

А. Е. Зарянкин, д.т.н., проф., В. А. Зарянкин, к.т.н., н.с., С. А. Истомин, инж.,
Е. К. Сидорова, инж.

ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Введение

Проблема создания дроссельно-регулирующей арматуры, удовлетворяющей всем эксплуатационным требованиям, является весьма сложной и в полной степени не решена до настоящего времени. При всех очевидных успехах современной вычислительной техники только на основе математического моделирования она не может быть решена. Здесь необходимо разумное сочетание расчетных методов с физическим экспериментом на соответствующих моделях.

Конечным результатом модельных исследований любой арматуры паровых турбин должны быть их расходные, силовые и вибрационные характеристики. Остановимся только на определении расходных характеристик. В общем случае массовый расход через клапан m определяется следующей функциональной зависимостью

$$m = f(P_0, T_0, P_2, h, D_2, \nu, k, R), \quad (1)$$

где P_0 и T_0 — давление полного торможения и температура пара в клапанной коробке, P_2 — давление пара за клапаном, h — высота подъема клапана, D_2 — диаметр узкого сечения седла, ν — коэффициент кинематической вязкости, k — коэффициент изоэнтропы и R — газовая постоянная.

В соотношении (1) из восьми аргументов четыре величины (P_0 , T_0 , R , D_2) имеют независимую размерность. Тогда, в соответствии с П-теоремой [1] зависимость (1) может быть представлена в следующем безразмерном виде:

$$\bar{m} = \frac{m \sqrt{RT_0}}{D_2^2 \cdot P_0} = f\left(\frac{P_2}{P_0}, \frac{h}{D_2}, \frac{\nu}{\sqrt{RT_0} \cdot D_2}, k\right). \quad (2)$$

Здесь безразмерный расход \bar{m} с точностью до постоянной A равен относительному расходу (для пара $A=0,0311$),

$$q = \frac{m}{m_*} = \frac{m \sqrt{RT_0}}{AP_0 \cdot D_2^2} \quad (3)$$

представляющему собой отношение действительного расхода через клапан к критическому расходу через узкое сечение седла.

$$\varepsilon_2 = \frac{P_2}{P_0} \quad \text{— определяет относительный перепад давления на клапан,}$$

$$\bar{h} = \frac{h}{D_2} \quad \text{— относительный подъем клапана,}$$

$Re = \frac{\sqrt{RT_0} \cdot D_2}{\nu}$ — число Рейнольдса, где за характерную скорость принята, с точностью до постоянной, критическая скорость c_* , и k — показатель изоэнтропы.

Как показано в [2], влияние величины k на относительный расход q находится в пределах точности эксперимента при ее изменении от 1,3 (перегретый пар) до 1,4 (воздух). Кроме того, при исследовании регулирующих клапанов на воздушных стендах с открытым сбросом воздуха в атмосферу число Рейнольдса превышает нижнюю границу автомодельности и так же может не приниматься во внимание. Таким образом, расходная характеристика клапанов представляет собой зависимость относительного расхода q от перепада давлений на клапане ε_2 и его относительного подъема \bar{h}

