

У. Курцхофер, Дж. Пик, Sempell, Германия

ЗАДВИЖКИ ДЛЯ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ АЭС

Редакция журнала благодарит Ширяева Валерия Викторовича — заместителя генерального директора — главного конструктора по арматуре энергетических и специальных систем ЗАО «НПФ «ЦКБА», за помощь, оказанную при подготовке данного материала.

Задвижки и запорные клапаны являются наиболее важными видами отсечной арматуры основного контура как традиционных, так и атомных электростанций. Если на трубе установлена задвижка, то отсечение рабочей среды происходит благодаря использованию запирающего элемента, который двигается перпендикулярно направлению потока, тогда как в запорном клапане для перекрытия (изоляции) используется диск, который двигается в ту же или противоположную направлению потока сторону.

◆ Эффективность АЭС

Поскольку, потери давления на отсечной арматуре влияют на эффективность всей станции, они должны быть минимальными. В данном отношении у

задвижек имеется определенное преимущество перед запорными клапанами. В задвижке поток среды прямой, а в запорном клапане — с поворотом. Однако имеются значительные силы от потока среды, независимо от того открыта или закрыта задвижка, которые воздействуют через запорный орган (запирающий элемент) на седло и направляющие поверхности. Более того, при подъеме запирающего элемента задвижки происходит изменение величины этих усилий и места их приложения. Чтобы быстро и безопасно отсечь большие массы потока, следует рассмотреть конструкцию задвижки, учитывая взаимодействие между величиной давления и кинематикой перемещающихся частей. Это чрезвычайно важно, когда требуется надежное перекрытие потока при разрыве главного

трубопровода питательной воды или главного паропровода.

В ходе обширной исследовательской программы Американским НИИ по электроэнергетике (EPRI) было обследовано множество обычных, поставляемых на рынок задвижек. Проверка работоспособности задвижек в условиях больших масс потока выявил ряд недостатков.

◆ Проектирование задвижек GPS 5

Перечень технических требований, предъявляемых к вновь проектируемым задвижкам, приведен в Таблице 1.

Кроме требования безопасного закрытия задвижки даже при разрыве трубы, наиболее важно применять уплотнительные поверхности седла и направляющих, не содержащие кобальта, так как радиоактивность на атомных станциях в основном вызвана изотопами кобальта Co-58 и Co-60. Стеллит — лучший из материалов, но его не применяют для упрочнения трущихся

поверхностей именно из-за высокого содержания в нем кобальта, хотя он дает великолепные результаты при высоких давлениях и температурах.

Как известно из технической литературы, упрочняющие материалы, не содержащие кобальта, имеют при комнатной температуре, как минимум, хорошую степень износостойкости при высоких удельных давлениях. К ним относятся — стальные хромистые сплавы с примесями кремния, марганца, молибдена, никеля и ванадия. Фирма Sempell учитывает также трибологические свойства, коррозионностойкость и обрабатываемость Antinit Dur 300 Hmod и Everit 50 (SO) — материалов для поверхностного упрочнения. Недостающие технические данные были получены на испытательном стенде Siemens KWU. Стенд позволяет испытать образцы на трение при различных нагрузках на трубопроводах подачи питательной воды и пара.

Несмотря на более благоприятную характеристику износостойкости Everit 50 (SO) по сравнению с Antinit Dur 300 Hmod, седло и направляющие поверхности задвижки GPS 5 покрыты именно Антинитом из-за более низких коэффициентов трения. Конструкция задвижки GPS 5 приведена на рис. 1. Подвергающиеся давлению части — корпус 1.1 и крышка 3 изготовлены из ковanej стали. Имеется спирально-навитая графитовая прокладка между крышкой и корпусом; набивка сальника 17 из чистого графита вместе с промежуточным кольцом для дренажа 24, которые уплотняют шток. Тарельчатые пружины 19 способствуют сохранению усилия на сальнике. Это выражается в более длительной работе без необходимос-

ти подтягивания сальниковой набивки. Шток 5 поддерживается в одном положении благодаря фиксирующему (удерживающему) от поворота устройству 33, которое перемещается в двух прорезях на бугеле 2.2. Усилие штока, воздействующего на ходовую гайку 38, воспринимается цилиндрическим роликовым подшипником 40, установленном в бугеле и амортизирующим благодаря тарельчатой пружине 42. Целью установки тарельчатых пружин 42 является снижение крутильной жесткости арматуры, так чтобы максимальный крутящий момент при закрытии от инерционного момента вращающихся деталей привода был ограничен. Рост крутящего момента при неисправности конечных выключателей и/или выключателей крутящего момента на приводе при закрытии или открытии арматуры учитывается в расчетах. В этом случае перемещается или шток в сторону верхнего уплотнения на крышке или стопорная гайка 30 до упора в бугель. Стопорная гайка 30, соединенная со штоком, может быть отрегулирована гайкой 31. Существует зазор между

