

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРЫ

В.Н. ШАРИФУЛЛИН*, А.В. ШАРИФУЛЛИН**

*Казанский государственный энергетический университет

**Казанский национальный исследовательский технологический университет

Построена математическая модель нестационарного гидродинамического процесса в газопроводе, возникающего при закрывании задвижки. Проведено математическое моделирование переходного гидродинамического процесса для случаев полного и неполного закрытия задвижки. На основании результатов моделирования предложено в качестве признака степени перекрытия потока задвижкой использовать скорость роста давления в трубе перед задвижкой.

Ключевые слова: газопровод, задвижка, неисправность, математическое моделирование.

Запорная арматура в энергетической отрасли играет важную роль, поскольку она обеспечивает безопасные условия производства. Неисправности и внезапные отказы арматуры могут приводить не только к авариям, но и большим экономическим потерям. Наметившийся в последнее время переход от традиционного регламентного ремонтно-технического обслуживания запорной арматуры к эксплуатации по техническому состоянию предусматривает развитие системы диагностического обслуживания и разработку методов и методик оценки работоспособности оборудования для принятия решения о проведении выборочного ремонта. Для оценки неисправностей запорной арматуры используются разные методы диагностики для работающего или неработающего их состояний [1]. Например, в работе [2] предлагается проведение диагностирования электроприводной арматуры во время ее срабатывания в ходе технологического процесса. В качестве диагностических параметров предложены как акустические сигналы в ультразвуковом диапазоне, так и токовые сигналы в цепи питания электропривода. Однако авторы не учитывают влияния акустики самого потока, которое является существенным. Более того, изменяющиеся в процессе закрытия и открытия запорной арматуры параметры потока могут служить диагностическими признаками. Настоящая работа посвящена анализу гидродинамики потока в целях проверки работоспособности запорной арматуры на действующем паро-газопроводе.

Основная цель анализа – это установление способности запорной арматуры полностью перекрывать поток пара и газа. Запорная арматура действующего паро-газопровода находится в обычном состоянии в положении полного открытия. В науке существует методика, в соответствии с которой для получения информации о работе оборудования необходимо системе придать какое-то возмущение и затем проанализировать ее реакцию на это возмущение. Единственной возможной в данном случае формой возмущения является импульсное возмущение прямоугольной формы по расходу потока. Для этого необходимо вначале полностью закрыть задвижку и затем, через короткий промежуток времени, вернуть задвижку в исходное положение. Такое воздействие приводит к нестационарным гидродинамическим процессам, в которых происходят изменения расхода и напора транспортируемого потока, различающиеся для случаев полного и неполного закрытия задвижки. С учетом этого

основная задача работы заключалась в анализе переходного и стационарного процессов, происходящих при закрывании запорной арматуры на действующем парогазопроводе. Основными контролируемыми параметрами будут давления по обе стороны задвижки.

Рассмотрим, как изменяется перепад давления для случая полного и неполного закрытия задвижки. В случае резкого закрытия задвижки вначале возникает скачок давления с амплитудой $\Delta p_C = \rho w_0 c$, где ρ – плотность газа; w_0 – скорость газа перед закрытием задвижки; c – скорость звука в газопроводе [3-4]. Затем волна повышенного давления распространяется вверх по потоку, останавливая течение, пока она не отразится от перемычки и не вернется к задвижке уже волной разряжения. Повышение давления перед задвижкой происходит в пределах времени $0 < t < 2L/c$. Максимальное превышение давления над первоначальным его значением P_0 при полностью закрытой задвижке будет рассчитываться по формуле

$$\Delta P_{max} = \Delta P_0 + \Delta p_C = \lambda \frac{L \rho w_0^2}{d} + \rho w_0 c, \quad (1)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления первоначального течения; L – длина газопровода от задвижки до перемычки; d – внутренний диаметр трубы; ΔP_0 – потери напора на участке при полностью открытой задвижке; Δp_C – амплитуда гидравлического удара.

