

УДК 004

UDC 004

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ  
ЭЖЕКТИРОВАНИЯ НА ВОДЕ И  
ГИДРОСМЕСИ**

**THEORETICAL CALCULATION OF  
EJECTION ON WATER AND SLURRY**

Ефимов Денис Сергеевич  
аспирант

Efimov Denis Sergeevich  
postgraduate student

Реунов Николай Владимирович  
аспирант

Reunov Nickolay Vladimirovich  
postgraduate student

Тарасьянц Сергей Андреевич  
д.т.н, профессор  
ФГБОУ ВПО «Новочеркасская Государственная  
мелиоративная академия», Россия

Tarasnyants Sergey Andreevich  
Dr.Sci.Tech., professor  
FSBEI HPI «Novochercassk State  
Land Reclamation Academy», Russia

В данной работе приведена зависимость для  
теоретического расчета напора эжектора на воде и  
даны рекомендации для расчета напора на  
гидросмеси

The dependency for the theoretical calculation of  
ejection pressure on water is shown in this article. The  
recommendations for the theoretical calculation of  
injection pressure on slurry are given

Ключевые слова: ЭЖЕКТОР, КОНТРОЛЬНОЕ  
СЕЧЕНИЕ, РАСЧЕТНАЯ СХЕМА,  
ГИДРОСМЕСЬ, ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА

Keywords: EJECTOR, CONTROL CROSS-  
SECTION, CALCULATION SCHEME, SLURRY,  
FLOW PARAMETERS

При построении расчетной схемы важен правильный выбор плоскости сравнения для отсчета напоров. к сожалению, данный факт недооценивается многими авторами /1,2/, что приводит к разноречивости теоретических решений.

В наших расчетах давление, определяющее энергию положения всасываемой эжектором жидкости, отсчитывается от нижнего уровня (рис. 1).

В качестве основных допущений принимаются обычные в гидравлике допущения о равномерности распределения скоростей и давлений в контрольных сечениях I и II.

Используя обозначения, указанные на расчетной схеме, согласно закона количества движения, получаем основное уравнение, связывающее параметры потока в контрольных сечениях:

$$\frac{Q_1^2}{w_1} + \frac{Q_0^2}{w_0} - \frac{(Q_1 + Q_0)^2}{w} = gw(H_2 + H_s + H_0 - H_s); \quad (1)$$

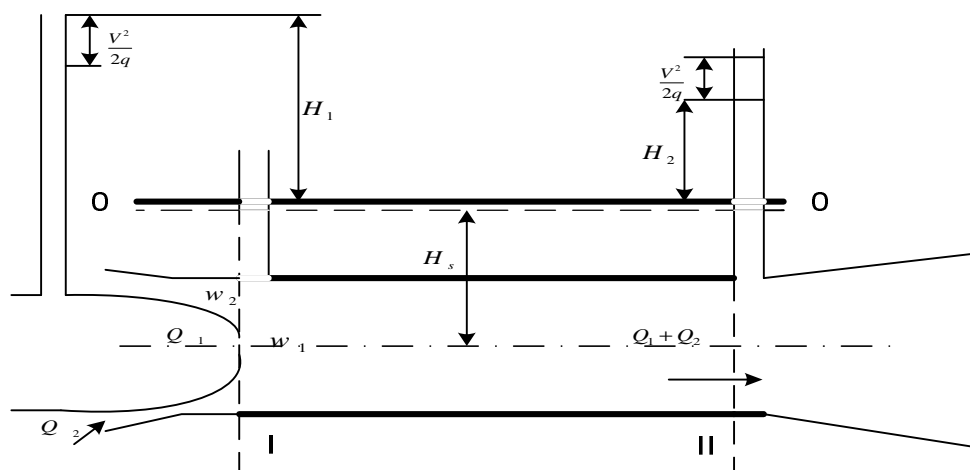


Рисунок 1 – Расчетная схема.

где  $Q_0$  - расход рабочей струи;

$Q_1$  - расход засасываемой жидкости;

$\omega_0$  – площадь сечения рабочей струи;

$\omega_1$ - площадь сечения засасываемой жидкости;

$\omega_{II}$  – площадь сечения камеры смешения;

$g$  – ускорения силы тяжести.

Из уравнения видно, что при одинаковых объемных весах жидкостей высота всасывания эжектора  $H_s$  исключается, как это обычно имеет место в расчетах гидравлических машин в пределах бескавитационных режимов.