стопорной гайкой 30 и бугелем 2.2, когда достигается положение «закрыто». Тогда конечные выключатели прерывают питание привода. Только при сбое в работе конечных выключателей (это бывает, если не прервать электропитание) стопорная гайка 30 приходит в контакт с бугелем и предотвращает клиновой затвор 4.1 от дальнейшего движения.

Затвор перемещается в направляющих 1.51, которые являются составными частями колец седла. Форма направляющих, а также соотношение их длины и ширины (l:b), были выбраны так, чтобы гарантировать бесперебойное перемещение клина при сборке задвижки. Тарельчатые пружины 4.5 расположены между дисками 4.1. В открытом положении мощная пружина свободна, тогда как малая пружина поджата.

◆ Учет в конструкции фактора разрыва трубы

На верхней и центральной диаграммах рис. 2 показан перепад давления на дисках в случае разрыва трубы и усилия на пружинах в зависимости от

Рис. 1. Конструкция задвижки GPS 5

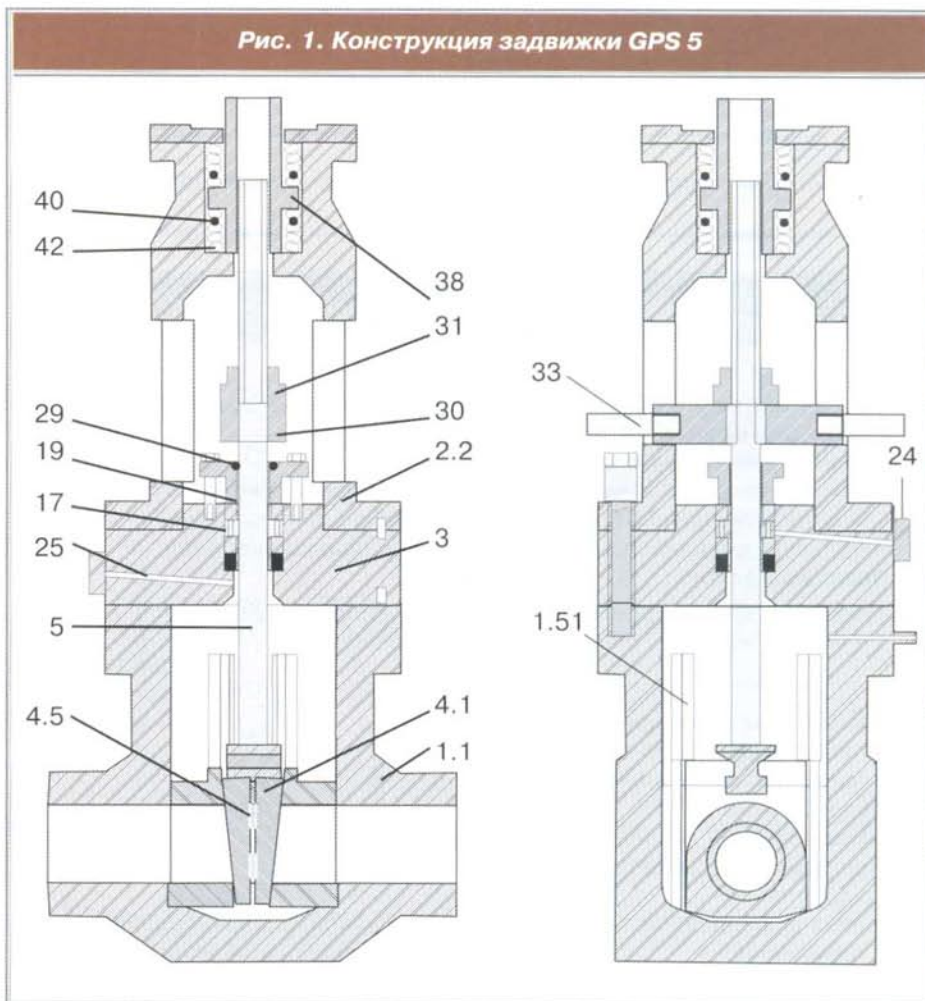
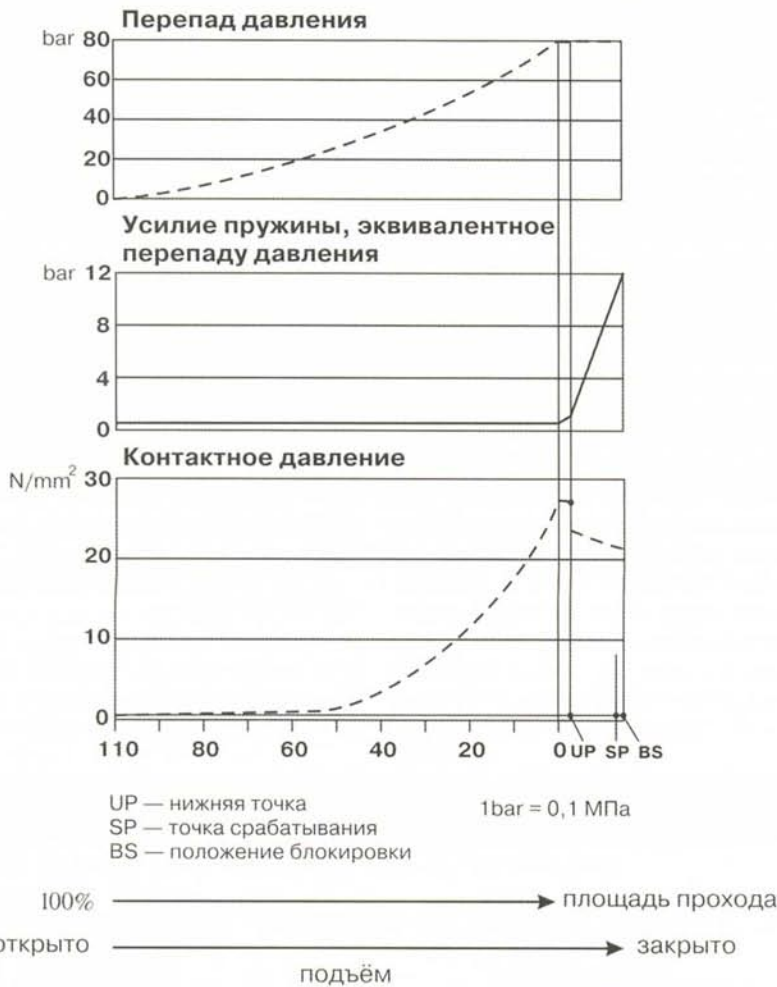


Таблица 1

- Надежное перекрытие при разрыве трубы;
- незначительные утечки (даже после разрыва трубы);
- герметичность в обоих направлениях при низком давлении;
- ограничение перемещения конечными выключателями или выключателем крутящего момента;
- работоспособность после отката выключателей;
- безкобальтовая наплавка уплотнительных поверхностей седла и направляющих;
- возможность установки как с вертикальным, так и с горизонтальным расположением штока.

Рис. 2. Контактное давление на седле и направляющих при перемещении дисков



положения диска. На нижней диаграмме отражено конечное давление на поверхности направляющих и поверхность седла. Когда, сразу перед достижением положения «закрыто» в точке перехода UP (Рис. 2), диски отрываются от направляющих и скользят по поверхности седла, мощная пружина находится в сжатом состоянии. Ее натяжение (усилие) соответствует давлению в 10 бар. При неисправностях, зависящих от конечных выключателей и ослабления стопорных гаек штока на бугеле, достигается положение SP с усилием сжатия мощной пружины, соответствующем 12 бар. Как только свободное сечение потока перекрывается, перепад давления на затворе возрастает, при этом контактное давление на направляющих достигает 30 Н/кв. мм (250 фунтов/кв. дюйм).

Поскольку не происходит дальнейшего возрастания перепада давления, не увеличивается и давление на поверхность направляющих. Давление и сила сжатия пружины действуют на поверхность седла до точки окончания закрытия BS. Так как ширина уплотнительных поверхностей немного больше, чем направляющих поверхностей, то происходит и снижение контактного давления.

Значения, приведенные на рис. 2, точны, только если обеспечены требования по взаимному расположению поверхностей направляющих и седла. Эти условия выполняются также, когда усилия на шток и давление, которые воздействуют на затвор, не ведут к перекоосу клина. Требуемые критерии стабильности можно взять из рис. 3. Поскольку крутящий момент по часовой стрелке возникает от производимого усилия штока FS и давления FP, имеющих плечи LP или LF, то наклон исключается. Если возможное суммарное усилие будет действовать под отмеченным углом наклона, напряженный диск может перекооситься. Когда на отсечные задвижки воздействуют лишь малые усилия, можно не опасаться негативных эффектов от перекооса диска на функционирование и работоспособность задвижек.

Однако при воздействии значительных сил могут возникнуть сбои в работе и недопустимый износ.

◆ **Расчеты конструкции**

Был сделан заказ на изготовление нескольких GPS-5 задвижек, которые предназначались для поставки на атомную станцию в Швеции. Было достигнуто соглашение между изгото-

Основные условия для расчетов

Нагрузки:

- расчетное давление (до 110 бар/1595 фунтов на кв. дюйм)
- кратковременные нагрузки
- внешние нагрузки (6x9,8 м/сек²/193 футов/сек²)
- дополнительные нагрузки из-за несрабатывания конечных переключателей (следует рассматривать как обычное рабочее условие)
- нагрузки, вызванные разрывом трубы (момент коллапса)

Правила расчета:

- напряженные давлением части ASME, раздел III, класс 1
- все остальные части, подвергающиеся давлению стандарты, спецификации, правила

Параметры для расчета:

- перепад давления $\Delta = 73 \text{ бар} / 1058 \text{ фунтов/дюйм}^2$
- давление на поверхность: $\leq 30 \text{ Н/мм}^2$
- на зоны трения $4350 \text{ фунтов/кв. дюйм}$
- коэффициент трения поверхности седла и направляющих: $\mu = 0,5$
- гайки штока $\mu = 0,10 / 0,15$
- фактор функционирования = 50% от силы воздействия
- напряжение = 110% / 85% от номинального напряжения

