

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЭЖЕКТОРОВ  
ДЛЯ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД  
С ПРИМЕНЕНИЕМ АЭРАЦИИ**

Пенза 2013

УДК 628.11: 556.5 (075.8)

ББК 38.774:26.22я73

P17

Рецензенты: зам. технического директора ООО «Горводоканал» г. Пензы П.В. Пивоваров;  
доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно-вычислительные системы» ФГБОУ ВПО «Пензенский ГУАС» В.Г. Камбург

Авторы: Б.М. Гришин,  
С.Ю. Андреев,  
А.М. Исаева,  
М.В. Бикунова,  
М.А. Сафронов

**Разработка** и исследование новых конструкций эжекторов для  
P17 очистки сточных вод с применением аэрации: моногр. /  
Б.М. Гришин [и др.]. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 132 с.  
**ISBN 978-5-9282-0883-7**

Дан обзор работ существующих гидроструйных аппаратов и их устройств. Предложена новая конструкция гидроструйного аппарата для очистки сточных вод. Разработана методика расчета аппарата новой конструкции, показаны его технологическая целесообразность и технико-экономическая эффективность.

Результаты исследований внедрены на канализационных очистных сооружениях производительностью 35 000 м<sup>3</sup>/сут г. Заречный Пензенской области.

Книга предназначена для научно-технических работников, магистрантов, аспирантов и студентов старших курсов, обучающихся по направлению 270800.68 «Строительство».

**ISBN 978-5-9282-0883-7**

© Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства, 2013

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время гидроструйные аппараты нашли широкое применение в системах очистки природных и сточных вод, теплоснабжения и кондиционирования.

Обобщение прогрессивных достижений зарубежного и отечественного опыта, а также результатов собственных изысканий позволило предложить, теоретически обосновать и исследовать новый оригинальный принцип организации движения газожидкостной смеси в камере смешения эжектора, способствующий повышению коэффициента эжекции за счет увеличения площади контакта фаз в кольцевом пространстве.

Теоретически и экспериментально была доказана возможность повышения эффективности работы гидроструйного аппарата за счет нанесения на его рабочие поверхности покрытия из стеклоэмали, что приводит к сокращению потери энергии на трение.

Целью работы является разработка и исследование новой конструкции жидкостно-газового гидроструйного аппарата применительно к системам очистки сточных вод.

Монография состоит из пяти разделов.

В первом разделе приведен аналитический обзор работы гидроструйных аппаратов. Рассмотрены принципы действия и основные показатели работы гидроструйных аппаратов. Описаны конструкции современных эжекторов.

Второй раздел посвящен теоретическому обоснованию направлений повышения эффективности работы гидроструйных аппаратов.

В третьем разделе приведены результаты лабораторных и экспериментальных исследований эффективности работы аппаратов. Описана лабораторная установка.

В четвертом разделе представлено математическое моделирование процесса эжекции газа гидроструйным аппаратом.

В пятом разделе даны рекомендации по проектированию и расчету эжектора предлагаемой конструкции.

Авторы выражают признательность рецензентам – П.В. Пивоварову, зам. технического директора ООО «Горводоканал» и д.т.н., проф. кафедры «Информационно-вычислительные системы» Пензенского ГУАС В.Г. Камбургу – за высказанные замечания и пожелания по рукописи монографии.

Отзывы и пожелания направлять на кафедру ВВГ ПГУАС.

## ВВЕДЕНИЕ

В практике проектирования и эксплуатации очистных сооружений канализации часто используются гидроструйные аппараты. Широкое распространение гидроструйных аппаратов (эжекторов) обусловлено следующими их преимуществами: отсутствием подвижных деталей, простотой устройства, неприхотливостью в эксплуатации, малыми габаритными размерами и массой, возможностью размещения в труднодоступных местах. Основным недостатком эжекторов является относительно низкий коэффициент их полезного действия (КПД). С момента первого использования водоструйного насоса в 1859 году при осушении болот вблизи г. Модены (Северная Италия) до начала XX века был достигнут значительный прогресс в области как эффективности работы конструкций аппаратов, так и разработки методов их расчета. Конструктивное усовершенствование гидроструйных аппаратов позволило увеличить за этот период их гидравлический КПД с 5...8 до 25...30 %. Однако существенных достижений в усовершенствовании эжекционных аппаратов с тех пор и до настоящего времени не наблюдалось, а достигнутый КПД существенно уступает КПД вихревых и центробежных аналогов. Таким образом, повышение эффективности работы гидроструйных аппаратов является актуальной задачей.

Монография посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям, направленным на усовершенствование конструкции жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей, предназначенных для целей очистки сточных вод.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований данной работы могут быть использованы при проектировании эжекторов новой конструкции.

Промышленные образцы жидкостно-газовых гидроструйных аппаратов предложенной конструкции внедрены на канализационных очистных сооружениях (г. Заречный Пензенской области) производительностью 35 000 м<sup>3</sup>/сут.

Общий экономический эффект от внедрения четырех эжекторов новой конструкции составил 75700 руб./год (в ценах 2011 г.).

# 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ И УСТРОЙСТВ

## 1.1. Принцип действия, основные показатели работы гидроструйных аппаратов

Гидроструйным насосом называется динамический насос трения, в котором перекачиваемая (пассивная) среда (жидкость, газ или смесь жидкости с газом или твердыми частицами) перемещается внешним потоком (струей) рабочей (активной) жидкости. Энергия от одного потока жидкости к другому передается силами, действующими на поверхности рабочей струи [43].

Действие струйного насоса (эжектора) основано на способности струй инициировать вокруг себя движение окружающей среды. Если выпустить из сопла струю в неподвижную жидкость или газ, то струя увлечет их за собой, создаст вокруг себя спутное движение. Поперек струи и спутного потока произойдет интенсивное перемещение всей массы жидкости или газа, что приведет к передаче энергии от струи к окружающей среде, вовлекаемой в движение. На этом явлении, именуемом эжекцией (от французского *ejectuer*), и основана работа эжектора. Принципиальная схема эжектора показана на рис. 1.1.

Струя формируется соплом 1, вытекает в рабочую камеру смешения 3, увлекая за собой жидкость или газ из приемной камеры 2. В камере 2 при этом понижается давление, что обеспечивает приток к ней жидкости и газа по всасывающей трубе 6. В камере смешения оба потока – из сопла и всасывающей трубы – смешиваются и общим потоком поступают в напорный трубопровод 5.

