

## РАСЧЕТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАДВИЖКИ МАГИСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА

Е.П. Богданов, С.В. Рикконен\*

Томский политехнический университет

\*ООО «Система», г. Томск

E-mail: epbogdanov@mail.ru

*Разработана методика расчета потерь давления и потерь мощности в элементе трубопровода (в клиновой задвижке) с учетом течения жидкости под клином и над клином задвижки. Методика позволяет определить потери энергии на перекачку жидкости разной плотности и вязкости при разном соотношении длины трубопровода и количества элементов арматуры, а также создать математический алгоритм управления задвижкой с учетом потерь мощности и тем самым в какой-то степени минимизировать потери мощности.*

**Ключевые слова:**

*Задвижка, потери, мощность, трубопровод, алгоритм.*

**Key words:**

*Pipe valve, loses, power, pipeline, algorithm.*

Нормальная эксплуатация трубопровода невозможна без арматуры – неотъемлемой части любого трубопровода. Трубопроводная арматура представляет собой устройство, предназначенное для управления потоками жидкостей, транспортируемых по трубопроводу.

В трубопроводных системах технологических и энергетических установок на долю местных гидравлических сопротивлений (потери на арматуре) может приходиться до 50 % от общего гидравлического сопротивления системы. В таких трубопроводах линейные части невелики и потери на трение линейной части и местные потери соизмеримы.

В магистральных нефтепроводах местные гидравлические сопротивления считают «грубо» – 2 % от потерь напора на трение. Такая оценка потерь является приближенной и не может быть информативной базой для процесса минимизации потерь перекачки.

Целью данной статьи является разработка приближенной методики расчета потерь мощности и потерь давления в клиновой задвижке, которая позволила бы конкретизировать эти потери и тем самым дала бы возможность более точно проектировать систему трубопровода.

Местные гидравлические сопротивления в трубопроводе присутствуют во всех элементах конструкции – это разного рода изменения живого сечения или конфигурации потока (когда происходит резкое изменение величин и направлений его скоростей), т. е. расширение или сужение потока, повороты, препятствия в виде диафрагм, конфузоров, кранов, задвижек и т. д. Такие сопротивления характеризуются образованием водоворотных зон при обтекании данного рода препятствий. Это и является основным источником местных потерь энергии. В турбулентном режиме движения потери энергии пропорциональны квадрату скорости:

$$h_{\text{мест}} = \varepsilon \frac{V^2}{2\xi},$$

где  $\xi$  – безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом местного сопротивления и определяемый опытным путем для каждого вида сопротивлений [1].

Для задвижки коэффициент местного сопротивления определяется также опытным путем и является функцией переменного диаметра трубопровода. С закрытием задвижки коэффициент местных гидравлических потерь резко возрастает, это ведет к увеличению гидравлических потерь непосредственно в задвижке (выделению энергии) в виде вихревых течений и кавитационного поля.

В публикации [2] представлены результаты экспериментальных исследований режима движения воды в трубопроводе, в ходе которых было установлено влияние сужения проходного сечения трубопровода на амплитудно-частотные характеристики гидроакустических шумов, возникающих при движении жидкости в трубе.

Воспользуемся данным экспериментом, чтобы рассчитать потери давления и мощности на клиновой задвижке по методике [3, 4]. Схема эксперимента представлена на рис. 1, расходная зависимость  $Q=f(D)$  показана на рис. 6.

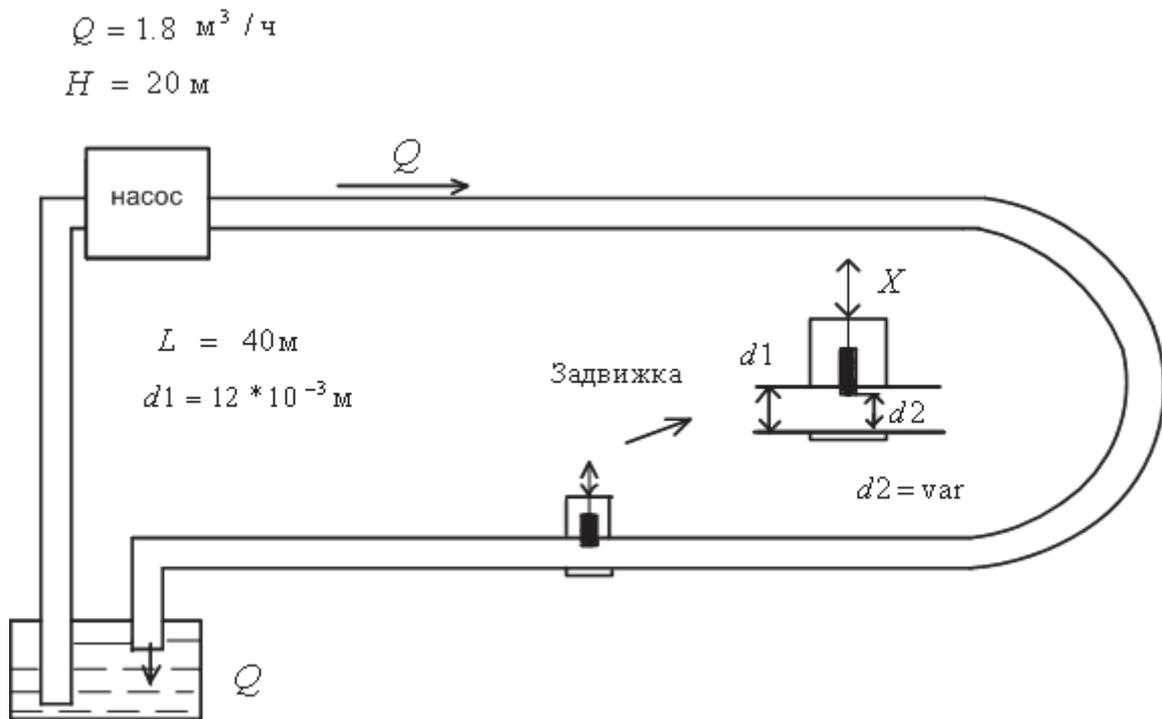
Практически во всех трубопроводах для регулирования режимов широко используются клиновые задвижки, рис. 2.

Пути движения жидкости в клиновой задвижке представлены на рис. 3.

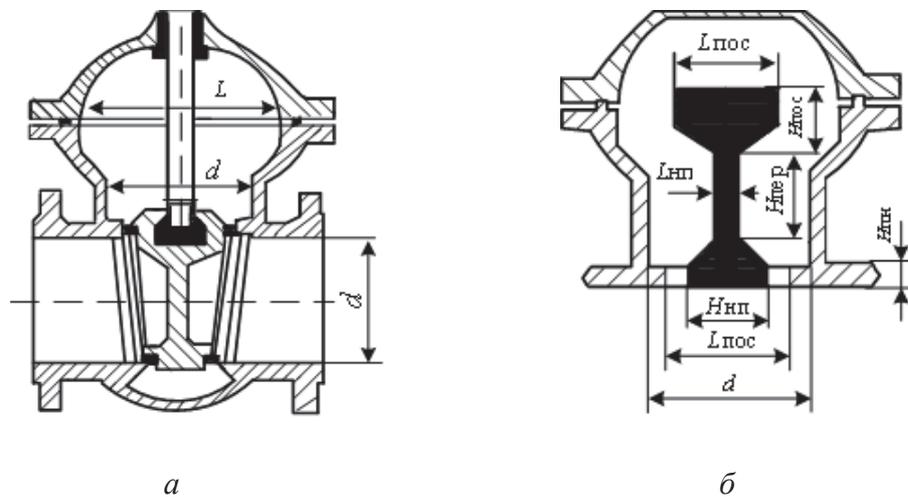
Анализ картины движения среды и разделения потока базируются на законе «неразрывности потока сплошной среды».

Для задвижки коэффициент местного сопротивления определяется обычно опытным путем и является функцией переменного диаметра трубопровода (рис. 4).

С закрытием задвижки коэффициент местных гидравлических потерь резко возрастает, это ведет к увеличению гидравлических потерь непосредственно в задвижке (выделению энергии) в виде вихревых течений и кавитационного поля.



**Рис. 1.** Физическая модель трубопровода для изучения гидромеханических сопротивлений задвижки. Плотность жидкости  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ , динамическая вязкость жидкости  $\mu = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Насос БЦ-0,5-20.  $D = \frac{d2}{d1} \cdot 100 \%$  – переменный диаметр трубопровода в задвижке,  $d1$  – диаметр проходного сечения трубопровода,  $d2$  – диаметр открытия диафрагмы



**Рис. 2.** Клиновая задвижка: а) конструкция задвижки; б) характерные размеры задвижки

Ориентировочные геометрические параметры задвижки в зависимости от диаметра проходного сечения:  $d = 0,012 \text{ м}$ ;  $L = 1,25d$ ;  $L_{\text{пос}} = (2/3)d$ ;  $H_{\text{пос}} = (1/3)d$ ;  $H_{\text{нп}} = (1/2)d$ ;  $L_{\text{нп}} = (1/5)d$ ;  $H_{\text{нп}} = (1/6)d$ ;  $H_{\text{пер}} = d - H_{\text{пос}} - H_{\text{нп}}$ .

Все местные потери энергии зависят от геометрических размеров проходных сечений каналов. Изменения площадей проходных сечений, в зависимости от степени открытия, представлены на рис. 5.

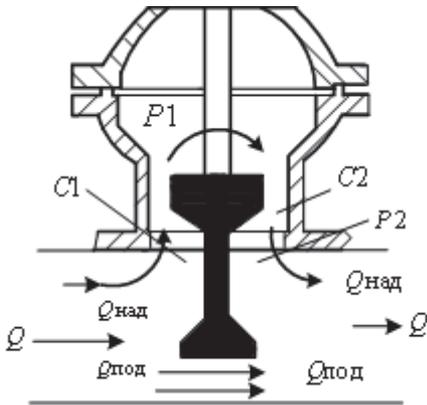
В зависимости от изменения площадей проходных сечений изменяются и расходы жидкости в каналах (рис. 6).

Проходное сечение задвижки:

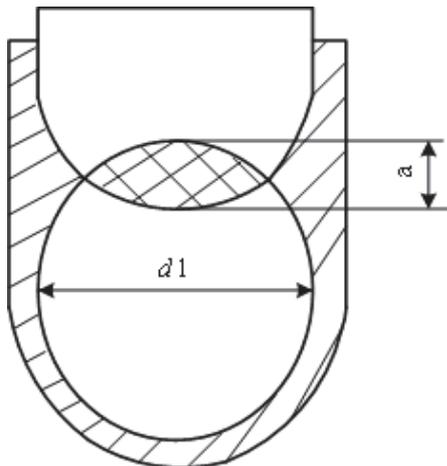
$$S_{\text{под}} = S1 \left( 1,25 \frac{a}{d1} - 0,25 \left( \frac{a}{d1} \right)^4 \right).$$

Расход жидкости в проходном сечении задвижки под клином задвижки  $Q_{\text{под}}$  и над клином задвижки  $Q_{\text{над}}$ :

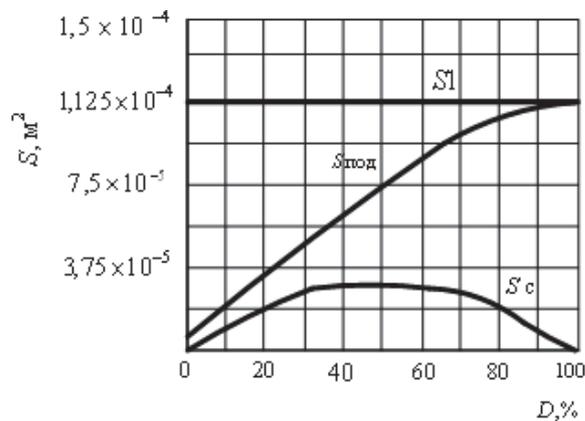
$$Q_{\text{под}} = Q \frac{S_{\text{под}}}{S1}, Q_{\text{над}} = Q - Q_{\text{под}}.$$



**Рис. 3.** Картина движения жидкости по каналам в зоне клина задвижки.  $Q_{\text{над}}$  – расход среды над клином задвижки;  $Q_{\text{под}}$  – расход среды под клином задвижки;  $Q$  – общий расход среды;  $P1$  – давление в канале над клином задвижки;  $C1, C2$  – зоны сужения



**Рис. 4.** Проходное сечение задвижки



**Рис. 5.** Изменение площади каналов в зависимости от степени открытия задвижки.  $S_{\text{под}}$  – площадь канала под клином (проходное сечение задвижки);  $S_{\text{с}}$  – площадь сечения канала над клином в зоне сужения  $C1$ ;  $S1$  – площадь проходного сечения трубопровода

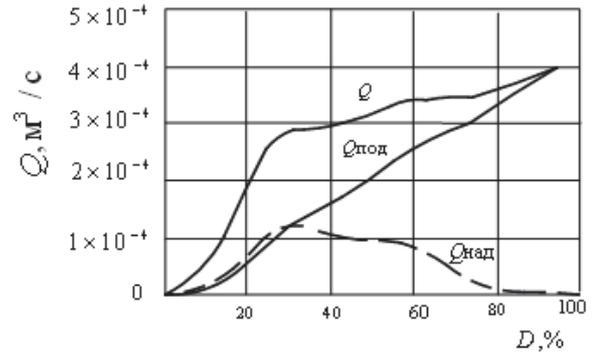
Скорость жидкости под клином задвижки:

$$V_{\text{под}} = \frac{Q_{\text{под}}}{S_{\text{под}}}.$$

Скорость жидкости в трубопроводе:

$$V_{\text{труб}} = \frac{Q}{S1}.$$

Как видно из рис. 3, в заслонке жидкость протекает по двум каналам – под клином задвижки и над клином задвижки.



**Рис. 6.** Расход жидкости в системе в зависимости от степени открытия задвижки.  $Q_{\text{под}}$  – расход под клином задвижки,  $Q_{\text{над}}$  – расход над клином задвижки,  $Q=f(D)$  – расход жидкости в системе по источнику [2]

#### Расчет потерь давления под клином задвижки

Коэффициенты местных гидравлических потерь под клином задвижки при резком сужении и резком расширении канала вычисляется по формуле:

$$\epsilon_{\text{с под}} = 0,5 \left( 1 - \frac{S_{\text{под}}}{S1} \right), \epsilon_{\text{р под}} = \left( \frac{S1}{S_{\text{под}}} - 1 \right)^2.$$

Суммарный коэффициент местных гидравлических под клином задвижки:

$$\epsilon_{\Sigma} = \epsilon_{\text{с под}} \left( \frac{S1}{S_{\text{под}}} \right)^2 + \epsilon_{\text{р под}}.$$

Зависимость коэффициента местных гидравлических потерь от открытия задвижки имеет максимальные значения при полном закрытии задвижки.

Силы сопротивления течению жидкости под клином задвижки:

$$F_{\text{с под}} = \epsilon_{\text{с под}} \frac{\rho}{2} S_{\text{под}} V_{\text{под}}^2; F_{\text{р под}} = \epsilon_{\text{р под}} \frac{\rho}{2} S1 V_{\text{труб}}^2.$$

Потери давления жидкости под клином задвижки в зоне сужения и зоне резкого расширения:

$$P_{\text{с под}} = \frac{F_{\text{с под}}}{S_{\text{с под}}}; P_{\text{р под}} = \frac{F_{\text{р под}}}{S1}.$$

Потери давления под клином задвижки:

$$P_{\text{под}} = P_{\text{р под}} + P_{\text{с под}}.$$

Из правила неразрывности потока жидкости считается, что потери давления под клином и над клином задвижки равны. Следовательно, расход жидкости над клином задвижки будет:

$$Q_{\text{НАД}} = S_C \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{ПОД}}}.$$

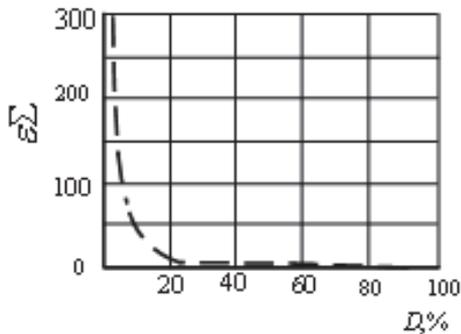


Рис. 7. Коэффициент местных гидравлических потерь задвижки в зависимости от открытия

Зависимость коэффициента местных гидравлических потерь от открытия задвижки имеет максимальные значения при полном закрытии задвижки, рис. 7.

#### Расчет потерь давления над клином задвижки

Коэффициенты местных гидравлических потерь:

$$\varepsilon_{C1} = 0,5 \left( 1 - \frac{S_{C1}}{S_{P1}} \right) \varepsilon_{P1} = \left( \frac{S_{P1}}{S_C} - 1 \right)^2;$$

$$\varepsilon_{C2} = 0,5 \left( 1 - \frac{S_{C1}}{S_{P1}} \right) \varepsilon_{P2} = \left( \frac{S_{\text{НАД}}}{S_C} - 1 \right)^2;$$

$$V_{C1} = \sqrt{2 \frac{P_{\text{ПОД}}}{\rho \left( \varepsilon_{C1} + \varepsilon_{P1} \left( \frac{S_{C1}}{S_{P1}} \right)^2 + \varepsilon_{C2} + \varepsilon_{P2} \left( \frac{S_{C1}}{S_{\text{НАД}}} \right)^2 \right)}}.$$

Сила сопротивления течению жидкости в зоне С1 (резкое сужение):

$$F_{C1} = \varepsilon_{C1} \left( \frac{\rho S_{C1} V_{C1}^2}{2} \right).$$

Потери давления в зоне резкого сужения С1:

$$P_{C1} = \frac{F_{C1}}{S_{C1}}.$$

Потери мощности в зоне С1:

$$N_{C1} = F_{C1} V_{C1}.$$

Аналогичным образом рассчитываются скорости, потери давления и мощности в зонах Р1, С2, Р2.

Скорости жидкости в задвижке в зависимости от степени открытия имеют явно нелинейный характер, рис. 8.

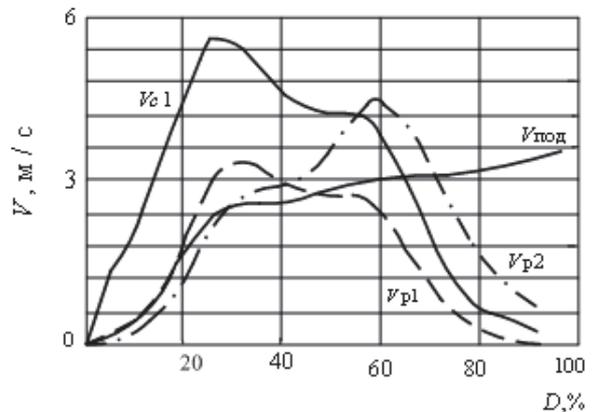


Рис. 8. Скорости движения жидкости в задвижке:  $V_{\text{ПОД}}$  – скорость под клином задвижки;  $V_{C1}$  – скорость в зоне сужения С1;  $V_{P1}$  – скорость жидкости в зоне резкого расширения Р1;  $V_{P2}$  – скорость жидкости в зоне резкого расширения Р2

Потери давления над клином задвижки рассчитываются как сумма потерь давления в зонах С1, Р1, С2, Р2. Эти потери равны потерям давления под клином задвижки  $P_{\text{ПОД}}$ :

$$P_{\text{НАД}} = P_{\text{ПОД}} = P_{C1} + P_{C2} + P_{P2} + P_{P1}.$$

Потери давления и мощности в остальной части состоят из потерь на трение, на повороты, на вход и выход жидкости из трубопровода.

Коэффициент сопротивления системы на трение:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}},$$

где  $\text{Re} = \frac{Qd\rho}{60S1\mu}$  – коэффициент Рейнольдса.

$$F_{\text{ТР}} = \lambda L \frac{S1\rho V_{\text{Т}}^2}{2d1}, P_{\text{ТР}} = \frac{F_{\text{ТР}}}{S1};$$

$$F_{\text{ПОВ}} = 2\varepsilon_{\text{ПОВ}} \frac{S1\rho V_{\text{Т}}^2}{2}; P_{\text{ТР}} = \frac{F_{\text{ТР}}}{S1}; \varepsilon_{\text{ПОВ}} = 0,2;$$

$$F_{\text{ВХ}} = \frac{S1\rho V_{\text{Т}}^2}{2}; P_{\text{ВХ}} = \frac{F_{\text{ТР}}}{S1};$$

$$F_{\text{ВЫХ}} = \left( 1 - \frac{1}{3} \right) \frac{S13\rho V_{\text{Т}}^2}{2}; P_{\text{ВЫХ}} = \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{S1}.$$

Потери давления в трубопроводе без потерь в задвижке будут складываться из потерь давления на трение, на повороты трубопровода, на потери входа-выхода:

$$P_{\text{ТРУБ}} = P_{\text{ТР}} + P_{\text{ВЫХ}} + P_{\text{ПОВ}} + P_{\text{ВХ}}.$$

Суммарные потери давления всего трубопровода (рис. 9):

$$P_{\text{ПОТ}} = P_{\text{ТРУБ}} + P_{\text{ПОД}}.$$

В зависимости от степени открытия задвижки потери давления в ней существенно уменьшаются и они практически не влияют на суммарные потери давления системы.

Общие потери мощности системы в ваттах:

$$N_{\text{ПОД}} = Q_{\text{ПОД}} \cdot P_{\text{ПОД}};$$

$$N_{\text{НАД}} = N_{C1} + N_{P1} + N_{C2} + N_{P2};$$

$$N_{\text{ТР}} = P_{\text{ТР}} \frac{Q}{60}; N_{\text{ПОВ}} = P_{\text{ПОВ}} \frac{Q}{60};$$

$$N_{\text{ВХ}} = P_{\text{ВХ}} \frac{Q}{60}; N_{\text{ВЫХ}} = P_{\text{ВЫХ}} \frac{Q}{60};$$

$$N_{\text{ЗАД}} = N_{\text{ПОД}} + N_{\text{НАД}}.$$

За счет высоких скоростей жидкости над клином задвижки потери мощности в этой зоне выше, чем в зоне под клином. Потери давления над и под клином одинаковые, но потери мощности существенно отличаются, и это надо учитывать (рис. 10, 11):

$$N = N_{\text{ПОД}} + N_{\text{НАД}} + N_{\text{ТР}} + N_{\text{ПОВ}} + N_{\text{ВХ}} + N_{\text{ВЫХ}}.$$

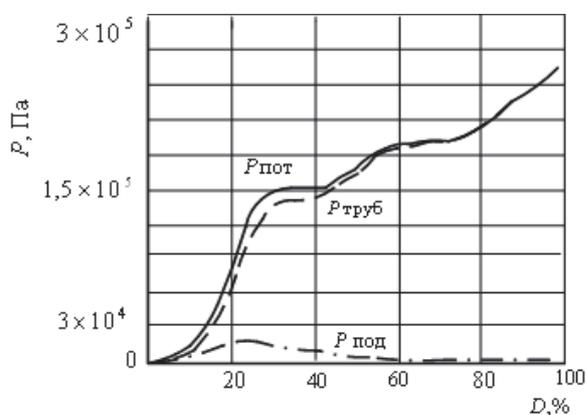


Рис. 9. Потери давления в системе:  $P_{\text{под}}$  – под задвижкой;  $P_{\text{тр}} - P_{\text{пов}}$  – потери в системе на трение, повороты, потери на входе и выходе;  $P_{\text{пот}}$  – общие потери давления в системе

**Выводы**

1. Разработана методика расчета потерь давления и потерь мощности в элементе трубопровода (в задвижке) с учетом течения жидкости под клином и над клином задвижки.
2. Максимальные потери давления и мощности на задвижке соответствуют 23 % открытия клина задвижки и определяются как 7...8 % (при данном соотношении длины трубы и количества задвижек) от потерь мощности и давления при 100 % открытия задвижки.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – Харьков: ХГУ, 1970. – 396 с.
2. Пожитков А.П., Шлык Ю.К. Анализ влияния параметров системы «трубопровод–перекачивающая станция» на режим гидродинамического движения среды в трубопроводе (экспериментальные исследования) // Вестник Кибернетики. – 2006. – № 5. – С. 47–53.
3. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические характеристики регулирующей заслонки САР давления // itech – журнал

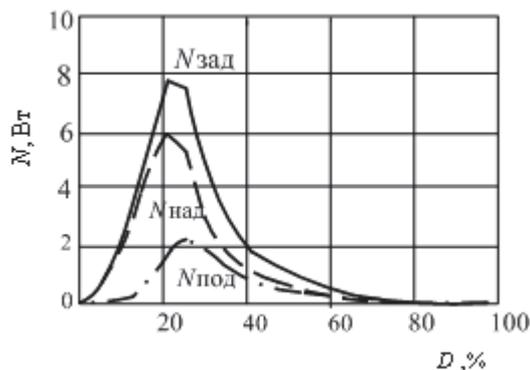


Рис. 10. Потери мощности в задвижке:  $N_{\text{под}}$  – под клином задвижки;  $N_{\text{над}}$  – над клином задвижки;  $N_{\text{зад}}$  – общие потери задвижки

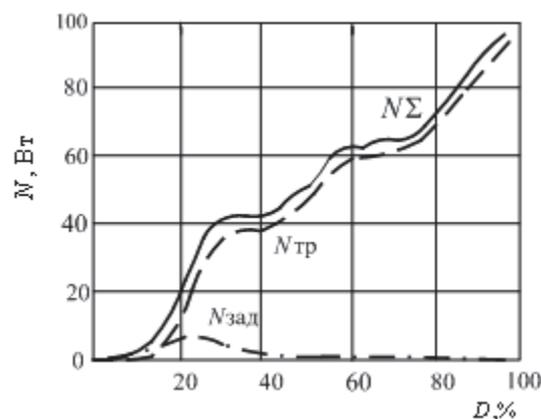


Рис. 11. Потери мощности в трубопроводе в зависимости от открытия задвижки:  $N_{\text{зад}}$  – потери на задвижке;  $N_{\text{тр}}$  – потери на трение в трубе;  $N_{\Sigma}$  – потери суммарные в трубопроводе

3. При определении потерь мощности необходимо учитывать потери в зоне над клином задвижки, так как за счет высоких скоростей жидкости потери мощности в этой зоне выше, чем в зоне под клином.
4. Методика позволяет определить потери энергии на перекачку жидкости разной плотности и вязкости при разном соотношении длины трубопровода и количества элементов арматуры.
5. Данная методика позволяет создать математический алгоритм управления задвижкой с учетом потерь мощности и этим минимизировать потери мощности.

- интеллектуальных технологий. – 2009. – № 12. – С. 38–42.
4. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические переходные процессы в системе «электропривод–регулирующая заслонка нефтепровода» // itech – журнал интеллектуальных технологий. – 2009. – № 13. – С. 50–55.

Поступила 16.01.2013 г.