

От редакции. Опубликованная в № 1/2006 нашего журнала статья Р.Р. Ионайтиса¹ вызвала широкий резонанс среди читателей, что подтвердило актуальность затронутой в ней проблематики. Редакция согласна с тем, что упомянутый материал имел скорее публицистический, нежели научный характер, хотя и не видит в этом ничего предосудительного. В развитие темы зауженной арматуры журнал «АС» предлагает вашему вниманию статью известных специалистов ЗАО «НПФ «ЦКБА», проводивших научное исследование данной проблемы. Эта статья содержит ряд ценных выводов и рекомендаций для проектировщиков, производителей и пользователей зауженных задвижек.

Основы выбора и расчет геометрии проточной части зауженных задвижек

Е.Г. Пинаева, начальник лаборатории, к.т.н.,
М.И. Завьялова, ведущий математик (ЗАО «НПФ «ЦКБА»)

Изготовление зауженных задвижек, как правильно отмечается в [1], позволяет изготовителю уменьшить вес, сэкономить материал и стоимость по сравнению с полнопроходными задвижками.

Однако заужение задвижек увеличивает гидравлическое сопротивление и скорость рабочей среды в седле. Увеличение скорости несжимаемой среды (жидкости) может привести к возникновению кавитации, следовательно, к кавитационному износу и шуму, но лишь в том случае, когда давление на входе в задвижку близко к давлению парообразования протекающей жидкости при температуре эксплуатации. При установке же в трубопроводную систему зауженных задвижек вместо полнопроходных происходит увеличение общего коэффициента сопротивления системы ζ_c на величину $\Delta\zeta$, которая представляет собой разницу между коэффициентами сопротивления зауженной $\zeta_{зауж}$ и полнопроходной $\zeta_{полн}$:

$$\Delta\zeta = \zeta_{зауж} - \zeta_{полн}.$$

Техническая целесообразность применения зауженных задвижек, таким образом, будет зависеть от соотношения коэффициентов сопротивления системы ζ_c и $\Delta\zeta$. Поскольку $\Delta\zeta$ величина постоянная для данного условного прохода DN , то с возрастанием сопротивления системы ζ_c влияние заужения будет сказываться меньше и меньше.

Увеличение коэффициента сопротивления ζ_c за счет установки зауженной задвижки принципиально сказывается на изменении двух параметров потока рабочей среды – давления (напоре) H и расходе Q , поскольку ζ_c , H и Q жестко связаны между собой формулой

$$H = \zeta_c \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot FN^2}, \quad (1)$$

где FN – площадь условного прохода;
 ρ – плотность рабочей среды.

См. ^[1] в списке литературы

Рассмотрим, как изменяется расход Q при изменении сопротивления системы. Именно по степени изменения этого параметра потребитель будет судить о целесообразности использования зауженных задвижек в своих системах.

В системах, в которых транспортирование среды осуществляется под воздействием напора, создаваемого столбом жидкости (например, самотек нефтепродуктов к нефтеналивным танкерам из емкостей, установленных на берегу), происходит уменьшение расхода рабочей среды. Расход в процентах уменьшается на величину, рассчитываемую по формуле

$$\frac{Q_{полн} - Q_{зауж}}{Q_{полн}} = \left(1 - \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}}\right) \times 100, \quad (2)$$

где $Q_{полн}$ – расход в системе при установке полнопроходных задвижек;

$Q_{зауж}$ – расход в системе при установке зауженных задвижек вместо полнопроходных;

ζ_1 – коэффициент сопротивления системы при установке полнопроходных задвижек;

ζ_2 – коэффициент сопротивления системы при установке зауженных задвижек вместо полнопроходных.