Чтобы снизить потери энергии на входе в напорный трубопровод, сопряжение рабочей камеры с трубопроводом осуществляют с помощью диффузора 4. Итак, при нормальной работе эжектора возникает непрерывный ток жидкости или газа через всасывающий трубопровод, приемную и рабочую камеры, диффузор и напорный трубопровод. Это движение, обусловленное эжекционными свойствами струи, осуществляется за счет ее кинетической энергии.

Принято поток жидкости или газа с высоким уровнем энергии называть активным, а поток с низким уровнем энергии – пассивным. Активный поток может быть жидким или газообразным, а пассивный – жидким, газообразным или из твердых сыпучих материалов.

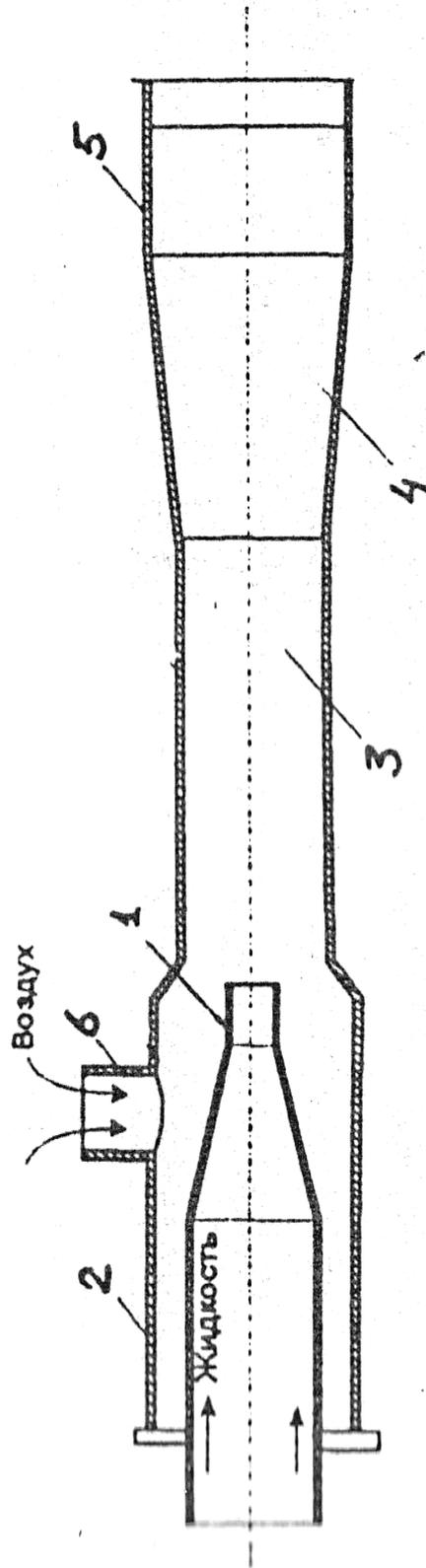


Рис.1.1. Принципиальная схема эжектора:  
1 - сопло; 2 - приемная камера; 3 - рабочая камера смешения;  
4 - напорный трубопровод; 5 - всасывающая труба

Процесс смешивания активной и пассивной сред в гидроструйных насосах с центральной струей можно условно разделить на два участка. Течение жидкости на начальном участке происходит подобно распространению затопленной турбулентной струи. На границах затопленной струи образуется обширная расширяющаяся зона смешения – турбулентный пограничный слой. Вследствие вовлечения частиц жидкости в пограничный слой растекание струи в камере смешения будет происходить не в толще неподвижной жидкости, а в спутном подсасываемом потоке. При этом угол расширения струи будет тем меньше, чем больше скорость подсасываемого (спутного) потока. Кроме турбулентного пограничного слоя имеется уменьшающееся по мере удаления от сопла ядро скоростей жидкости, истекающей из сопла. Благодаря тому, что в пограничный слой непрерывно вовлекаются частицы из перекачиваемой среды, общий расход жидкости в струе по мере удаления от среза сопла возрастает. В определенном сечении рост пограничного слоя прекращается за счет ограничения стенками камеры смешения. Начиная от этого сечения, прекращается вовлечение новых масс перемещаемой среды в струю активной жидкости. Но в этом сечении скорость по радиусу распределена еще неравномерно; поэтому требуется дополнительный участок стабилизации в камере смешения длиной до 6...10 ее диаметров, на котором происходит дальнейшее выравнивание параметров потока.

После выравнивания полей давлений и скоростей смешанный поток, обладающий еще достаточно большой скоростью, подается в диффузор, где происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Подсос пассивного потока в струе рабочей жидкости происходит в результате взаимодействия сил турбулентного трения, вызывающего появление вихрей рабочей (активной) и подсасываемой (пассивной) сред во входном сечении камеры смешения, где устанавливается давление  $p$ , которое ниже давления пассивной среды. Сложение вихревого и поступательного движений жидкостей создает, согласно теореме Кутта–Жуковского, подъемную силу, поперечную по отношению к направлению поступательного движения. При этом активный и пассивный потоки перемешиваются [25].

В эжекторе происходят два процесса, неразрывно связанные между собой: смешение двух потоков и передача энергии от активного потока

к пассивному. Именно поэтому эжектор представляет собой комплексную машину – насос-смеситель. Этим, во-первых, он существенно отличается, например, от лопастных и объемных насосов, являющихся только насосами. Во-вторых, у объемных и лопастных насосов рабочим телом является твердое тело (лопасти рабочего колеса, поршни и плунжеры, зубья шестерен и пр.), а у эжектора – жидкость или газ. Это существенно влияет на объем передаваемой энергии. Твердое тело может передать жидкости или газу всю подведенную к нему энергию, а поток жидкости или газа может передать другому потоку при смешении с ним лишь часть своей энергии. Некоторая часть энергии после смешения остается у активного потока. Наличие остаточной энергии у рабочего тела является важной особенностью рабочего процесса эжекторов [58, 65].

Третье отличительное качество струйных насосов – простота их конструкции, а следовательно, низкая стоимость и высокая надежность в работе. Нередко именно поэтому устанавливаются эжекторы даже в тех системах, где они не могут иметь высокого КПД.