В реальности же задвижка на парогазопроводе будет закрываться значительное время, и гидравлический удар будет небольшим. В стационарном режиме давление газа перед закрытой задвижкой будет равно $P_S = P_0 + \Delta P_0$. Если же задвижка закрыта не полностью и скорость газа в трубе равна w , то давление в этой точке парогазопровода P_W будет меньше давления P_S на величину потерь давления ΔP_W на участке парогазопровода длиной L при данной скорости:

$$P_W = P_S - \Delta P_W; \quad \Delta P_W = \lambda \frac{L \rho w^2}{d}. \quad (2)$$

Путем сравнения перепадов давлений, измеренного ΔP_W и первоначального ΔP_0 , можно судить о степени закрытия задвижки. По формуле (3) можно рассчитать величину линейной скорости w и объемного расхода Q потока, прошедшего через задвижку, если измерена величина перепада давления ΔP_W .

Для повышения информативности проводимого эксперимента можно использовать при анализе работоспособности задвижки также и перепады давления на обеих сторонах задвижки при полном и неполном ее закрытии. Перепад давления на задвижке при неполном ее закрытии ΔP_Z связан функциональной зависимостью с расходом проходящего газа. Если рассматривать задвижку как диафрагму, то эта связь для стационарного режима течения выражается формулой

$$Q = \alpha F_Z \sqrt{2 \Delta P_Z / \rho}, \quad (3)$$

где Q – объемный расход газа; α – коэффициент расхода, определяемый по таблицам [3]; F_Z – открытая площадь сечения задвижки.

По формуле (3) можно рассчитать величину открытой части сечения газопровода F_0 при известных значениях расхода газа Q и перепаде давления на задвижке ΔP_Z . Таким образом, с помощью трех манометров, измеряющих давления у первой по ходу перемычки и по обе стороны задвижки можно будет идентифицировать величину потока через задвижку и открытую часть сечения парогазопровода.

Большое значение для оценки работоспособности задвижки имеет переходный процесс, возникающий при закрывании задвижки. Во-первых, кривые переходного процесса могут быть более информативными, чем параметры стационарного состояния,

а с другой стороны, для предлагаемого эксперимента важно знать время переходного процесса. Поэтому ниже решается задача математического моделирования нестационарной гидродинамики в паро- газопроводе при закрывании задвижки. Поскольку нас интересует давление P и скорость газа w на малом участке газопровода в районе задвижки, то для анализа процесса можно использовать ячеечную схему, при которой параметры процесса (давление, скорость, плотность газа) по длине трубы изменяются ступенчатым образом и в пределах ячейки принимаются постоянными. Известные уравнения сохранения массы и количества движения в нестационарном процессе [5] для первой ячейки ячеечной модели, с учетом допущения о постоянстве плотности пара или газа, будут иметь следующий вид:

$$\rho \frac{dw}{dt} = \frac{P_Z - P}{l} - \lambda \frac{w^2}{2d} \quad \text{и} \quad (4)$$

$$\frac{dP}{dt} = -c^2 \rho \frac{w_Z - w}{l}, \quad (5)$$

$$t = 0: P = P_0; \quad w = w_0, \quad (6)$$

где l – длина участка трубы, соответствующей одной ячейке; P_Z и w_Z – граничные условия, т.е. давление и скорость газа непосредственно у задвижки после ее закрытия; P_0 и w_0 – давление и скорость на участке у задвижки до начала эксперимента.

Динамику роста давления у задвижки при полном перекрытии потока и работающем при этом компрессоре можно получить из уравнения материального баланса.

$$V \frac{d\rho}{dt} = M; \quad \rho = \frac{P}{RT}, \quad (7)$$

где M – производительность компрессора; V – объем трубы от компрессора до задвижки; R – газовая постоянная; T – температура газа.

В соответствии с решением уравнений (7) давление газа в полностью перекрытой трубе при условиях постоянства производительности компрессора и температуры будет расти по линейному закону. Следует также отметить, что уравнения (4-5,7) не учитывают явления гидравлического удара в начальный момент времени переходного процесса.

Рассмотрим следующий пример установления работоспособности задвижки. Через задвижку паро- газопровода внутренним диаметром $d=1$ м проходит газ с линейной скоростью $w_0=15$ м/с. На участке газопровода от перемычки до задвижки длиной $L=5000$ м перепад давления составлял $\Delta P_0=11250$ н/м². После закрытия задвижки и установления стационарного состояния перепад давления на участке газопровода упал до $\Delta P_w=1125$ н/м², а на задвижке вырос до $\Delta P_Z=100$ н/м². Расчет по формуле (2) показал, что скорость газа в трубопроводе стала при этом равной $w=4,74$ м/с, а свободная площадь сечения задвижки, в соответствии с формулой (3), составила $F_Z=0,3$ м². Это значит, что задвижка перекрыла сечение газопровода только на 62%.