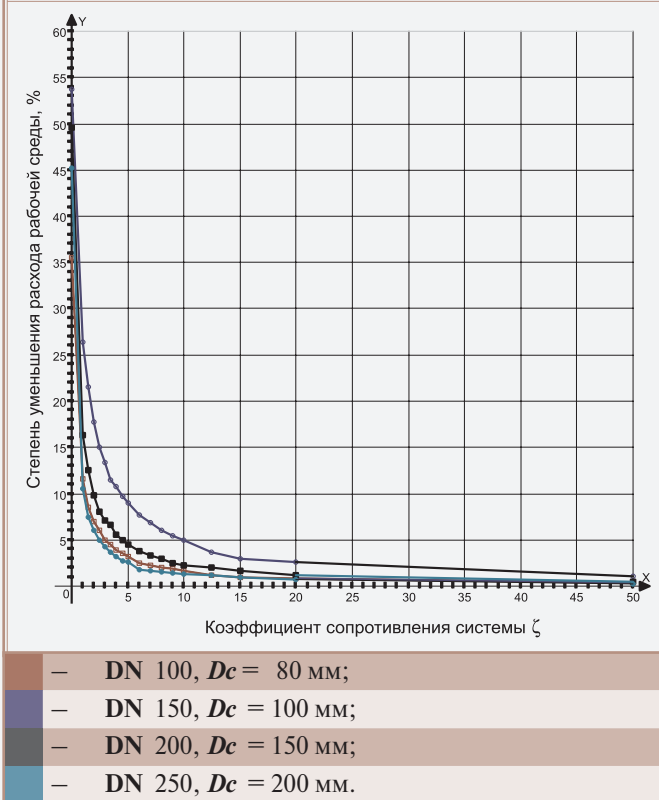
В системах, в которых источником напора является центробежный насос, при замене полнопроходных задвижек на зауженные расход транспортируемой среды уменьшается в процентах на следующую величину:

$$\frac{Q_{полн} - Q_{зауж}}{Q_{полн}} = \left(1 - \sqrt[3]{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}}\right) \times 100. \quad (3)$$

Из (2) и (3) видно, что в системах, где источником напора является центробежный насос, установка зауженной задвижки вместо полнопроходной в меньшей степени влияет на расход транспортируемой среды, чем в системах, в которых источником напора является столб жидкости.

Наиболее наглядно влияние зависимости заужения задвижек на параметры системы (расход) проиллюстриро-

Рис. 1. Зависимость степени уменьшения расхода рабочей среды от коэффициента сопротивления системы, где источником напора является столб жидкости



вано на графиках (рисунки 1-2). На этих графиках также приведен частный случай рассматриваемой зависимости, а именно случай, когда система состоит из одного трубопровода без местных сопротивлений. Коэффициент сопротивления такой системы зависит (в квадратичном режиме сопротивления $Re \geq 10^5$) только от длины трубопровода (при заданной шероховатости).

Полученные графики позволяют обоснованно принять решение о целесообразности применения зауженных задвижек в системах. Критерием целесообразности является степень уменьшения расхода рабочей среды, зависящая от:

- допускаемого увеличения времени наполнения каких-либо емкостей, например, нефтеналивных судов, ванн и прочих сосудов или времени транспортирования газа, нефти, продаваемых покупателю, и т.д. (увеличение времени прямо пропорционально уменьшению расхода);
- такого уменьшения расхода рабочей среды, которое влияет на технологический процесс, в котором эта рабочая среда участвует.

В общем случае становится очевидным, что при решении вопроса об установке конкретной зауженной задвижки (или задвижек) в конкретную систему, необходимо осуществлять гидравлический расчет этой системы с учетом обоснованно принятых значений коэффициентов сопротивлений полнопроходных и зауженных задвижек.

На базе изложенной идеологии в ЗАО «НПФ «ЦКБА» разработана компьютерная программа, называемая Диалоговая система (ДС) «Замена».

В результате работы с ДС «Замена» пользователь сможет ответить на вопрос: «Целесообразно ли в технологической системе заменять полнопроходные задвижки на зауженные?»