Принцип действия струйных аппаратов заключается в использовании энергии движущейся жидкости для создания развитой поверхности газожидкостного контакта. Их примерная классификация по конструктивным признакам представлена на рис. 1.2.

Классификация струйных аппаратов по назначению приведена в табл. 1.1.

Большое разнообразие показателей и характеристик насосов и установок, приводимых в технической литературе, подчас приводит к затруднениям и неоднозначности при их использовании.

Обычно различают номинальные показатели, при которых насос (установка) должен эксплуатироваться, и оптимальные, соответствующие максимальному экономическому эффекту от использования насоса (установки).

Под оптимальным режимом чаще всего понимают работу в режиме максимального КПД. Во многих случаях номинальный и оптимальный режимы работы насосов и установок не совпадают. Это объясняется необходимостью в реальных (производственных) условиях обеспечить какой-либо показатель работы установки, который не совпадает с рабочими характеристиками насоса (установки), имеющими максимальный КПД [43].

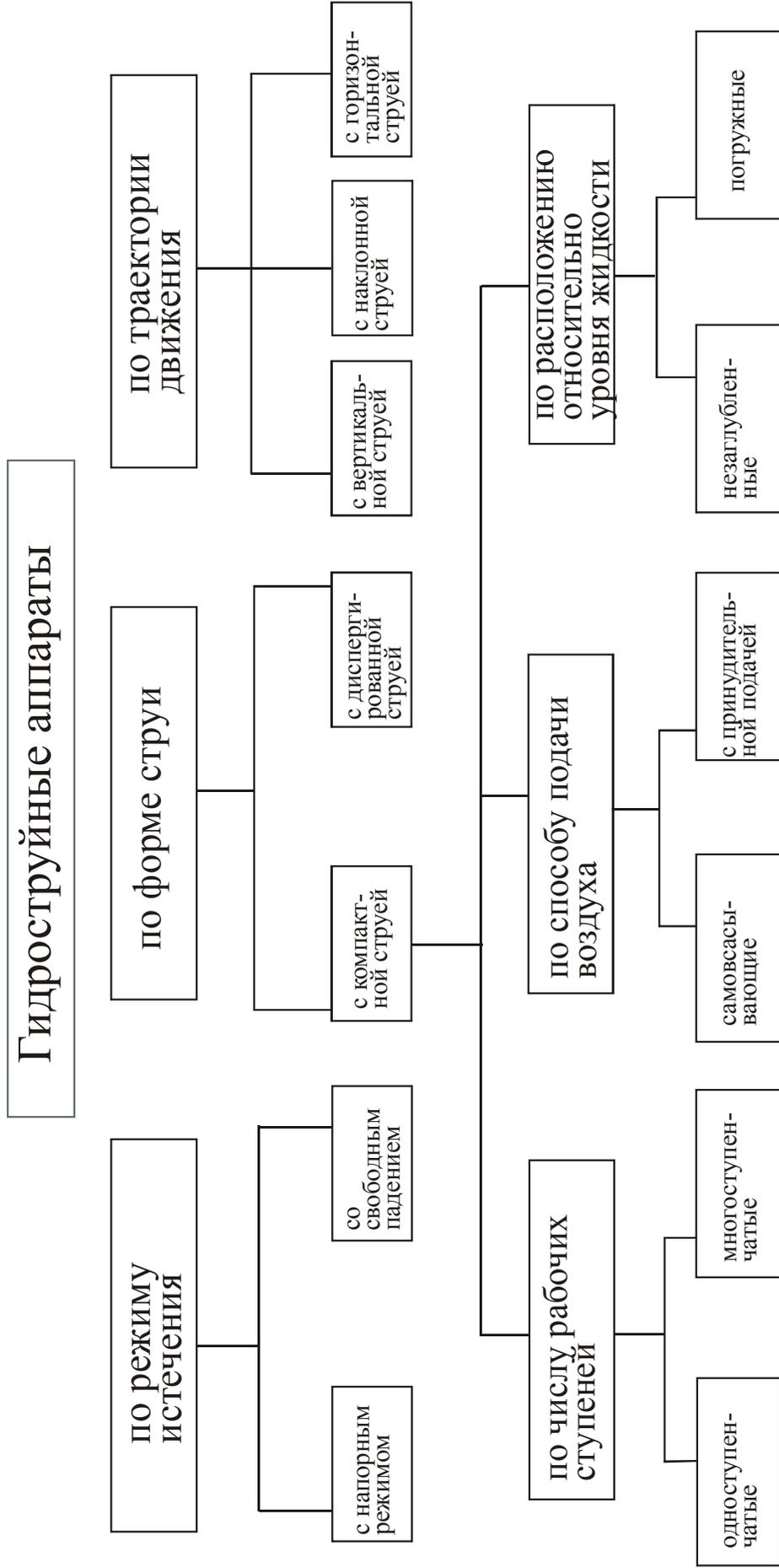


Рис.1.2. Классификация водовоздушных аппаратов по конструктивным признакам

Таблица 1.1

## Классификация гидроструйных аппаратов по назначению

Тип аппарата	Перекачиваемая среда	Давление	
		Низконапорной (пассивной) среды $P_H$	Смеси после аппарата $P_C$
Гидроструйный насос	Жидкость	Любое	Любое
Струйный насос для гидротранспортирования (гидроэлеватор)	Дисперсные твердые вещества или их смесь с жидкостью	Любое	Любое
Гидроструйный эжектор:			
Гидроструйный вентилятор	Газ (воздух)	Атмосферное	Менее 0,105 МПа
Гидроструйный компрессор	Газ (воздух)	Любое	Более 0,105 МПа

Рассмотрим основные показатели насосов (установок), в частности технологические.

К технологическим показателям насосов (установок) можно отнести: подачу  $Q$ , напор  $H$ , мощность  $N$ ; вид и параметры энергетического питания привода; характеристики перекачиваемых и потребляемых сред (плотность  $\rho$ , температура  $\tau$ , наличие или отсутствие в жидкости твердых или газообразных примесей); коэффициенты полезного действия (КПД); массу, габаритные размеры насоса или установки.