$$q = f(\varepsilon_2, \bar{h}). \quad (4)$$

Рис. 1. Неразгруженный тарельчатый регулирующий клапан ЛМЗ

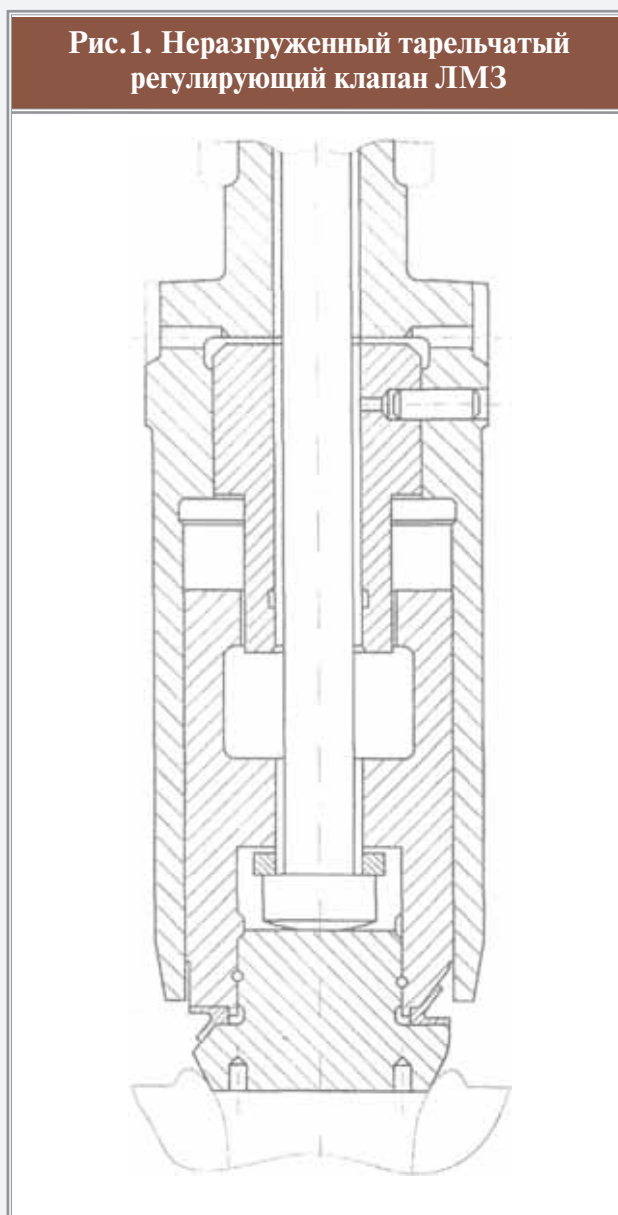


Рис. 2. Расходная характеристика тарельчатого клапана

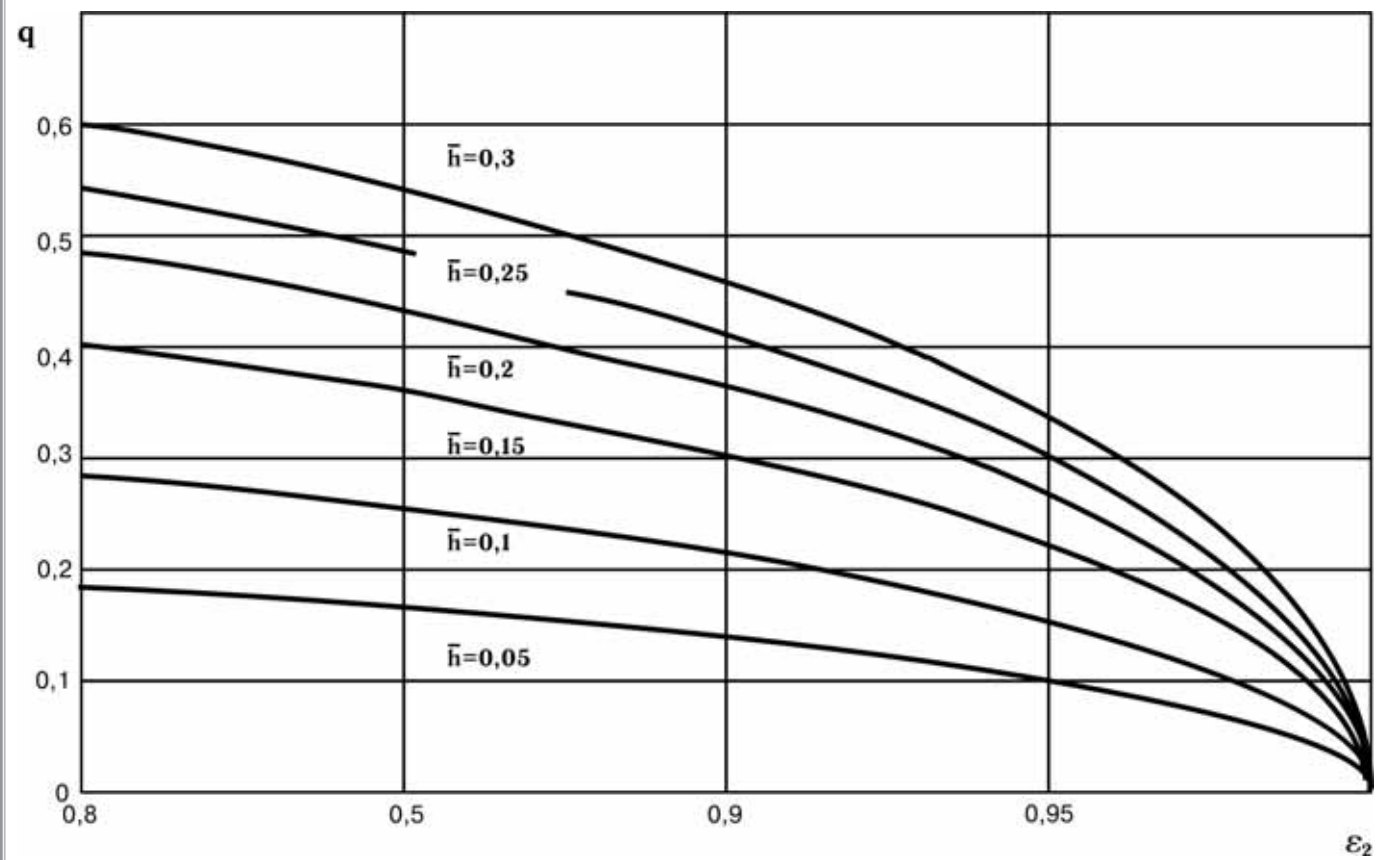


Рис. 3. Универсальная расходная характеристика

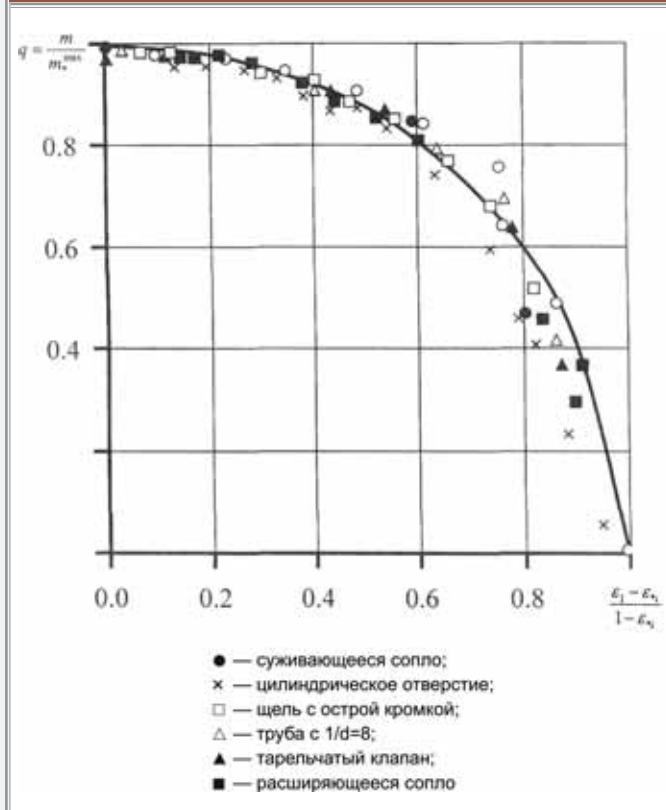