После работы с программой пользователь получает ответ:

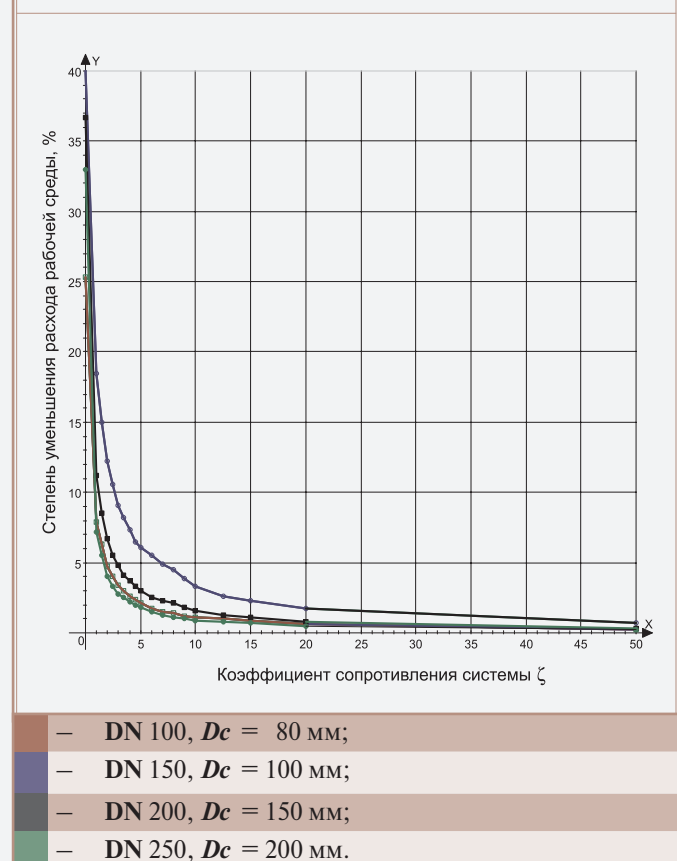
- на сколько процентов уменьшается расход и увеличивается время поступления продукта к потребителю для источников напора, которыми являются резервуары с жидкостью или ресиверы;
- на сколько процентов уменьшается расход, увеличивается давление и время поступления продукта к потребителю для источников напора, которыми являются насосы или компрессоры.

Если пользователя не устраивают полученные в результате расчета величины расхода, напора и времени при замене полнопроходных задвижек, стоящих в системе, на зауженные, то путем повторного расчета такую замену можно осуществить частично.

ДС «Замена»:

- организует и поддерживает банк данных задвижек;
- выполняет расчет коэффициентов сопротивления гидравлических систем;
- выполняет расчет изменения технологических параметров для принятия решения о целесообразности замены полнопроходной задвижки на зауженную.

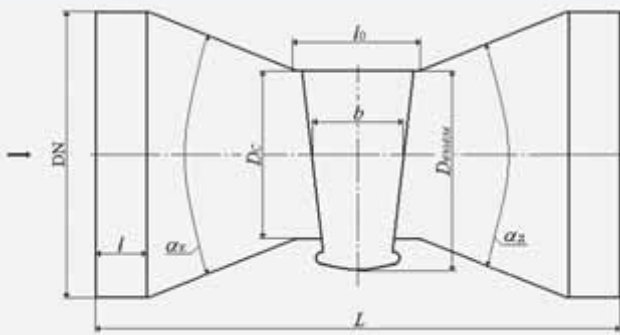
Рис. 2. Зависимость степени уменьшения расхода рабочей среды от коэффициента сопротивления системы, где источником напора является центробежный насос



Проточная часть корпуса зауженных задвижек представляет собой конфузурно-диффузорный переход с цилиндрическим участком, имеющим внезапное расширение, необходимое для размещения запорного органа (клина) задвижки.

Проточная часть корпуса зауженной задвижки характеризуется следующими геометрическими параметрами, указанными на *рисунке 3*.