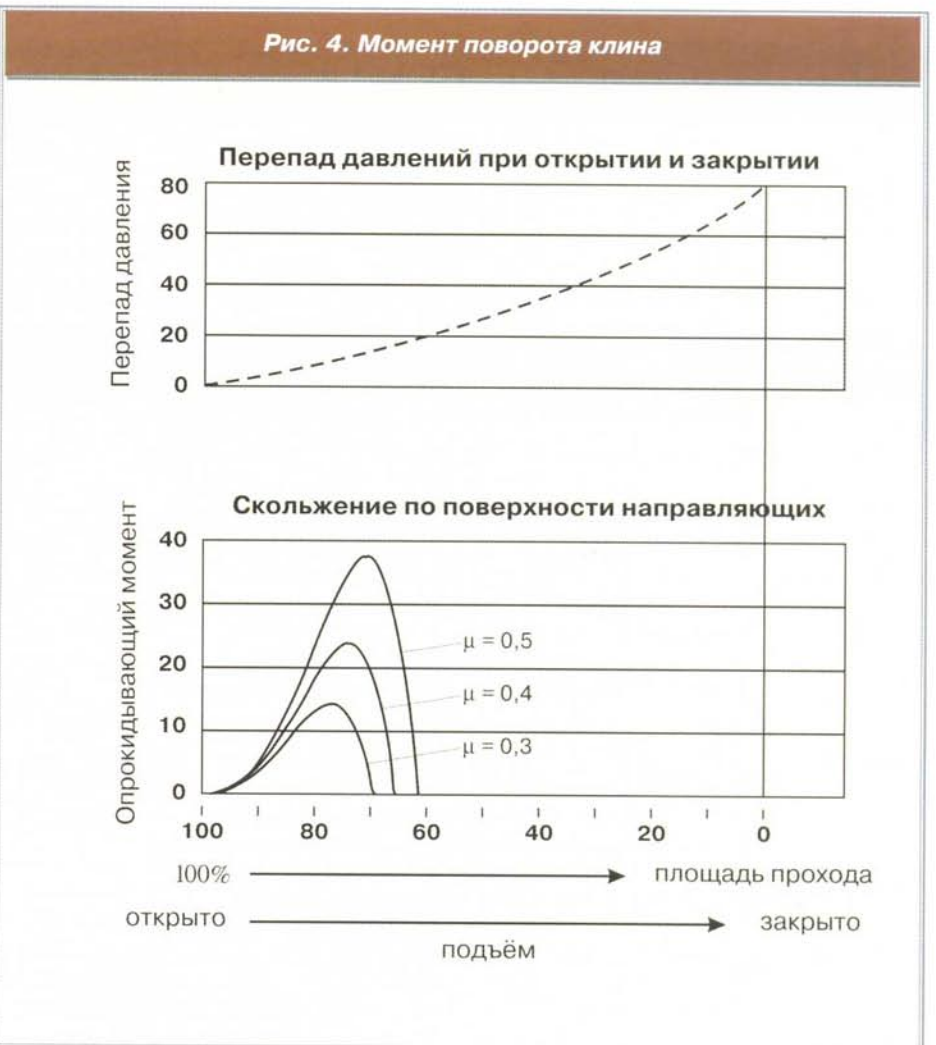
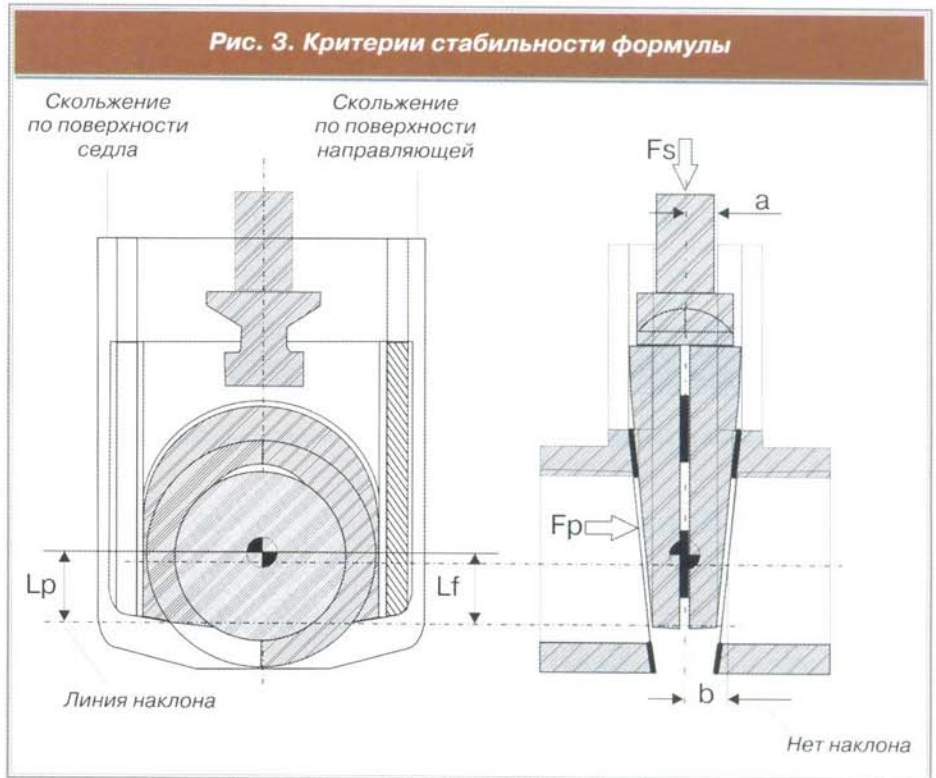
вителем, покупателем и инспекционной комиссией, определяющее метод и объем вычислений для структурного анализа. Кроме обычных условий проектирования, которые включают внутреннее давление, внешние силы и переходные рабочие процессы, задвижки также предназначались для использования в аварийных ситуациях. Т.к. ошибка при закрытии заложена в проект как рабочее условие, то задвижку не следует проверять на этот предмет. Задвижка и привод выбраны таким образом, чтобы крутящий момент при отказе выключателей не вызывал никаких недопустимых напряжений. Даже при разрыве трубы, работоспособность задвижки должна сохраняться.

Подвергаемые воздействию давления части были сконструированы в соответствии с требованиями ASME, раздел III, класс 1. Усилия привода были рассчитаны с учетом коэффициента трения поверхностей седла и направляющих, равного $\mu=0,5$. Для пары шток/гайка двигателя были сделаны расчеты с учетом консервативных значений трения, зависящих от следующего требования: при определении необходимого усилия привода расчеты делаются при $\mu=0,15$, а при расчете напряжений при неисправности конечных выключателей — $\mu=0,10$. Испытания трением и особенно испытания прототипа при условиях разрыва трубы подтвердили предварительную оценку величины трения. Привод задвижки был спроектирован для 85%-110% от номинального напряжения. Достижимая мощность привода на 50% больше, чем теоретически требуется.

◆ **Квалификационные испытания**

Так как лабораторные условия при испытании трением лишь до некоторой степени могут отражать реальные условия эксплуатации, были проведены квалификационные испытания новой GPS-5 задвижки на основе оригинальной задвижки посредством испытаний при экстремальных условиях — разрыве трубы. Испытываемая задвижка была спроектирована на 89 бар (1290 фунтов/кв.дюйм), температуру 300° C (572° F), DN 250 (10") и проходное отверстие в седле диаметром 180 мм (7,1").