Для связи параметров потока с внешними параметрами эжектора (расходами и напорами) на основании уравнения Бернулли получаем:

$$Q_0 = m_0 w_0 \sqrt{2g(H_1 + H_0)}; \quad (2,3)$$

$$Q_1 = m_1 w_1 \sqrt{2gH_0}$$

Входящие в формулы 2 и 3 коэффициенты расходов  $\mu_1$  и  $\mu_0$  отнесены к истинным перепадам давления  $H_0$  и  $H_1 + H_0$ , что позволяет пользоваться для определения их численных значений обычными справочниками гидравлики. Эта возможность не реализуется практически во многих методах расчета /3/.

Далее расчеты ведутся в относительных величинах. Относительный расход  $\alpha_0$  всеми исследователями подсчитывается как отношение всасываемого расхода  $Q_1$  к рабочему  $Q_0$

$$\alpha_0 = \frac{Q_1}{Q_0}$$

При подсчете отношения площадей сечения потоков в створе I наиболее целесообразно оперировать отношением площади смесительной камеры к площади насадка

$$m = \frac{w_y}{w_0} \quad (4)$$

В качестве относительного напора  $\bar{H}_r$ , как и большинство авторов, нами принято отношение полных удельных энергий рабочего потока  $H_{н.лр.}$  и суммарного потока в сечении II, равного  $H_{г.лр.} + \frac{V_2^2}{2g}$ .

Скоростной напор в конец смесительной камеры согласно ранее принятым допущениям определяется зависимостью:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(Q_1 + Q_0)^2}{2gw_2^2} \quad (5)$$

Потенциальная энергия в сечении II находится из основного уравнения:

$$H_{г.лр.} = \frac{Q_1^2}{w_1 w} + \frac{Q_0^2}{w_0 w} - \frac{(Q_1 + Q_0)^2}{w^2} - \frac{Q_0^2}{2m_0^2 w_0^2} + \frac{(Q_1 + Q_0)^2}{2w^2} (1 - \xi_r) \quad (6)$$

Здесь  $\xi_r$  учитывает потери трения по длине смесительной камеры. Энергия рабочей струи  $H_{н.лр.}$  определяется из совместного решения, вышеописанных уравнений (2) и (3):

$$H_{н.лр.} = \frac{Q_1^2}{2gm_1^2 w_1^2} - \frac{Q_0^2}{2gm_0^2 w_0^2} \quad (7)$$

Пренебрегая влиянием конструктивной площади торца сопла, получим:

$$\frac{w_0}{w} = 1$$

Объединив выше приведенные зависимости, окончательно получаем уравнение, определяющее характеристику эжектора в относительных величинах:

$$H_{\Gamma} = \frac{\frac{2}{m} + \frac{2g^2}{1-m} - \frac{q^2}{p_0^2(1-m)^2} - (1-a_0)^2(1+\sum x)}{\frac{1}{p_1^2 m^2} - \frac{a_0^2}{p_0^2(1-m)^2}} \quad (8)$$

Здесь  $\sum \xi$  учитывает не только потери трения в смесительной камере, но и все виды потерь в диффузоре. При этом коэффициенты потерь диффузора должны быть отнесены к скоростному напору в его начальном сечении, совпадающему с контрольным сечением II. Тогда данное уравнение распространится на сечение эжектора, расположенное за диффузором, т.е. оно явится характеристикой всего эжектора, включая диффузор.

Данным уравнением можно пользоваться для расчетов эжектора с его подводящими и отводящими трубопроводами. Для этого следует в коэффициент потерь  $\sum \xi$  включить также коэффициенты потерь во всем тракте потока за эжектором, отнеся их к скоростному напору в конце смесительной камеры, подсчитываемому по зависимости  $\frac{V^2}{2g} = \frac{(Q_1 + Q_0)^2}{2gw^2}$ .

Аналогично учитываются и потери в напорном и во всасывающем трубопроводах, учитывая известную связь  $m = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum x_0}}$ . При этом важно подчеркнуть, что здесь коэффициенты потерь должны быть отнесены к соответствующим скоростным напорам в сечении 1.

При определении потерь в эжекторе и оценке его энергетических качеств необходимо твердо установить, какие элементы относятся к эжектору, как струйному аппарату, а какие к его трубопроводам, потери в

которых, разумеется, не могут включаться в число потерь эжектора. При этом необходимо учитывать, что потери в трубопроводах могут рассчитываться по общим формулам гидравлики, а для определения потерь в эжекторе и подсчета его КПД приходится выполнять в ответственных случаях лабораторные испытания эжектора или его модели.

Для любого эжектора потери в трубопроводах будут различны для разных случаев его использования, а потери в собственно эжекторе данного типа одни и те же. По этому признаку и нужно определять состав потерь в эжекторе, к которым следует отнести все виды потерь в элементах эжектора, ограниченных фланцами, которыми эжектор присоединяется к трубопроводам.

Таким образом, к потерям в эжекторе относятся:

1) Потери на смешение потоков, которые отражаются уравнением (1). Это основной вид потерь в эжекторе, обусловленной принципом действия струйных аппаратов.

2) Потери в элементах эжектора, подводящих в зону смешения рабочую струю. Данные потери не могут ограничиваться только потерями в насадке, а должны включать все потери, которые имеют место, начиная от фланца, которым эжектор присоединяется к напорному трубопроводу. Например, на эжекторах кольцевого типа в эти потери должны включаться потери в затрубном пространстве.

Некоторые авторы предлагают потери в насадке отнести к внешним потерям, что нельзя признать правомерным.

3) Потери в элементах, образующих всасывающий патрубок эжектора. В эжекторных всасывающих наконечниках кольцевого типа эти потери минимальны. В эжекторах центрального типа в целях соосного подвода потоков в зону смешения (для уменьшения потерь смешения) всасывающий патрубок принимает довольно сложную конфигурацию, и

для определения потерь часто приходится прибегать к лабораторным испытаниям.

4) Потери трения в смесительной камере, выделение которых в экспериментах представляет весьма сложную задачу. Доля этих потерь в правильно сконструированных эжекторах незначительна.

5) Потери в диффузоре, как известно, имеют сложную природу. В эжекторах это усложняется еще и тем, что они зависят от степени выравнивания скоростей в конце смесительной камеры. При этом требуется достичь наименьших потерь во всем эжекторе, а не только в диффузоре.

Для иллюстраций соотношений разных видов потерь в эжекторе и формирования характеристики эжектора на рисунке 2 приведены зависимости КПД эжектора от относительного расхода при различных сочетаниях потерь в элементах эжектора (КПД подсчитаны по формуле, приведенной ниже).

Из рисунка 2 видно, что потери смешения имеют наибольшее значение при нулевом подсосываемом расходе, когда вся энергия рабочего потока расходуется на вихревые потери в зоне смешения. По мере увеличения подсосываемого расхода за счет уменьшения напора эжектирования потери смешения уменьшаются и достигают нулевого значения при  $a_{\max} \frac{1-m}{m}$ , когда сравниваются скорости обоих смешивающихся потоков.

Следовательно, нельзя определить оптимальное соотношение параметров эжектирования, рассматривая лишь одни потери смешения, как это делают некоторые исследователи.

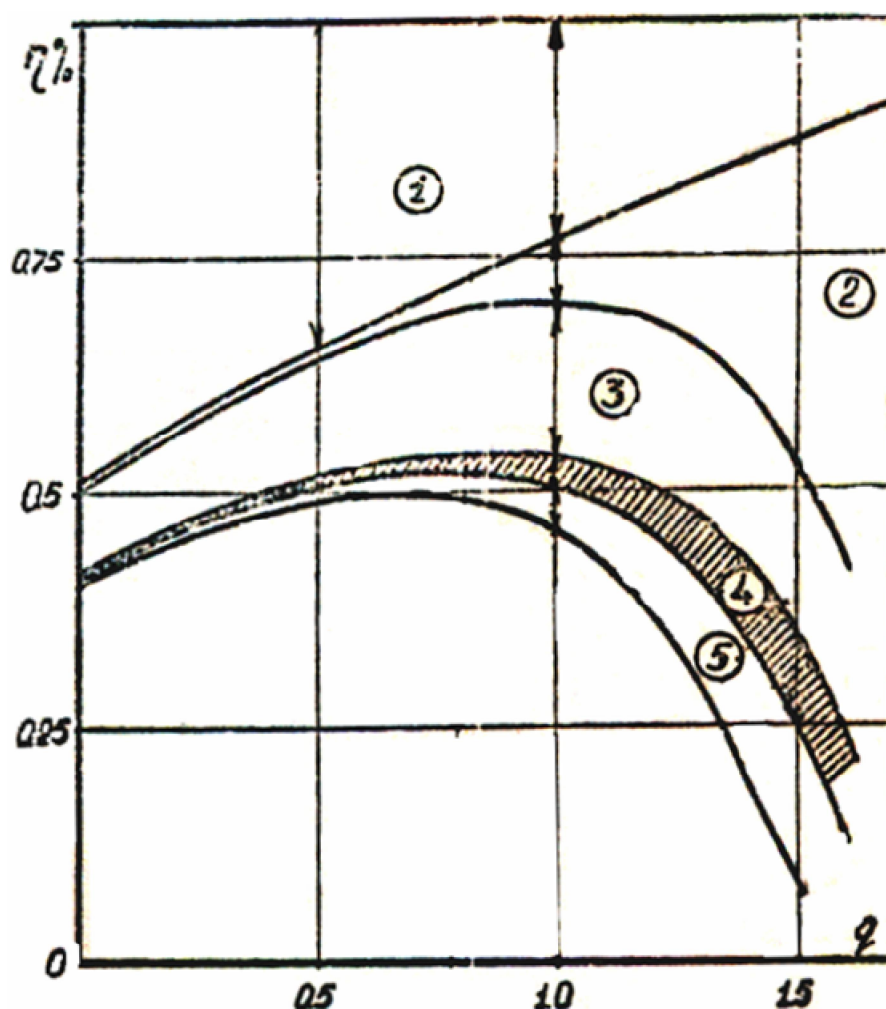


Рисунок 2 – Коэффициент полезного действия эжектора при различных сочетаниях потерь ( $K = 0,3; n = 2$ ): (1 – потери смешения; 2 – потери на вход засасываемого расхода ( $p_0 = 0,9$ ); 3 – потери на вход рабочего расхода ( $\mu_1 = 0,9$ ); 4 – потери трения в смесительной камере; 5 – потери в диффузоре).

В частности К.К. Баулин, пренебрегая количеством движения засасываемой жидкости, получает для максимального значения КПД аналитическое выражение, которое учитывает одни только потери смешения. Такое упрощенное решение приводит к искажению основных характеристик эжектирования, так как по зависимостям К.К. Баулина максимальный КПД идеального эжектора будет равен 0,25, который значительно ниже практически достигнутых КПД реальных эжекторов.

Характер кривых показывает, что максимум КПД эжектора формируется в результате взаимодействия потерь смешения с другими потерями сопротивления.

Потери, связанные с подводом рабочей струи, изменяются мало, так как режимы эжектирования незначительно влияют на величину рабочего расхода. В общем балансе потерь на этот вид потерь приходится большая часть, которая в оптимальной зоне даже для хорошо сконструированного эжектора ( $\mu_1=0,9$ ) приближается к величине потерь смешения.

Потери, связанные с подводом засасываемого расхода, сильно возрастают по мере увеличения относительного расхода и оказывают решающее влияние на формирование характеристики эжектора.

Потери на трение в пределах камеры смешения невелики по сравнению с вышеуказанными видами потерь, если достаточно тщательно обработанные стенки смесительной камеры, а ее длина принята оптимальной. При этом важно подчеркнуть взаимосвязь потерь трения в камере смешения с потерями в диффузоре, которые существенно влияют на характеристику высоконапорных эжекторов.

Расчет эжектора на гидросмеси на землесосных снарядах производится по вышеописанному расчету эжектора на воде с той лишь разницей, что вопросы определения потерь напора связаны с учетом плотности перекачиваемой жидкости. Наиболее прост относительный напор в конце диффузора (последнее сечение после эжектора), определяется произведением величины относительного напора на воде на плотность перекачиваемой пульпы в конце смесительной камеры.

Выводы:

1. Наибольшее влияние на величину напора эжектора оказывают стационарные потери во всех его элементах, входе, сопле, смесителе, диффузоре.
2. Напор эжекторов, используемых на землесосных снарядах, находится в прямой зависимости от плотности пульпы суммарного потока.



### **Библиографический список**

1. Б.Э.Фридман, Гидроэлеваторы, Машгиз, Москва, 1960.
2. П.Н.Каменев, Гидроэлеваторы в строительстве, Стройиздат, Москва, 1964.
3. Х.Ш.Мустафин, Эжекторный грунтозабор на землесосных снарядах, добыча и переработка нерудных строительных материалов, выпуск 3, ВНИИНеруд, Ставрополь-на-Волге, Госстройиздат, 1962.
4. Г.Е.Мускевич, Расчет кольцевого гидроэлеватора-водоподъемника с повышенным КПД, Совершенствование проектирования мелиоративных и водохозяйственных объектов на Северном Кавказе. Сборник научных трудов, выпуск 2, Южгипроводхоз, Ростов-на-Дону, 1972.