Рис. 3. Проточная часть корпуса зауженной задвижки



DN	условный диаметр;
D_c	диаметр седла;
$D_{\text{выем}}$	диаметр выемки корпуса под клин;
L	строительная длина;
b	ширина клина или расстояние между седлами по оси патрубков;
l	длина цилиндрических участков на концах патрубков (на входе и выходе);
l_0	длина цилиндрического участка зауженной части корпуса;
α_d	угол диффузора;
α_k	угол конфузора.

С точки зрения местных сопротивлений проточную часть зауженной задвижки можно разделить на три взаимовлияющих элемента:

- входной конфузор;
- полость корпуса с затвором (седло и клин);
- выходной диффузор.

Основной задачей при создании зауженных задвижек является формирование проточной части, обеспечивающей минимальное увеличение коэффициента сопротивления по сравнению с полнопроходной задвижкой. Геометрию проточной части, обеспечивающую минимизацию коэффициента сопротивления, будем называть оптимальной. Под степенью заужения будем понимать отношение диаметра седла D_c к условному диаметру DN

$$n = \frac{D_c}{DN}$$

Исследованию влияния геометрии проточных частей зауженных задвижек на коэффициент сопротивления посвящены фундаментальные работы Л.Э. Родэ [2] и И.Г. Фи-

латова [3]. Исследования конфузурно-диффузорных переходов наиболее полно отражены в работах Б.И. Яньшина [4,5]. Результаты исследований отдельно конфузуров и диффузуров обобщены в книге И.Е. Идельчика [6].

В результате исследований, проведенных Л.Э. Родэ, установлено, что главным фактором, влияющим на величину коэффициента сопротивления, является степень сужения. Угол конусности переходов также оказывает существенное влияние на величину сопротивления. Что касается длины цилиндрической вставки, где располагается сам затвор, то ее влияние имеет второстепенное значение. При длине вставки

$$\frac{l_0}{DN} = 1,1 \div 1,4$$

коэффициент сопротивления остается постоянным.

Исследования, проведенные Л.Э. Родэ, показали, что при тех же строительных длинах можно получить снижение коэффициента сопротивления на (30-40)% за счет увеличения угла конфузора и соответственно удлинения диффузора. При использовании суженных задвижек в трубопроводных системах с односторонним направлением потока целесообразно применять несимметричные схемы заужений с углом конусности диффузора $8^\circ - 10^\circ$.

Наименьшие же потери имели симметричные схемы заужения задвижек с конусами $\alpha_d = 10^\circ$ и несимметричные схемы с углом конфузора 40° и углом диффузора 10° .

В работе Б.И. Яньшина [4] установлено, что глубина выемки под диск задвижки в практически важных случаях

$$\frac{D_{\text{выем}}}{DN} = 1,2 \div 2,0$$

не оказывает влияния на сопротивление проточной части.

Исследованиями И.Г. Филатова установлено, что расстояние между седлами b существенно влияет на коэффициент сопротивления задвижек. Значения коэффициента сопротивления растут с увеличением расстояния между седлами, а сокращение расстояния между седлами приводит к значительному уменьшению гидравлических потерь. Сближение седел одновременно позволяет сократить габариты корпуса и повысить эффективность конструкции задвижек, как это наблюдается в зарубежных конструкциях, в которых применяются затворы, обеспечивающие расстояние между седлами

$$\frac{b}{D_c} = \text{от } 0,65 \text{ до } 0,9$$

(в отечественных конструкциях)

$$\frac{b}{D_c} = \text{от } 0,95 \text{ до } 1,55).$$

И.Г. Филатов считает, что для обеспечения незначительных гидравлических потерь и повышения экономичности в эксплуатационных условиях проточную часть задвижек необходимо выполнять со следующими параметрами:

- а) степень сужения должна быть в пределах $n =$ от 0,7 до 1,0;
 б) относительные расстояния между седлами –

$$\frac{b}{D_c} = \text{от } 0,5 \text{ до } 1,0;$$

в) седла должны быть вварены заподлицо с внутренней поверхностью патрубков без каких-либо выступов, впадин.