Рис. 4. Незгруженный профилированный регулирующий клапан

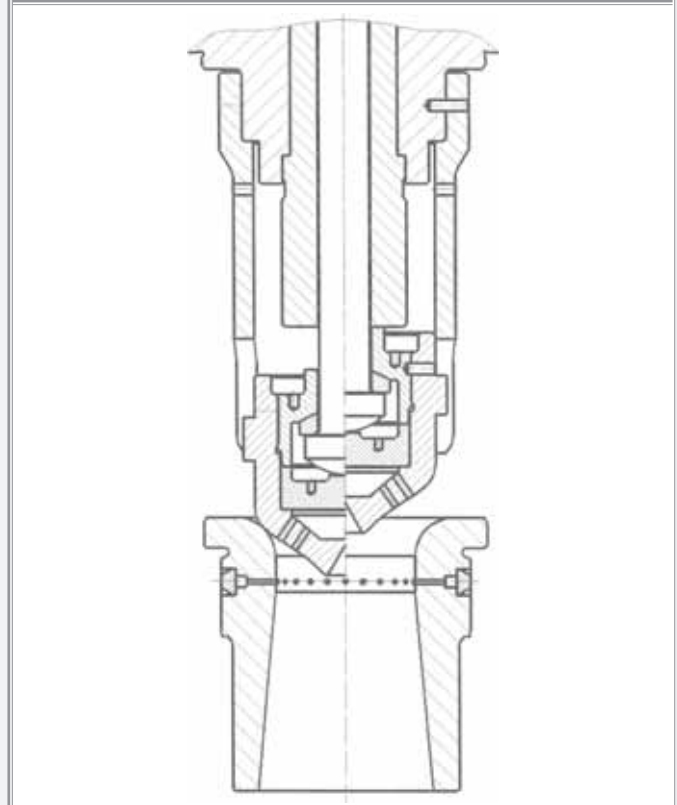
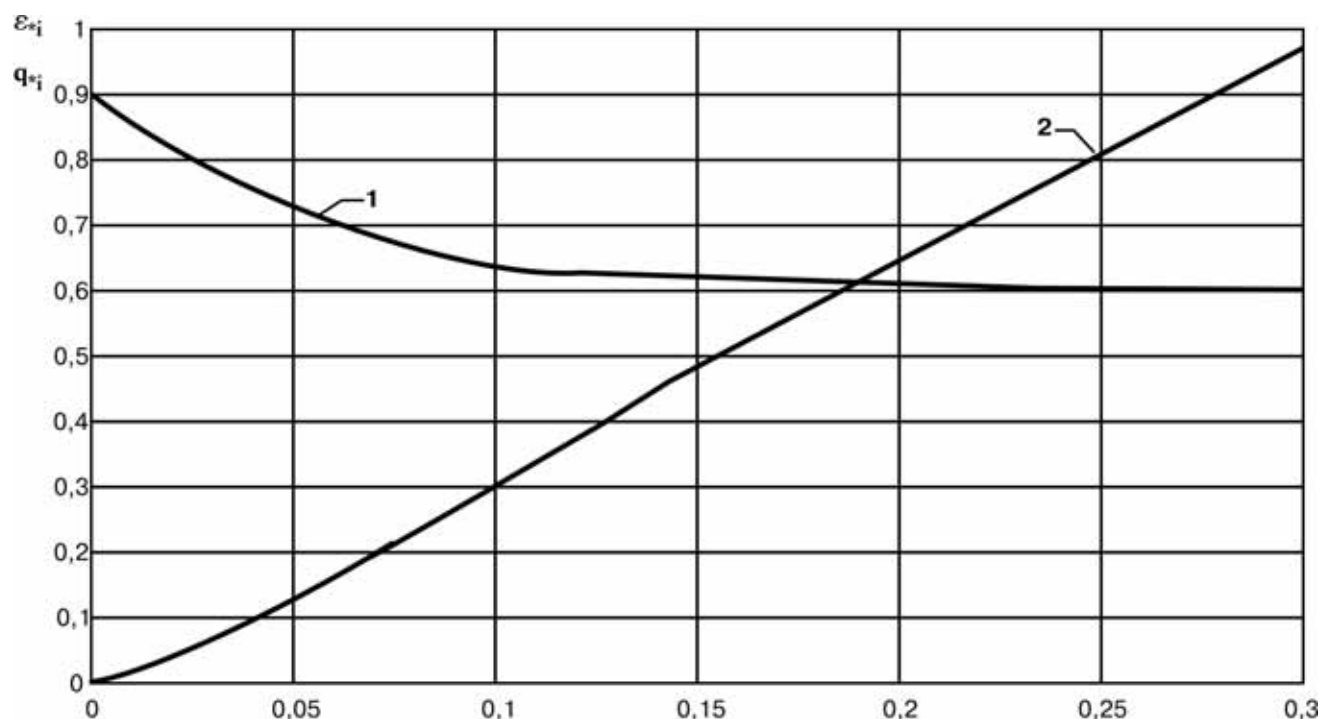


Рис. 5. Зависимость критического отношения давлений (кривая 1) и относительного критического расхода (кривая 2) от подъема профилированного клапана с диффузорным седлом



При соблюдении геометрического подобия функциональная зависимость (4) является универсальной как для модельных, так и для натуральных регулирующих клапанов. Эта зависимость применительно к простейшему тарельчатому клапану (рис. 1) изображена на рис. 2, где в качестве параметра использована величина безразмерного подъема клапана \bar{h} .