Подача насоса (установки) – это количество жидкости  $Q$ , перекачиваемой насосом (установкой) в единицу времени. Различают объемную подачу  $Q_V$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), массовую подачу  $Q_m$  ( $\text{кг}/\text{с}$ ) и весовую подачу  $Q_G$  ( $\text{Н}/\text{с}$ ). Между этими величинами существует следующая зависимость:

$$Q = Q_V = Q_m / \rho = Q_G / (\rho g), \quad (1.1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

В характеристиках насосов обычно принято задавать объемную подачу  $Q_V = Q$ , т.е. расход жидкости, полезно используемый потребителем, при давлении, измеренном на выходе из насоса. Для гидроструй-

ных насосов кроме полезной (пассивной) подачи должен быть задан расход рабочей (активной) жидкости.

Напором насоса называют разность удельных механических энергий жидкости на выходе из насоса и на входе в него. Различают объемный  $E_V$ , массовый  $E_m$  и весовой  $E_G = H$  напоры. Если выразить скорости жидкости через подачу  $Q_V$  и площади входного  $S_1$  и выходного  $S_2$  трубопроводов, то напор насоса можно вычислить по приведенным ниже формулам [43].

Объемный напор (Дж/м<sup>3</sup>; Па), который также называют давлением насоса:

$$E_V = g(\rho_2 z_2 - \rho_1 z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho_2 Q_V}{2} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 a_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (1.2)$$

Массовый напор (Дж/кг; м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>)

$$E_m = g(z_2 - z_1) + (p_2/\rho_2 - p_1/\rho_1) + \frac{Q_V^2}{2} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 a_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (1.3)$$

Весовой напор (Дж/Н; м столба жидкости)

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{g} (p_2/\rho_2 - p_1/\rho_1) + \frac{Q_V^2}{2g} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 a_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (1.4)$$

Здесь  $z_1, z_2$  – расстояния от рассматриваемых сечений по линии действия ускорения  $g$  до плоскости сравнения, м;

$p_1, p_2$  – абсолютные гидростатические давления в рассматриваемых сечениях, Па;

$\alpha_1, \alpha_2$  – корректив кинетической энергии (коэффициент Кориолиса) в рассматриваемых сечениях;

$\rho_1, \rho_2$  – плотность жидкости и смеси в рассматриваемых сечениях, кг/м<sup>3</sup>.

Весовой напор имеет смысл в условиях определенного и постоянного поля гравитации. Он увеличивается с уменьшением ускорения свободного падения, а в условиях невесомости становится равным бесконечности. Широко используется в настоящее время весовой напор. В случае несжимаемой жидкости ( $\rho = \text{const}$ ):

$$E_V = g\rho(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho Q_V^2}{2} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{a_1}{S_1^2} \right); \quad (1.4,a)$$

$$E_m = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{\rho}(p_2 - p_1) + \frac{Q_V^2}{2} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{a_1}{S_1^2} \right); \quad (1.4,b)$$

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{\rho g}(p_2 - p_1) + \frac{Q_V^2}{2g} \left( \frac{a_2}{S_2^2} - \frac{a_1}{S_1^2} \right). \quad (1.4,c)$$

На практике для высоконапорных насосов часто пренебрегают скоростным напором и энергией положения вследствие их малости по сравнению со статическим давлением. Действительно, используя выражение (1.4,c), можно видеть, что при  $(p_2 - p_1)/(\rho g) = 20$  м величина  $(z_2 - z_1)$  даже для крупных насосов не превышает 0,3...0,4 м, а при равенстве  $S_1$  и  $S_2$  скоростной напор стремится к нулю. Однако для низконапорных насосов выражение для напора, по-видимому, надо принимать в полном виде в соответствии с формулами (1.4,a)...(1.4,c).

Полезная гидравлическая мощность  $N_{п.г}$  идет на повышение удельной энергии полезно используемой жидкости и представляет собой произведение подачи (объемной, массовой или весовой) на соответствующий напор, определяемый по формулам (1.2)...(1.4):

$$N_{п.г} = g\rho_p H_{п.г} Q_{п.г}, \quad (1.5)$$

где  $Q_{п.г}$  – расход пассивного потока, м<sup>3</sup>/с;

$H_{п.г}$  – полезный напор, создаваемый гидроструйным насосом, м.

Полная мощность насоса  $N$  расходуется на приведение его в действие. Она подводится извне в виде энергии приводного двигателя или с расходом рабочей жидкости, подаваемой к струйному аппарату под определенным напором.

Коэффициент полезного действия (КПД)  $\eta$  насоса – отношение полезной гидравлической мощности  $N_{п.г}$  к полной подводимой мощности  $N$ . Обычно  $\eta$  выражается в процентах:

$$\eta = \frac{N_{п.г}}{N} 100. \quad (1.6)$$

Для вычисления КПД струйных аппаратов обычно производят расчет баланса полезной мощности, затраченной рабочей струей, и эффективной мощности подсасываемого потока [43, 59, 60].

Мощность, затрачиваемая в гидроструйном насосе, может быть определена следующим выражением:

$$N_{п.г} = \rho g H_p Q_p. \quad (1.7)$$

Полезная (эффективная) мощность, переданная перекачиваемому потоку, составляет:

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{эф}} = \rho g H_{\text{п}} Q_{\text{п}}, \quad (1.8)$$

где  $H_{\text{п}}$  – рабочий напор, м;

$Q_{\text{п}}$  – расход рабочего (активного) потока, м<sup>3</sup>/с;

Из уравнений (1.7) и (1.8) вытекает выражение для КПД струйного насоса

$$\eta = \frac{H_{\text{п}} Q_{\text{п}}}{H_{\text{р}} Q_{\text{р}}}. \quad (1.9)$$

Баланс мощности позволяет выявить влияние каждого конструктивного элемента на КПД струйного аппарата и вычислить на основании опытных данных значения коэффициентов сопротивления, необходимые для построения рабочих характеристик. Потерями энергии сопровождаются процессы, происходящие в камере смешения (вихреобразование при смешении потоков, трение на стенках), в рабочем сопле (при истечении, при сжатии потока в конической части), на входе в камеру смешения и в диффузоре. С учетом сказанного, выражение (17) может быть переписано в виде

$$N_{\text{зат}} = \rho g H_{\text{п}} Q_{\text{п}} + N_{\text{п.с}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{с}} + N_{\text{вх}} + N_{\text{д}}, \quad (1.10)$$

где  $N_{\text{п.с}}$  – потери мощности при смешении потоков в камере смешения;

$N_{\text{тр}}$  – потери мощности на трение в камере смешения;

$N_{\text{вх}}$  – потери мощности на входе пассивного потока в камеру смешения;

$N_{\text{с}}$  – потери мощности в рабочем сопле;

$N_{\text{д}}$  – потери мощности в диффузоре.

Разделив левую и правую части уравнения на  $N_{\text{зат}}$ , получим:

$$1 = \eta + \eta_{\text{п.с}} + \eta_{\text{тр}} + \eta_{\text{с}} + \eta_{\text{вх}} + \eta_{\text{д}}, \quad (1.11)$$

где  $\eta_{\text{п.с}}$  – относительные потери мощности на смешение потоков;

$\eta_{\text{тр}}$  – относительные потери мощности на трение;

$\eta_{\text{с}}$  – относительные потери мощности в рабочем сопле;

$\eta_{\text{вх}}$  – относительные потери мощности на входе пассивного потока;

$\eta_{\text{д}}$  – относительные потери мощности в диффузоре;

$\eta$  – КПД гидроструйного аппарата.

На рис.1.3 приведен заимствованный из работы [74] график баланса мощности для гидроструйного аппарата с центральным соплом. Основной график построен в координатах  $\eta = f(k)$ , где  $k = d_r^2 / d_c^2 - 1$ , для оптимального режима работы струйных аппаратов, имеющих различные значения геометрического параметра  $k$ . Здесь  $d_r$  и  $d_c$  – диаметры соответственно камеры смешения и рабочего сопла. Графики, приведенные на внутреннем поле рисунка, построены в координатах  $\eta = f(u)$  для гидроструйных аппаратов, имеющих значение геометрического параметра  $k = 0,5; 3; 10$ . Гидроструйный аппарат с  $k = 0,5$  относится, по классификации Л.Г. Подвидза и Ю.Л. Кирилловского [49], к высоконапорным насосам ( $k \leq 2$ ), с  $k = 3$  – к средненапорным ( $2 < k \leq 6$ ), с  $k = 10$  – к низконапорным ( $k > 6$ ).

Из анализа графиков, приведенных на рис. 1.3, можно сделать следующие выводы:

1. Характер зависимости  $\eta = f(u)$  и размещение максимума КПД относительно коэффициента подсоса  $u$  обусловлены потерями на смешение потоков  $\eta_{п.с}$  и потерями в диффузоре  $\eta_d$ . С увеличением коэффициента подсоса  $u$  уменьшаются потери от смешения потоков  $\eta_{п.с}$ , но возрастают потери в диффузоре  $\eta_d$ .

2. Потери в рабочем сопле  $\eta_c$  и на входе в камеру смешения  $\eta_{вх}$  почти не зависят от типа насоса (от величины  $k$ ).

3. Потери на трение в камере смешения  $\eta_{тр}$  более существенны для высоконапорных насосов, что обусловлено малыми зазорами между рабочей струей и стенками камеры смешения и большими относительными скоростями подсасываемой жидкости.

4. Потери напора в диффузоре  $\eta_d$  имеют большее значение у высоконапорных насосов, так же, как и потери на смешение  $\eta_{п.с}$ .

5. Кривая  $\eta = f(u)$  имеет максимум при значениях геометрического параметра  $2 < k < 4$ , что соответствует значениям  $1,7 < d_r / d_c < 2,2$  (это подтверждается и обобщенными нормальными гидравлическими характеристиками, приведенными на рис. 1.8).

Баланс энергии в кольцевых гидроструйных аппаратах выполнен А.М. Скорубко [58]. На рис. 1.4 приведены полученные им графики баланса мощности для двух кольцевых насосов, имеющих разные отношения

$$m = S_r / S_c \text{ (3,76 и 7,25).}$$

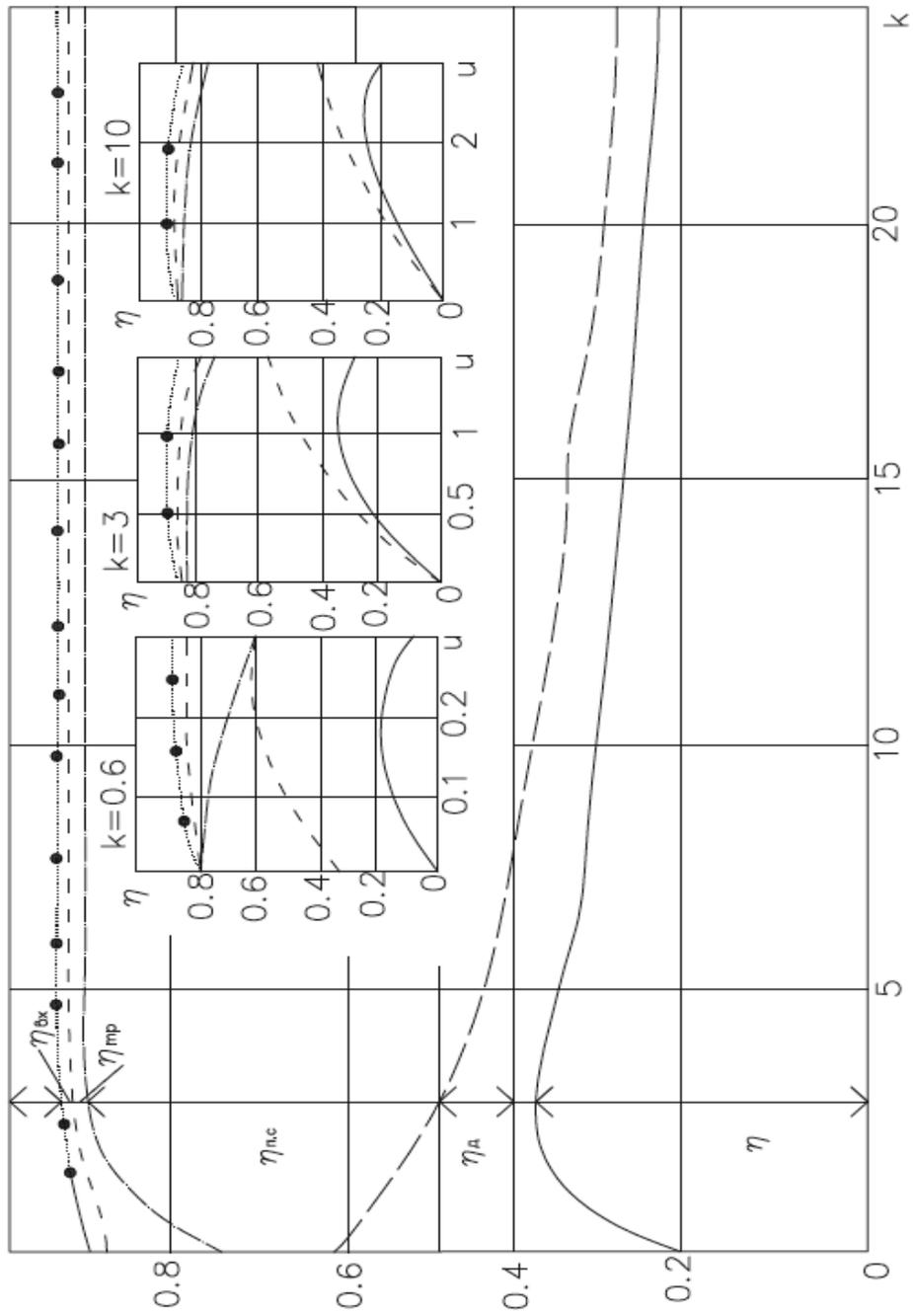


Рис.1.3. Сводный график баланса мощности гидроструйных насосов с центральным соплом

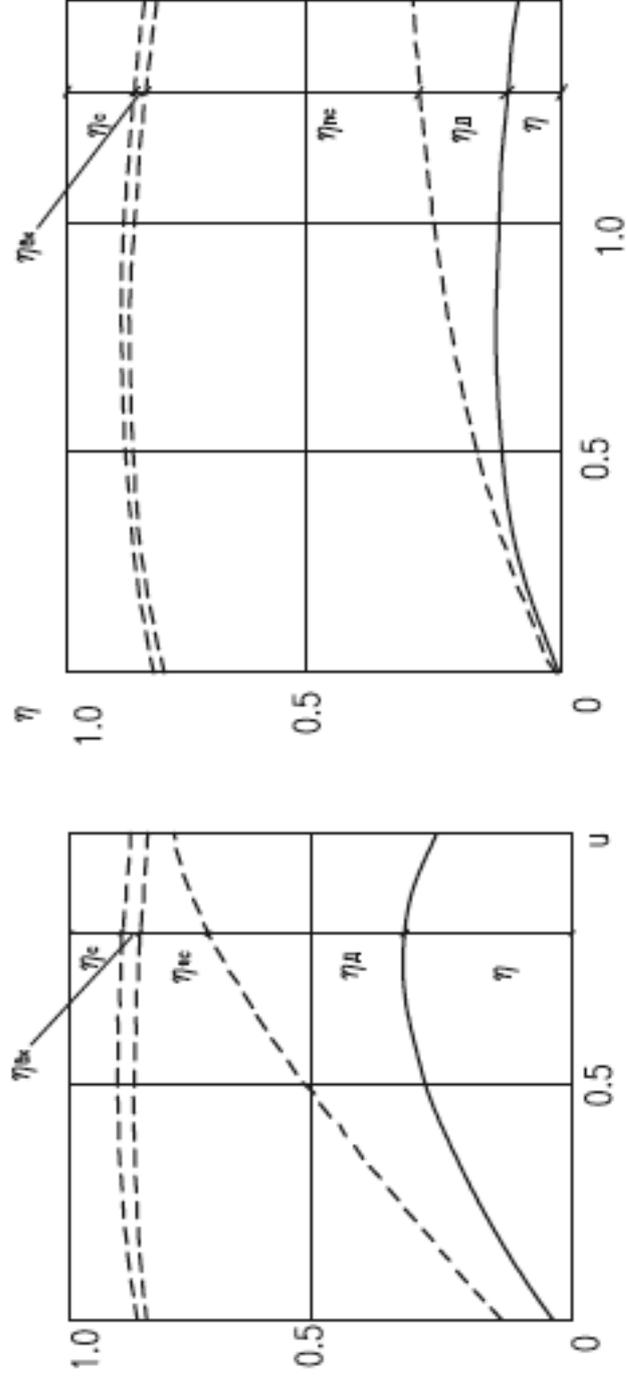


Рис.1.4. Графики баланса мощности кольцевых гидроструйных насосов:  
 а – при  $m = 3,76$ ; б – при  $m=7,25$

Из графиков следует, что с увеличением отношения  $m$  КПД струйного аппарата уменьшается. Анализ баланса мощности показал, что по мере увеличения коэффициента подсоса в эжекторе с  $m=3,76$ , который имел длину камеры смешения, равную трем ее диаметрам, потери мощности в диффузоре, где продолжается процесс смешения, растут. В струйном аппарате с  $m=7,25$ , который имел более длинную камеру смешения, процесс смешения в основном заканчивается в ней; поэтому в таком насосе преобладают потери в камере смешения. Это подтверждает вывод о существенности взаимного влияния камеры смешения и диффузора и обоснованность введения в уравнение характеристик коэффициента  $\eta_э$ , отражающего потери энергии в камере смешения и диффузоре.

На основании аналогичных рассуждений В.К. Темнов [65] предложил записать выражение для КПД струйного насоса в следующем виде:

$$\eta^* = (N_{\text{пас}} + rN_{\text{акт}}) / N_{\text{полн}}, \quad (1.12)$$

где  $N_{\text{пас}}$  – мощность, полученная пассивным подсасываемым потоком жидкости;

$N_{\text{акт}}$  – остаточная мощность активного потока на выходе из гидроструйного насоса;

$N_{\text{полн}}$  – полная затраченная активным потоком мощность;

$r$  – коэффициент,  $0 \leq r \leq 1$ ;  $r = 1$ , если полезно используется весь активный поток, и  $r = 0$ , если полезно используется только пассивный поток.