По результатам анализа работ указанных авторов можно сделать следующие выводы.

1. На сопротивление задвижек не оказывает влияние глубина выемки в корпусе под диск задвижки.
2. Влияние длины цилиндрического участка суженной части задвижки на величину коэффициента сопротивления имеет второстепенное значение; в диапазоне

$$\frac{l_0}{DN} = 1,1 \div 1,4$$

длина цилиндрического участка не влияет на коэффициент сопротивления.

3. Ширина клина b существенно влияет на сопротивление задвижек; при всех обстоятельствах необходимо стремиться к минимизации этой величины.

4. Наименьшим сопротивлением при равных прочих условиях обладают задвижки с несимметричным заужением при $\alpha_k = 10^\circ$ и $\alpha_d = 40^\circ$.

5. Симметрично зауженные задвижки обеспечивают наименьшее сопротивление при $\alpha_k = \alpha_d = (7 \div 11)^\circ$.

6. Существенное влияние на коэффициент сопротивления оказывает наличие в проточной части выступов, получающихся при приварке седел к патрубкам угловым швом.

Таким образом, на коэффициент сопротивления зауженных задвижек влияют следующие геометрические параметры проточной части:

$$\frac{D_c}{DN}, \frac{L}{DN}, \frac{b}{DN}, \frac{l_0}{DN}, \alpha_k, \alpha_d.$$

Для того, чтобы можно было быстро спроектировать оптимальную проточную часть зауженной задвижки, авторы

данной статьи разработали математическую модель, описывающую зависимость коэффициента сопротивления от указанных геометрических параметров

$$\zeta = f\left(\frac{D_c}{DN}, \frac{L}{DN}, \frac{b}{DN}, \frac{l_0}{DN}, \alpha_k, \alpha_d\right).$$

В основу математической модели положены экспериментальные значения коэффициентов сопротивления сорока зауженных задвижек, выпускаемых заводами СНГ.

Геометрические параметры проточных частей испытанных задвижек лежат в следующих диапазонах:

$$\frac{D_c}{DN} = 0,585 \div 0,88;$$

$$\frac{L}{DN} = 1,75 \div 5,0;$$

$$\frac{b}{DN} = 0,374 \div 0,935;$$

$$\frac{l_0}{DN} = 0,5 \div 2,44;$$

$$\alpha_k = 6^\circ \div 40^\circ;$$

$$\alpha_d = 6^\circ \div 40^\circ.$$

На базе созданной математической модели в ЗАО «НПФ «ЦКБА» разработана компьютерная программа, названная «Диалоговая система «Pa33» (расчет зауженных задвижек), которая позволяет решить две задачи:

прямую – определение коэффициента сопротивления зауженных задвижек по известным геометрическим параметрам проточной части;

обратную – определение геометрических параметров проточной части зауженных задвижек, обеспечивающих заданную величину коэффициента сопротивления.

При решении задач геометрические параметры можно задавать как конкретными значениями, так и диапазонами их изменения с любым шагом варьирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ионайтис Р.Р. Одно из направлений модернизации арматуры. // Арматуростроение. 2006. №1 – с. 57-59
2. Родэ Л.Э. Гидравлические сопротивления трубопроводной арматуры. ЛПИ: 1959, диссертация
3. Филатов И.Г. Разработка и комплексные исследования сварно-литых корпусов с затвором уменьшенных габаритов и модернизированным узлом бесфланцевого соединения крышки с корпусом. Разработка и исследование малогабаритных задвижек. МО ЦКТИ. М.:1972, – 153 с.

4. Яньшин Б.И. Затворы и переходы трубопроводов. – М.: Mashgiz, 1962, – 180 с.

5. Яньшин Б.И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. – М.: Машиностроение, 1965, – 260 с.

6. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.