Если при каждом значении \bar{h} действительный массовый расход m соотносить не к критическому расходу через узкое сечение седла, а к действительному критическому расходу, имеющему место при каждом фиксированном положении клапана, то все кривые, приведенные на рис. 2, образуют единую зависимость, описываемую уравнением эллипса:

$$q_s = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_s - \varepsilon_{*s})^2}{(1 - \varepsilon_{*s})^2}}, \quad (5)$$

где ε_{*h} — величина относительного давления за клапаном, при котором достигается критический расход среды m_{*h} для конкретного значения относительного подъема \bar{h} .

Результаты такого представления опытных данных по самым различным объектам приведены на рис. 3. Хорошо видно, что зависимость (1) является универсальной, и для построения указанной кривой конкретного клапана, необходимо знать значение критического перепада давления $\varepsilon_{*i} = f(\bar{h})$ и значение критического расхода m_{*h} при фиксированном подъеме клапана.

Используя формулу (5), функциональную зависимость (4) можно представить в следующем явном виде:

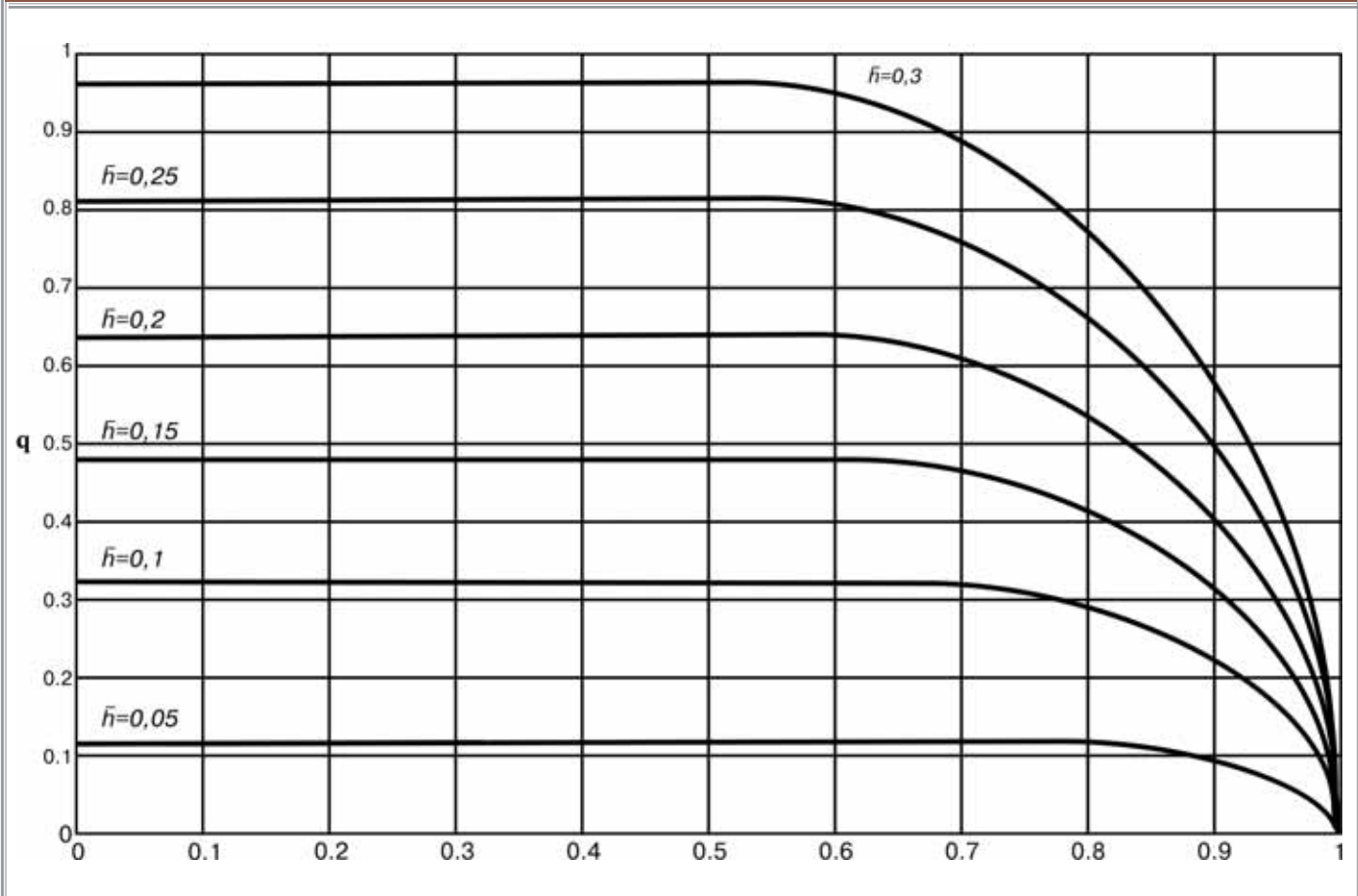
$$q = q_{*i} \cdot \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon_s - \varepsilon_{*s})^2}{(1 - \varepsilon_{*s})^2}}, \quad (6)$$

где q , как и ранее, представляет собой отношение действительного расхода среды через клапан m к теоретическому критическому расходу через узкое сечение седла m_{*i} ,

$$q = \frac{m}{m_{*i}},$$

а $q_{*i} = \frac{m_{*i}}{m_{*i}}$ — отношение действительного критического расхода через клапан при фиксированном его открытии \bar{h}_i к теоретическому критическому расходу через узкое сечение клапанного канала, $\varepsilon_{*i} = f(\bar{h})$ — критическое отношение давлений на клапане при фиксированном открытии, начиная с которого абсолютный расход через клапан меняется пропорционально начальному давлению и не зависит от давления за клапаном. Для профилированного клапана (рис. 4) эта величина зависит от степени расширения диффузорного седла и меняется в очень больших пределах от 0,9 до 0,6–0,7 в зависимости от степени открытия клапана, так как при малых его подъемах клапанный канал представляет собой осесимметричное кольцевое сопло Лавала с большой степенью расширения n . По мере подъема клапана величина n снижается, и соответственно снижается значение критического перепада давления ε_{*i} . С приближением к полному открытию величина ε_{*i} стремится к теоретическому значению ε_{*i} для хорошо профилированного суживающего сопла (для пара $\varepsilon_{*i} = 0,546$).

Рис. 6. Зависимость $q=f(\varepsilon_2, \bar{h})$ для профилированного регулирующего клапана



Для тарельчатого клапана (рис.1) характер изменения критического отношения давления ε_{*i} в зависимости от подъема клапана оказывается иным.

При малых открытиях $\varepsilon_{*i} \approx 0,2 \div 0,3$, и это значение мало меняется при увеличении подъема до $\bar{h} \approx 0,15 \div 0,18$. Затем происходит достаточно интенсивное возрастание ε_{*i} , до максимального значения $\varepsilon^{max*_{*i}}$, определяемого типом используемого седла.

Характер изменения зависимости $\varepsilon_{*i}=f(\bar{h})$ для профилированного клапана с конфузорным седлом и тарельчатого клапана с диффузорным седлом иллюстрируется кривыми на рис. 5.

При использовании уравнения (6) процесс экспериментального определения расходных характеристик любых клапанов существенно упрощается и сводится к

оценке для каждого подъема клапана h только двух величин ε_{*i} и q_{*i} .

Характер изменения указанных величин для профилированного клапана с диффузорным седлом, степень расширения которого равна $n=1,5$, приведен на рис. 5, а построенная на основании этих кривых полная расходная характеристика профилированного клапана (рис. 4) изображена на рис. 6.

Литература

1. Седов Л.И., Методы подобия и размерностей в механике. М.: Наука, 1964.
2. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия, 1970.

Задача науки — информационное обеспечение общества.
Бурицев