Для наплавки поверхности седла и направляющих был использован Antinit Dur 300 Hmod. Задвижка была подвергнута испытаниям с использованием воды и пара в качестве испытательной среды. После испытаний



водой и паром без потока, проведенных в исследовательской лаборатории Sempell, было проведено 3 испытания на разрыв трубы с применением пара на полномасштабном стенде для испытаний арматуры в лаборатории Siemens KWU в Карлштайне, Германия. На рис. 5 в упрощенном виде представлены два испытательных стенда с применением пара. Испыта-

тельный стенд Sempell питается от парового генератора с электронагревом. Насыщенный пар давлением около 180 бар (2610 фунтов/кв. дюйм) подается в задвижку из резервуара емкостью 1 м³ (35 ft³). Подвод пара к задвижке осуществляется трубой DN 50 (2"). На испытательном стенде и на задвижке были установлены около 15 точек наблюдения. Полномасштабный

испытательный стенд Siemens KWU является полной копией вторичного контура ядерного реактора с водой под давлением (PWR). Он рассчитан на давление 165 бар (2390 фунтов/кв. дюйм) и температуру 360° C (680° F). Парогенератором является 1300-куб.метровая емкость с насыщенным паром давлением до 180 бар (2610 psig), которая питается от расположенного рядом бойлера Benson. Основная линия паропровода имеет диаметр DN 700 (28") и длину 24 м. Испытываемая задвижка была вмонтирована на эту линию между быстродействующей арматурой, осуществляющей закрытие, и двумя параллельными быстродействующими клапанами, осуществляющими открытие. Отработанный пар конденсируется в водяном баке. Разрыв трубы имитируется путем открытия быстродействующего клапана.

На рис. 6 и 7 представлены типичные записи результатов испытаний. Открытие при перепаде давления в 73 бара (1060 psig) показано на рис. 6. Значительное усилие штока при начале подъема штока показано на нижней диаграмме. При открытии задвижки происходит внезапное изменение усилия штока, так как перепад давления резко уменьшается (см. среднюю диаграмму). Изменение усилия представлено в виде силы трения на клине.

◆ **Испытание на расходном потоке**

Результаты первого испытания с разрывом трубы показаны на рис.7. Задвижка закрывается при расходе 247 кг/сек (545 фунтов/сек). Закрытие сопровождается увеличением перепада давления с 25 до 73 бар (362 — 1060 фунтов/кв. дюйм). Перепад давления берется между двумя точками, отстоящими на 1 м до и после задвижки. Таким образом, учитываются потери давления на задвижке и двухметровой трубе при очень высоких скоростях потока. В результате происходит падение давления около 25 бар ниже разрыва трубы, при том что задвижка по-прежнему открыта. Закрытие сопровождается повышением перепада давления до 73 бар (1060 фунтов на кв.дюйм). Усилие на штоке показано на нижней диаграмме. Величина коэффициента трения m определяется, исходя из усилия на штоке при расходе среды до начала действия пружин диска.

Усилия на штоке при трех испытаниях на расход размещены друг над другом на рис. 8. Практически нет