После введения в выражение (1.12) значений расходов и давлений, оно может быть записано с учетом выражения (1.9):

$$\eta^* = \eta + r \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p} = (u + r) \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}, \quad (1.13)$$

где  $\eta$  – значение КПД, определяемое по выражению (1.6);

$\Delta p_c / \Delta p_p$  – безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений, рассчитываемых по формуле

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_p - p_n}; \quad (1.14)$$

здесь  $p_p, p_n$  и  $p_c$  – гидростатические давления соответственно жидкости на входе в эжектор, подсасываемой среды и смеси на выходе из эжектора.

Формула (1.13) характеризует КПД конкретной установки (эжектор, насос, напорный резервуар), а не только гидроструйного насоса.

Рис. 1.5 иллюстрирует зависимость безразмерного давления  $\Delta p_c / \Delta p_p$  и КПД  $\eta$  гидроструйных насосов с центральным соплом от коэффициента подсоса  $u$  и геометрического параметра  $d_r / d_c$  [43].

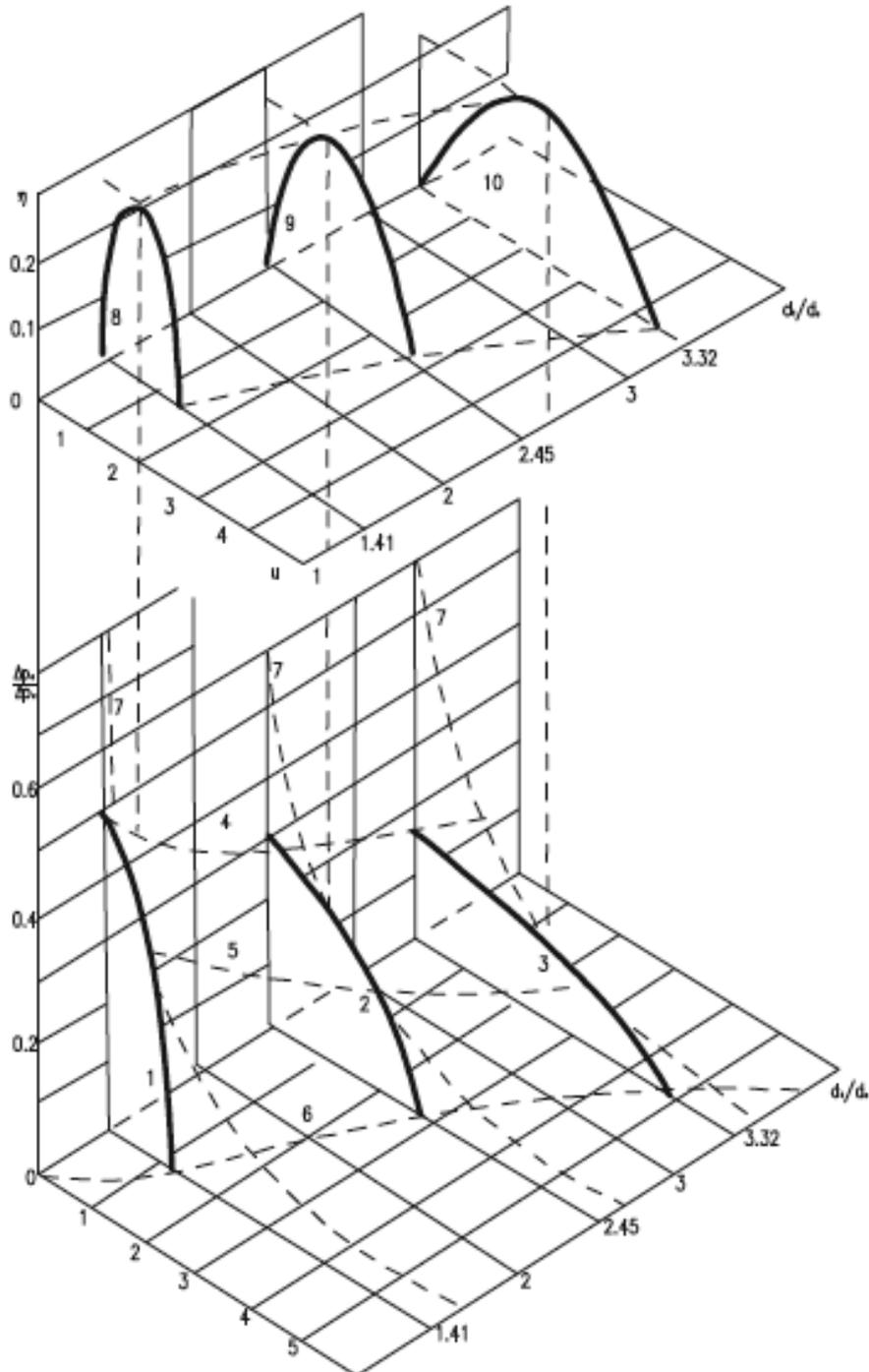


Рис.1.5. Зависимость безразмерного давления  $\Delta p_c / \Delta p_p$  и КПД $_{\eta}$  от коэффициента подсоса и отношений основных геометрических размеров  $d_r / d_c$  для гидроструйного насоса с центральным соплом

Из рис. 1.5 видно, что безразмерный напор, развиваемый гидроструйным насосом, увеличивается с уменьшением отношения  $d_r / d_c$ .

В то же время низконапорные насосы позволяют достичь большей подачи (коэффициента подсоса  $u$ ), однако для таких насосов небольшие изменения  $\Delta p_c / \Delta p_p$  приводят к значительным колебаниям расхода подсасываемой жидкости, в то время как высоконапорные насосы имеют достаточно крутую характеристику  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$  и могут обеспечить стабильную подачу при колебаниях  $\Delta p_c / \Delta p_p$ .

Представленные на рис. 1.5 зависимости  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_r / d_c)$  и  $\eta = f(u, d_r / d_c)$  построены с использованием обобщенных характеристик гидроструйных аппаратов с центральным соплом.

## 1.2. Область применения и основы расчета гидроструйных аппаратов

В жидкостно-газовых струйных аппаратах рабочий (жидкость) и пассивный (газ) потоки находятся в разных агрегатных состояниях, почти не изменяющихся в процессе смешения.

Классификация жидкостно-газовых струйных аппаратов может быть выполнена в зависимости от типа струи рабочей жидкости и разницы температур рабочей жидкости и подсасываемого газа.

