дросселирования, представленной на рис. 9, и для плунжера с V-образным проходным сечением (см. рис. 8 и 14)



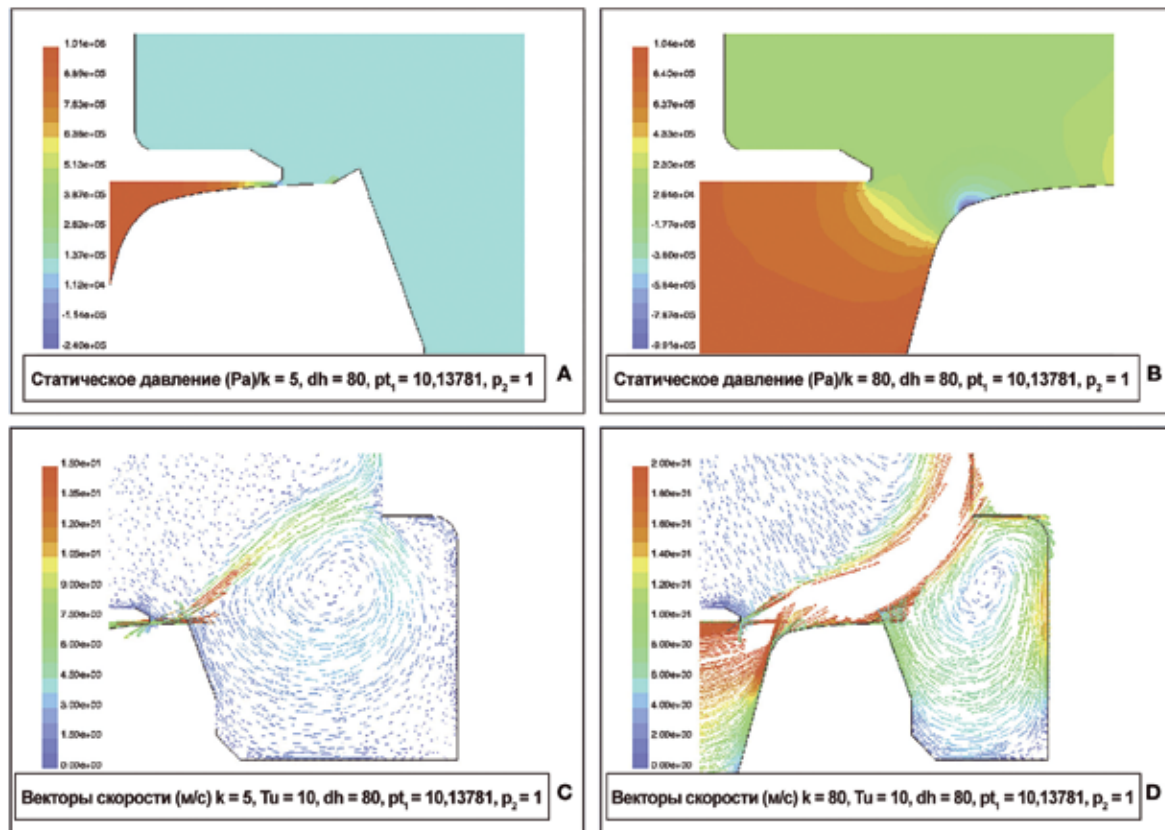
чить значение  $x_{Fz}$  при относительном ходе ниже 75 %, так как она положительно влияет на структуру завихрений в области, находящейся выше плунжера (рис. 11с).

- В седлах, расположенных ниже плунжера, можно дополнительно использовать компенсаторы затуханий кавитации. Это дополнительно увеличивает значение  $x_{Fz}$  при положении клапана, открытом более чем на 75% (рис. 9, D) и, кроме того, снижает уровень шума.

- Конструкция плунжера может быть разгруженной по отношению к давлению – не клеточная (вместо этого – «полюй» плунжер в виде юбки с небольшими отверстиями, имеющий уплотнение изнутри по отношению к узлу сборки, который крепится с обратной стороны крышки).

Рис. 11.

Результаты моделирования методом вычислительной гидродинамики для двух положений плунжера (а и с,  $C_v = 5,9$ ; b и d,  $C_v = 94$ ): векторы изобар и скорости



• При перепадах давления  $> 145$  psi в режиме кавитации ( $x_F > K_c$ ), плунжер или седло могут быть упрочены стеллитом или, что значительно лучше, карбидом или мартенситной сталью.

На рис. 10 приведены результаты измерений  $x_{Fz}$ . Результаты измерений  $x_{Fz}$  показывают, что такая система является источником шума, возникающего в результате

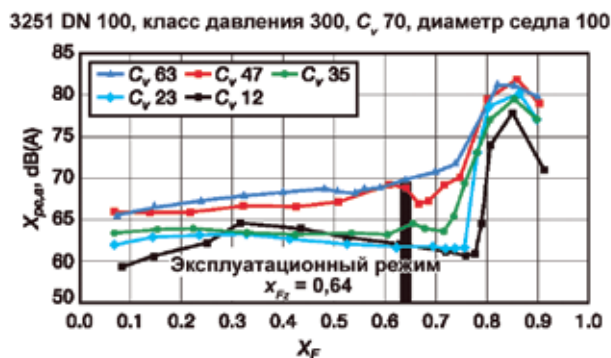
кавитации, только при значениях перепада давления значительно более высоких, чем в конструкциях плунжера с V-образным проходом или разгруженного плунжера клеточного типа.

Новый тип дросселирующего элемента был использован, например, в условиях нефтеперерабатывающего предприятия при требуемом уровне шума  $< 70$  дБ(А) при заданных рабочих характеристиках (рис. 12). Практика подтвердила экспериментальные данные, полученные на испытательном стенде.

На другом нефтеперерабатывающем предприятии при использовании пробкового крана зафиксированы высокий уровень шума и эрозия при максимальном давлении на входе  $p_1 = 220$  psi, и  $x_F = 0,5-0,9$  в результате его работы в кавитационном режиме (рис. 5, критическая кавитация, см. таблицу 1). После полутора лет эксплуатации эродированный кран был заменен на кран такой же конструкции. Толщина стенки корпуса нового крана проверялась через определенные промежутки времени независимыми исследователями с помощью термографического устройства, создающего отчетливую зрительную форму. По истечении следующих полутора лет и многократных исследований кран поворотного типа был заменен клапаном описанной выше конструкции. Новый клапан успешно справился со всеми проблемами.

Рис. 12.

Практический пример, основанный на требованиях со стороны нефтеперерабатывающего предприятия значительного снижения уровня шума ( $p_1 = 160$  psi,  $p_2 = 58$  psi,  $Q = 54905... 263000$  lb/h – нефть,  $X_F = 0,64$ , предел внешнего звукового давления ( $L_{pe,a} = 70$  дБ(А))



## Предотвращение вскипания

В случае возникновения режима вскипания или наличия двухфазного потока для ограничения средней скорости потока на выходе клапана настоятельно рекомендуется выбирать клапаны достаточно большого диаметра, сводя к минимуму проблемы, описанные в разделах о кавитации и вскипании. Опыт показывает, что не следует превышать максимальное значение скорости потока в

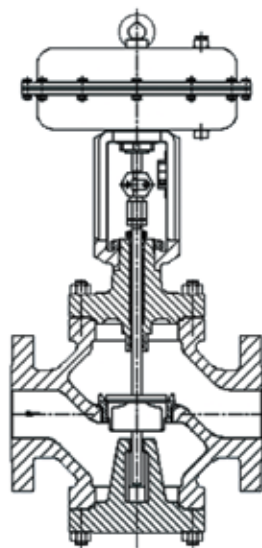
Рис. 13.

Изменения в изометрии клапана и трубопровода в системе нефтепереработки (а: до; б: после)



Рис. 14.

Регулирующий клапан с корпусом проходного типа с V-образным плунжером низкой вибрации



200 fps [5]. При использовании клапанов для высококоррозионных сред важную роль играет правильный выбор материала. Также следует заузить размер седла, по крайней мере, на один порядок, обеспечивая максимально возможное пространство для потока на стороне давления  $p_2$ .

Использование на нефтеперерабатывающем предприятии клапана DN 100 с рабочими характеристиками, приведенными ниже, вызвало серьезные проблемы. Клапан и колена подводящего и отводящего трубопроводов (рис. 13а) подверглись эрозионному воздействию в сочетании с коррозией. Оценка сущес-

твующих эксплуатационных характеристик, включая тепловую характеристику, показала, что скорость на выходе при стандартном расходе и приблизительно 13% парообразования была ~ 820 fps. Поэтому износ, вызванный эрозией, причина которой – удары капель о металл, был неизбежен. Дополнительным недостатком явился монтаж клапана между двумя коленами, расположенными на небольшом расстоянии друг от друга.

Проблемы были устранены после установки клапана DN 200, отличающегося V-образным проходным сечением плунжера с малой вибрацией, при значении  $C_v$  120, с наплавкой из хастелоя. Клапан был установлен по центру большого трубопровода за первым коленом со стороны подводящего трубопровода (рис. 13б). При этом затраты пользователя оказались вдесятеро выше, чем если бы данный клапан был приобретен и установлен изначально.

На том же нефтеперерабатывающем предприятии в других местах сильнейшая вибрация привела к растрескиванию опор трубопровода. Первоначально установленный пробковый поворотный кран имел недостаточный условный проход (DN 300) и вызвал чрезмерные скорости потока, создавая условия, показанные на рис. 4а и б, способствуя, таким образом, возбуждению сильной вибрации трубопровода, которая и далее усиливалась за счет восстановления высокого давления, что присуще пробковым поворотным кранам.

Установленный проходной клапан DN 500 (рис. 14) с плунжером, имеющим V-образное проходное сечение, стал решением этих проблем. Подобно другим приведенным выше примерам, затраты потребителя на устранение проблем значительно превзошли первоначальные затраты на приобретение крана.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Данная статья впервые была опубликована в журнале *Hydrocarbon Processing Magazine*, June 2001, том 80, N.6, с.89-100

[1] Kiesbauer, J. Усовершенствованная методика прогнозирования гидродинамического шума регулирующих клапанов // *Valve World*, m. 3, Issue 3, June 1998, с. 33-49.

[2] Прогнозирование шума, создаваемого гидродинамическим потоком, Международный стандарт МЭК 534-8-4: IEC 65B WG 9 (Secretary) 130B, 2000.

[3] Анализ оценок кавитации регулирующих клапанов, *Instrument Society of America Recommended Practice, ISA-RP75.23*.

[4] Уравнение измерения потока жидкости в условиях эксплуатации, Международный стандарт МЭК 534-8-2-1: 2000 (Международный электротехнический комитет, Женева, Швейцария).

[5] Diener, R., L. Friedel и J. Kiesbauer Определение размеров регулирующих клапанов для двухфазного потока // *Automatisierungstechnische Praxis*, m. 42, Issue 3, с. 26-34.

[6] Stiles, G. F. Кавитация в регулирующих клапанах // *Instruments & Control Systems* (p. 2086-2093, November 1961).

[7] NRC (США. Комиссия по ядерному регулированию), Стандарт CR-6031.