Анализ переходного процесса при скачкообразном изменении расхода газа и положения задвижки проводился по уравнениям (4-7). Относительный рост давления рассчитывался по формуле $y=(P-P_0)/P_0$. В результате численного решения этих уравнений для нескольких случаев получены кривые роста давления в переходном процессе, представленные на рисунке. Следует отметить также, что уравнения (4-7) позволяют анализировать переходные процессы при любой скорости закрытия задвижки.

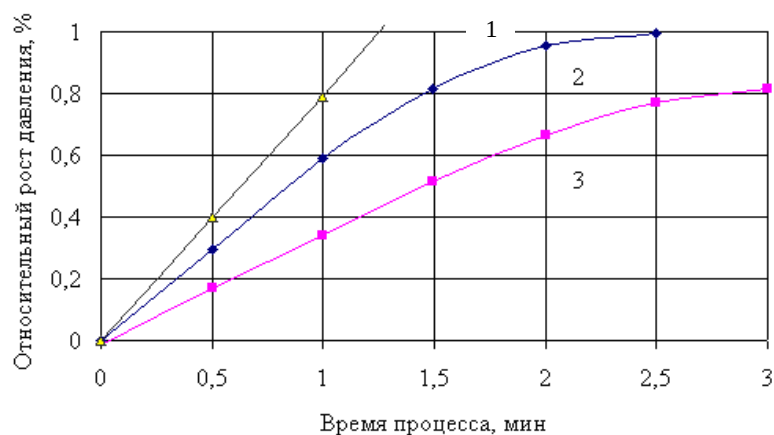


Рис. Кривые изменения давления в переходном процессе при закрытии задвижки газопровода на: 1 – 100%; 2 – 90%; 3 – 64%

В соответствии с полученными результатами, давление до задвижки после возмущения по расходу монотонно возрастает до нового стационарного состояния, а скорость потока проходит через максимум, т.е. вначале резко возрастает, а затем падает до нового значения. Для рассмотренных примеров время переходного процесса находилось в пределах 2-3 минут. Скорость роста давления в переходном процессе зависит от степени прикрытия задвижки, при этом чем больше степень закрытия задвижки, тем выше скорость роста давления. На основании этого анализа можно принять скорость роста давления в переходном процессе в качестве признака степени закрытия задвижки. Таким образом, проверку работоспособности задвижки на действующем газопроводе можно проводить также и по кривым переходного процесса, вызванного временным закрытием задвижки.

Таким образом, проведенный математический анализ показал, что в принципе работоспособность задвижки на действующем паро- газопроводе можно установить путем кратковременного ее закрытия и открытия и анализе сопутствующих этому перепадов давлений во время переходного и стационарного состояний. Предложенный способ, в сочетании с виброакустическим методом, может служить основой для разработки рабочей методики проверки исправности запорной арматуры на действующем паро- газопроводе.

Summary

The mathematical model of non-stationary hydrodynamical process in a gas main, arising is constructed at closing a latch. Mathematical modelling transitive hydrodynamical process for cases of full and incomplete closing a latch is lead. On the basis of results of modelling it is offered, as an attribute of a degree of blocking of a stream a latch, to use growth rate of pressure in a pipe before a latch.

Keywords: a gas main, a latch, malfunction, mathematical modeling.

Литература

1. Гуревич Д.Ф., Ширяев В.В. Арматура атомных станций. М.: Энергоатомиздат, 1982. 256 с.

2. Адаменков А.К., Веселова И.Н. Диагностика технического состояния электроприводной арматуры // Электрические станции. 2007. №2. С.53-56.
3. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика М.: Стройиздат, 1975. 323с.
4. Арбузов Н.С. Влияние времени закрытия судовых задвижек на уровень максимального давления в трубопроводах нефтеналивных терминалов. // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2011. №1. С.38-40.
5. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах М.: Недра, 1975. 296с.

Поступила в редакцию

21 января 2015 г.

Шарифуллин Вилен Насибович – д-р техн. наук, профессор Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел: 8(843)236-45-62. E-mail: vilen44@mail.ru.

Шарифуллин Андрей Виленович – д-р техн. наук, профессор Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ).