

Влияние противодавления на коэффициент расхода дросселирующего элемента

© О.Ф. Никитин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Влияние противодавления (давления на выходе) на коэффициент расхода (проводимость) отдельного дросселирующего элемента существенно. Установлено, что значение коэффициента расхода зависит от геометрии дросселирующего элемента, однако в литературе не объяснена эта особенность. Показано, что значение коэффициента расхода при наличии противодавления следует находить на основе экспериментальных расходных характеристик при различных значениях давления подпора на дросселирующем элементе. Построением расходных характеристик в логарифмических координатах определено среднее значение коэффициента расхода в диапазоне изменения расхода (перепада давления) при оговоренных пределах изменения подпора дросселирующего элемента.

Ключевые слова: коэффициент расхода, проводимость, расход, перепад давления, дросселирующий элемент, противодавление, расходная характеристика, гидравлическое устройство.

Аналитический расчет значения расхода или перепада давления на местном гидравлическом сопротивлении выполняют по общепринятым формулам, полагая, что коэффициент расхода (проводимость) не зависит от противодавления (давления на выходе из гидравлического сопротивления). Практические результаты часто не соответствуют расчетным. Цель настоящей статьи — определение зависимости коэффициента расхода гидравлического сопротивления от противодавления и числа Рейнольдса Re . Проведенные ранее исследования установили наличие влияния противодавления на коэффициент расхода без конкретного анализа и рекомендаций. При этом следует отметить, что в подавляющем большинстве случаев расходная характеристика гидравлического устройства находится в переходном режиме течения рабочей жидкости ($100 \leq Re \leq 15\,000$). На основании результатов экспериментальных исследований изменения коэффициента расхода дросселирующего элемента рекомендуется определять закономерности зависимости коэффициента расхода по данным обработки практических расходных характеристик, учитывающих геометрию и особенности дросселирующего элемента. При практической проверке параметров отдельных точек рабочей характеристики необходимо указывать значение давления подпора и поддерживать его в дросселирующем элементе.

При аналитическом определении расхода Q (или перепада давления Δp) по формуле

$$Q = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ или } Q = \sigma_{\text{др}} \sqrt{\Delta p}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент расхода, $\mu = 0,61 \dots 0,63$; $S_{\text{др}}$ — площадь проходного сечения дросселирующего элемента; ρ — плотность рабочей жидкости; $\sigma_{\text{др}}$ — проводимость, $\sigma_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{2/\rho}$.

Режим течения рабочей жидкости определяют по числу Re:

$$\text{Re} = \frac{4Qd_{\text{др.отв}}}{\pi d_{\text{др.отв}}^2 v},$$

где $d_{\text{др.отв}}$ — диаметр дросселирующего отверстия; v — кинематическая вязкость. При изменении расхода (1) гидравлического устройства от нуля до установленного значения можно наблюдать все режимы течения: ламинарный, переходный и турбулентный. В этом случае коэффициент расхода μ во всем диапазоне значений числа Re должен быть переменным. Однако для переходного и турбулентного режимов коэффициент расхода принимают постоянным [1, 2]. Эти результаты получены по экспериментальным проливкам дросселирующих элементов с истечением свободной струи в атмосферу.

Проведенные Ю.И. Чупраковым исследования показали зависимость коэффициента расхода μ от числа Re для цилиндрического насадка при различных давлениях на выходе [1]. Ранее исследователи отмечали влияние противодавления (давление на выходе) на коэффициент расхода местных сопротивлений [3, 4].

Для выяснения причин и характера зависимости коэффициента расхода дросселирующего отверстия, использованного в качестве дросселирующего элемента, от противодавления автором статьи были проведены экспериментальные испытания имеющегося гидравлического устройства. В процессе испытания получены расходные (проливочные) характеристики $Q = f(\Delta p)$ при различных постоянных значениях противодавления $p_{\text{вых}}$ (давления на выходе из дросселирующего элемента). Параметры дросселирующего элемента: отверстие в тонкой стенке диаметром 2,4 мм с острой кромкой.

На рис. 1 в логарифмических координатах приведены экспериментальные зависимости расхода от перепада давления при $p_{\text{вых}} = 0,1; 0,5; 1,0$ МПа. На этом рисунке представлено сложное поведение кривых, что объясняется непостоянством коэффициента расхода μ дросселирующего элемента при изменении числа Re. Попытки аналитически опи-

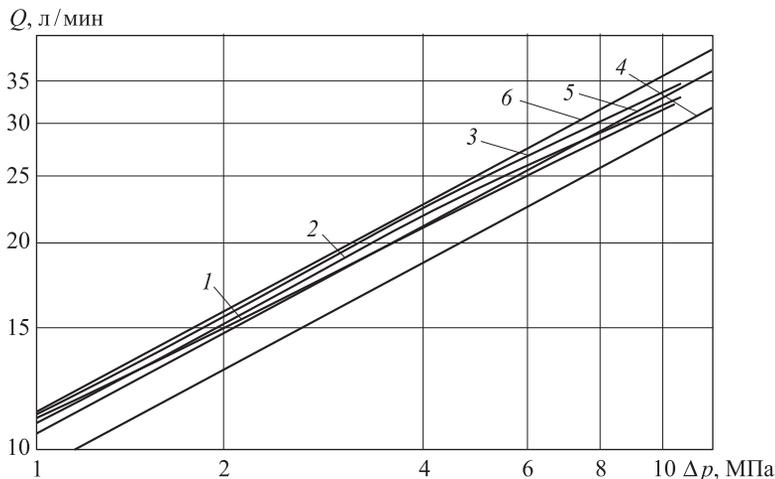


Рис. 1. Экспериментальные зависимости расхода от перепада давления дросселирующего элемента при $p_{\text{вых}} = 0,1$ (1), $0,5$ (2) и $1,0$ (3) МПа и расчетные характеристики при $\mu = 0,61$ (4), $0,70$ (5) и $0,75$ (6)

сать поведение зависимости $Q = f(\Delta p)$, даже на некоторых участках, по результатам проливки в виде полной квадратичной функции не увенчались успехом, подтвердив переменность коэффициента расхода $\mu = \text{var}$.

Для анализа поведения полученных расходных характеристик построены три расходные характеристики (кривые 4—6, см. рис. 1), рассчитанные при постоянных коэффициентах расхода $\mu = 0,61; 0,70; 0,75$ по формуле

$$Q_{\mu i} = \mu_i A \sqrt{\Delta p},$$

где $A = S_{\text{др}} \sqrt{2\Delta p / \rho}$. Одновременно были определены в диапазоне значений расхода $10 \dots 30$ л/мин значения числа $Re = 4\,000 \dots 12\,000$, что подтвердило переходный режим течения жидкости в дросселирующем элементе. При расходе $Q > 30$ л/мин ($Re > 12\,000$) наблюдается турбулентный режим течения жидкости.

Полученные экспериментальные зависимости оказались расположенными в зоне, ограниченной прямыми 5 и 6 (см. рис. 1). Анализ поведения расходных экспериментальных зависимостей показал, что:

- с каждым увеличением противодействия $p_{\text{вых}} = p_i$ (давления на выходе дросселирующего элемента, давления подпора) расходная характеристика перемещается к расчетной характеристике с большим коэффициентом расхода (при перепаде на дросселе 10 МПа наблюдается увеличение расхода с 30 до 32 л/мин (рис. 2) при противодавлениях $0,1; 0,5; 1,0$ МПа);

- переменная кривизна экспериментально полученных зависимостей подтверждает предположение, что коэффициент расхода — величина переменная $\mu = \text{var}$.

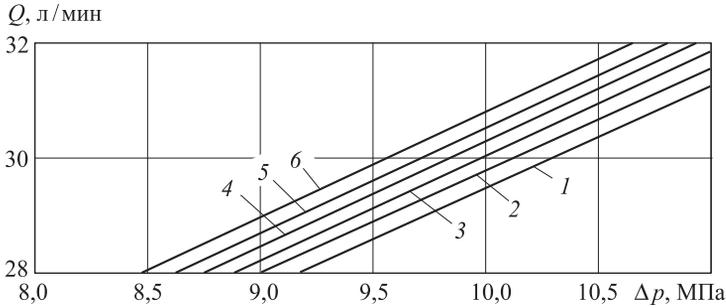


Рис. 2. Зависимость расхода от перепада давления дросселирующего элемента имеющегося гидравлического устройства при значениях давления подпора 0 (1), 0,2 (2), 0,4 (3), 0,6 (4), 0,8 (5) и 1,0 (6) МПа

В местном дросселирующем элементе вследствие наличия острой кромки частицы жидкости не обтекают внутренние поверхности канала, а срываются с них, образуя струю, которая сужается до размера самого малого сечения (рис. 3). Канал кольцевого сечения, ограниченного поверхностями канала и струи, заполнен малоподвижной завихренной жидкостью. Трение частиц жидкости на поверхности струи в канале дросселя сведено к минимуму. На выходе из канала на расстоянии, меньшем диаметра дросселирующего отверстия, наблюдаются срывы частиц с наружной поверхности струи и вихреобразования. В суженном сечении 2—2 на выходе из отверстия с острой кромкой происходит формирование эпюры скоростей u (см. рис. 3). При дальнейшем движении потока происходит процесс расширения струи с уменьшением скорости и увеличением давления внутри сечения. На внешней поверхности расширяющейся струи частицы испытывают с одной стороны, воздействие давления завихренной жидкости, а с другой, — нарастающее давление от расширения. На некотором удалении внешние слои жидкости на поверхности струи, преодолевая давление завихренной области, отрываются от поверхности струи и уносят энергию. На участке между сечениями 2—2 и 3—3 потери напора приблизительно пропорциональны квадрату скорости (и расходу). В кольцевом пространстве между ограничивающими стенками канала и границами поток рабочей жидкости находится в сложном циркуляционном движении с обменом масс и энергий. На поддержание этого процесса циркуляции расходуется энергия потока рабочей жидкости. Давление в этом пространстве может достигать значения, при котором происходит вы-

деление воздуха из рабочей жидкости: $p_2 < 0$. При создании давления подпора $p_3 = p_i$ давление p_2 действует на вихревую область, сжимает ее, уменьшая длину ($L_{pi} < L_{p0}$). Под действием увеличивающегося давления p_2 формируется и несколько укрепляется поверхность выходящей из отверстия струи, т. е. перенос сечения 2—2 по ходу струи. Это уменьшает срыв частиц с поверхности струи, а также потери энергии потока рабочей жидкости и в конечном счете увеличивает протяженность участка струи с ламинарным течением и коэффициент расхода.

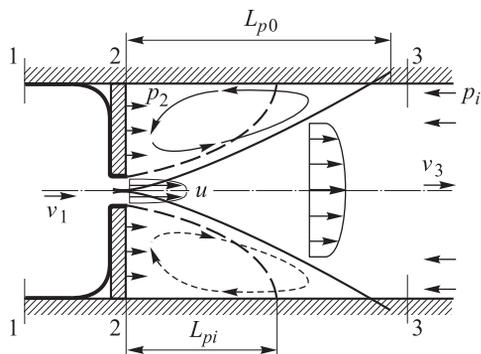


Рис. 3. Схема течения струй жидкости на выходе из дросселирующего элемента с острой кромкой

На рис. 4 приведены зависимости коэффициента расхода μ от числа Re испытанного дросселирующего элемента при действии противодействия 0,1; 0,5; 1,0 МПа. Для сравнения на этом же рисунке даны зависимости коэффициента расхода μ от числа Re для цилиндрического насадка, полученные Чупраковым при различных значениях противодействия $p_{прот} = 0,1; 0,5; 1,5$ МПа, и для дросселирующего отверстия при $p_{прот} = 0$ (свободная струя) [5]. Можно отметить идентичность поведения зависимости $\mu = f(Re)$ при наличии противодействия.

Согласно изложенному выше, можно сделать следующие выводы:

- противодействие увеличивает область ламинарного режима течения жидкости ($800 < Re < 4\ 000$) и максимальное значение коэффициента расхода;
- для дросселирующих элементов, работающих в переходном режиме течения рабочей жидкости ($4\ 000 < Re < 15\ 000$), коэффициент расхода — величина переменная $\mu = f(Re, p_{прот})$, следовательно, значение коэффициента и поведение зависимости $\mu = f(Re)$ необходимо определять по результатам обработки практических расходных характеристик;
- значение коэффициента расхода при турбулентном режиме течения жидкости ($Re > 15\ 000$) достигает 0,71...0,72, противодействие не влияет на коэффициент расхода;
- метод построения в логарифмических координатах и сравнения практических проливочных расходных характеристик и характеристик, полученных расчетом при постоянных значениях коэффициента расхода, позволяет находить среднее значение коэффициента расхода в заданном диапазоне изменения расхода (перепада давления) имеющегося дросселирующего элемента для проведения расчетно-аналитических расчетов гидропривода, в состав которого входят такие элементы;

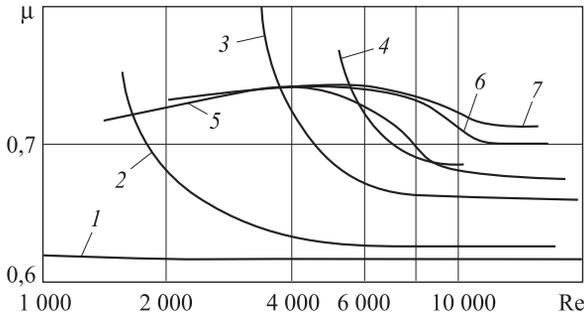


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода μ от числа Re для отверстия с острой кромкой (1), цилиндрического насадка при $p_{\text{прот}} = 0,1$ (2), $0,5$ (3), $1,5$ (4), для исследуемого дросселя при $p_{\text{прот}} = 0,1$ (5), $0,5$ (6) и $1,0$ (7)

- при проверке отдельных рабочих точек рабочей характеристики необходимо указывать значение давления подпора и поддерживать его;
- анализ поведения зависимости $\mu = f(Re, p_{\text{прот}})$ от противодавления позволяет предположить, что градиент изменения коэффициента расхода в диапазоне значений $100 < Re < 15\,000$ от давления подпора зависит от модуля упругости (сжимаемости) рабочей жидкости при давлении, соответствующем давлению подпора; правомерность такого предположения может быть подтверждена дальнейшими исследованиями.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Чупраков Ю.И. *Гидропривод и средства гидроавтоматики*. Москва, Машиностроение, 1979, 232.
- [2] Некрасов Б.Б. *Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах*. Москва, Машиностроение, 1967, 368 с.
- [3] Хохлов В.А. *Гидравлические усилители мощности*. Москва, Изд-во Акад. наук СССР, 1961, 103 с.
- [4] *Гидравлические и пневматические силовые системы управления*. Дж. Блэкборн, Г. Ритхоф, Дж. Л. Шефер., ред. Москва, Изд-во иностранной литературы, 1962, 614 с.
- [5] Сиов Б.Н. *Истечение жидкости через насадки*. Москва, Машиностроение, 1968, 140 с.

Статья поступила в редакцию 08.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Никитин О.Ф. Влияние противодавления на коэффициент расхода дросселирующего элемента. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/691.html>

Никитин Олег Филиппович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». Автор нескольких учебных пособий в области проектирования, производства и эксплуатации гидроприводов. e-mail: e10bmstu@rambler.ru