Рис. 5. Испытательные стенды

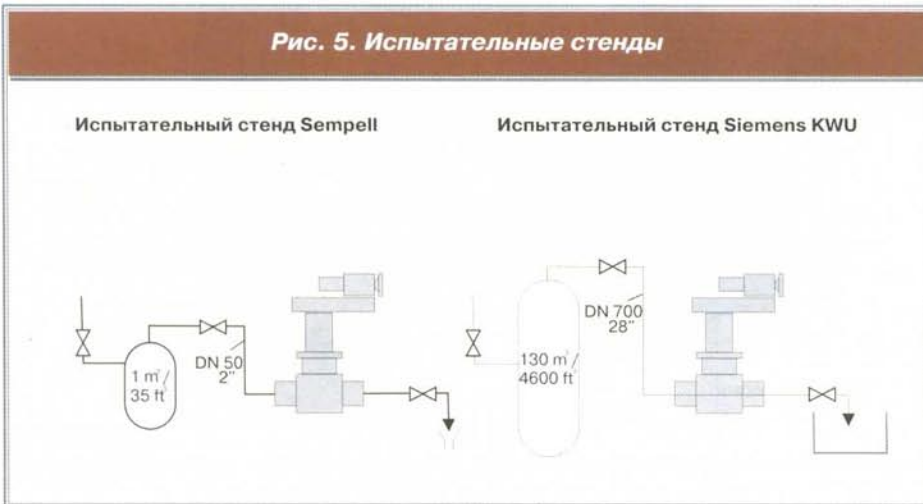
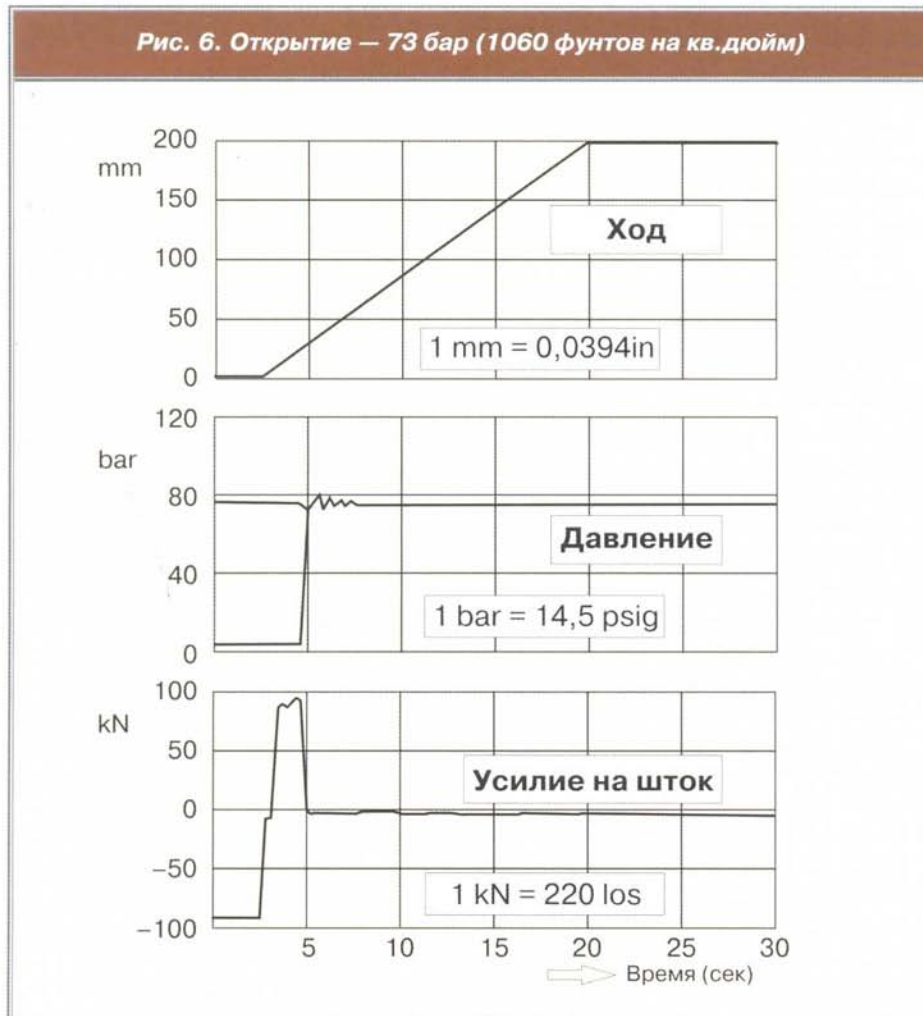


Рис. 6. Открытие — 73 бар (1060 фунтов на кв.дюйм)



разницы в изменении усилий со временем, что доказывает, что действующие усилия не меняются, даже после двух срабатываний и на полном расходе при разрыве трубы. Испытываемая задвижка закрывалась 12 раз, три из которых происходили при условиях, имитирующих разрыв трубы. Аналогично большие нагрузки возникают при испытаниях на открытие задвижки с полным перепадом давления, но без расхода. Это было в 5 из 11 открытий. Испытания установили величину коэффициента трения 0,40 — 0,49 для контактирующих поверхностей задвижки. Ни одно из значений не превышает $m=0,5$, которое принималось в проектных расчетах. Была определена сила трения на ходовой гайке — $m=0,15$. Утечки определялись после испытаний. После испытаний паром был собран и взвешен конденсат. Сразу после испытаний на стенде Sempell обнаружилась утечка 0,58 см³/сек (0,035 дюймов³/сек). После испытания с разрывом трубы никакой течи не было обнаружено. После серии испытаний водой, паром (на стенде Sempell) и паром (на стенде Karlstein) была измерена полная протечка при испытании азотом после охлаждения задвижки до комнатной температуры.

Герметичность проверялась при давлении 3 — 5 бар, подаваемом в межклиновое пространство при закрытом положении задвижки. Результаты испытаний на герметичность ниже допустимых пределов. После каждой серии испытаний задвижку открывали. Осматривали уплотнительные и направляющие поверхности. При испытаниях водой никаких повреждений не было, а после испытания паром остались только легкие следы на поверхностях клина и корпуса, а также небольшая шероховатость на направляющих поверхностях.

◆ РЕЗЮМЕ

Представлена новая отсечная задвижка на высокое давление, оснащенная бескольцевой наплавкой направляющих деталей и уплотнительных поверхностей. Закрытие происходит даже при разрыве трубы от воздействия максимального давления главного паропровода или трубопровода подачи питательной воды. Особенности конструкции задвижки:

- низкое удельное давление на поверхности седла и направляющие;
- герметичность даже при низком давлении, достигаемая благодаря предварительному напряжению пружин;

Рис. 7. Испытание продувкой — 73 бар (1060 фунтов на кв.дюйм)

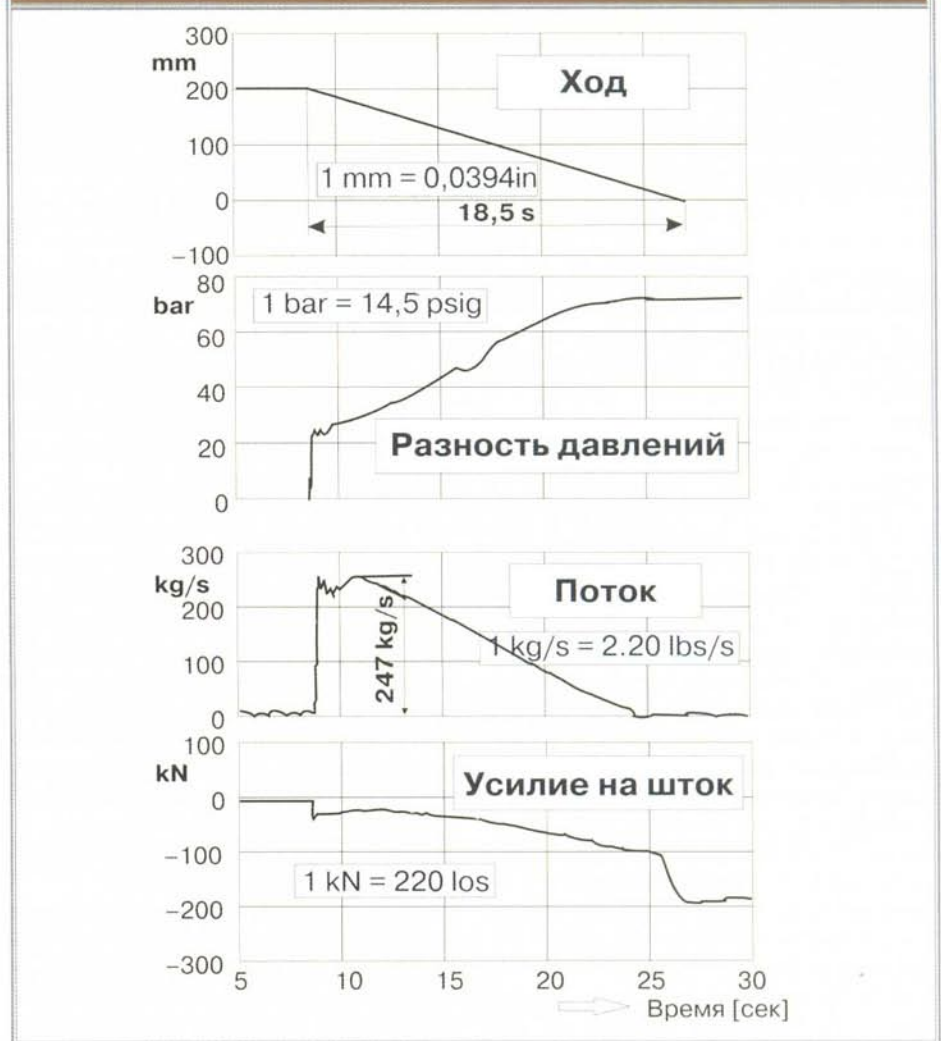


Рис. 8. Испытание продувкой



• возможность установки в любом положении.

Работоспособность задвижки в условиях разрыва трубы была проверена на полнорасходном испытательном стенде Siemens KWU в Карлштайне. Даже после ряда закрытий и от-

крытий при максимальном расходе и перепаде давления до 73 бар, прототип задвижки надежно работал, уровень утечек был в пределах ТУ.

Перевод Михайловой Е.П