Длительное время считалось, что эффект эжектирования (увлечения) газа жидкостью в струйном аппарате объясняется в основном трением на границах раздела фаз. Поэтому полагали, что подача гидроструйным аппаратом газа определяется площадью поверхности рабочей струи. В ходе исследований Г.И. Ефимочкин [28, 29] установил, что придание выходному отверстию рабочего сопла вместо круглого сечения формы креста или кольца не приводит к увеличению коэффициента подсоса аппарата. Л.Д. Берман и Г.И. Ефимочкин впервые показали, что процесс подсоса воздуха в жидкостно-газовых струйных аппаратах в значительной степени зависит от распада рабочей струи на капли, т.е. от диспергирования рабочей жидкости. Для диспергированных рабочих струй основными факторами, влияющими на вовлечение в жидкостную струю газа, становятся степень турбулизации дисперсной струи на ее поверхности и суммарная площадь поверхности капель [15].

В зависимости от типа рабочей струи различают жидкостно-газовые аппараты с компактной струей и с диспергированной струей.

В зависимости от соотношения температур рабочей (жидкой) и пассивной (газовой) сред рассматриваемые аппараты разделяют также на две группы: термодинамическую, к которой относят аппараты со смешиваемыми потоками, имеющими существенно разные температуры, и изотермическую, когда разница температур смешиваемых потоков незначительна и ею можно пренебречь при расчете гидравлических процессов эжектирования.

В большинстве случаев струйные аппараты с компактной струей относятся к изотермической группе.

Работу жидкостно-газовых эжекторов характеризуют объемным коэффициентом эжекции  $u_o$ , равным отношению объемного расхода подсосываемого газа (воздуха)  $Q_n$ , приведенного к давлению на всасывании аппарата  $p_n$ , к объемному расходу рабочей жидкости  $Q_p$ . Для жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей коэффициент эжекции  $u_o$  в описанных выше схемах установок находится в пределах 0...3,5. При этом значение основного геометрического параметра, равного отношению диаметра горловины (камеры смешения)  $d_r$  к диаметру рабочего сопла  $d_c$  изменяется от 1,2 до 4 [43, 52].

В струйных аппаратах с диспергированной струей в качестве рабочего сопла используют различные распылители жидкости (форсунки). Такие аппараты позволяют развить объемный коэффициент подсоса до 1000 и более. Однако нормальный перепад давлений  $\Delta p_c$  между зонами всасывания и нагнетания газа составляет 25...150 мм вод. ст. Для таких аппаратов отношение диаметра камеры смешения  $d_r$  к диаметру выходного сечения рабочего сопла  $d_c$  достигает 10 000 и более.

Для расчета гидроструйных аппаратов, работающих на однородных и разнородных жидкостях и гидросмесях, оказалось возможным применить уравнение изменения количества движения (теорему импульсов).

При расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов использование этого уравнения дает завышенные значения объемного коэффициента  $u_o$  [43].

Существующие методики расчета жидкостно-газовых струйных аппаратов (все они разработаны для водовоздушных эжекторов, применяемых в основном в энергетике как вакуумные струйные насосы)

являются эмпирическими, справедливыми в достаточно узком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

В связи с расширением возможных областей применения жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей требуется существенно расширить область режимных параметров таких аппаратов, для которой существуют надежные методы расчета. Это, в частности, относится к области использования жидкостно-газовых струйных аппаратов в качестве струйных гидрокомпрессоров [83].

В практике расчетов наибольшее распространение получила методика, разработанная Е.Я. Соколовым и Н.М. Зингером [59, 60].

По методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [60], при расчете жидкостно-газовых эжекторов с компактной струей, как и при расчете струйных насосов, используется объемный коэффициент подсоса

$$u_o = Q_v / Q_p, \quad (1.15)$$

где  $Q_v$  – объемный расход подсасываемой паровоздушной смеси;

$Q_p$  – объемный расход рабочей жидкости.

В камере смешения эжектора происходит насыщение подсасываемого воздуха парами рабочей жидкости. Количество паров в образующейся парогазовой смеси соизмеримо по массе с количеством перекачиваемого воздуха, но масса паров в тысячу раз меньше массы рабочей жидкости (массовый коэффициент подсоса составляет примерно  $10^{-3}$ ); поэтому газовая фаза в эжекторе представляет собой насыщенную парогазовую смесь при температуре рабочей жидкости  $T_p$  в изотермическом процессе сжатия. Полное абсолютное давление этой смеси в начале камеры смешения эжектора равно абсолютному давлению сухого воздуха на всасывании  $p_n$ .

Парциальное давление воздуха в паровоздушной смеси  $p_v$  меньше абсолютного давления на всасывании  $p_n$  на величину давления насыщенных паров рабочей жидкости  $p_{н.п}$ , т.е.

$$p_v = p_n - p_{н.п}. \quad (1.16)$$

Поскольку сжимаемый в эжекторе воздух входит в состав паровоздушной смеси, то и в выражении  $u_o = Q_v / Q_p$  для определения объемного коэффициента эжекции значение  $Q_v$  представляет собой объемный расход паровоздушной смеси, равный, согласно закону Дальтона, объемному расходу воздуха при парциальном давлении  $p_v$ .

Массовый расход эжектируемого воздуха при этом может быть определен из уравнения Клапейрона

$$G_{\text{H}} = \frac{p_{\text{B}} Q_{\text{B}}}{R_{\text{B}} T_{\text{p}}} = \frac{(p_{\text{H}} - p_{\text{H.П}}) Q_{\text{B}}}{R_{\text{B}} T_{\text{p}}}. \quad (1.17)$$

Этот же расход, выраженный через параметры эжектируемого сухого воздуха:

$$G_{\text{H}} = \frac{p_{\text{H}} Q_{\text{H}}}{R_{\text{B}} T_{\text{H}}}. \quad (1.18)$$

Отсюда

$$G_{\text{H}} = \frac{p_{\text{p}} - p_{\text{H}}}{p_{\text{H}}} \cdot \frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{p}}} Q_{\text{B}}. \quad (1.19)$$

Объемный коэффициент эжекции по сухому воздуху

$$u_{\text{oc}} = Q_{\text{H}} / Q_{\text{p}}. \quad (1.20)$$

Тогда имеем

$$u_{\text{oc}} = \frac{p_{\text{H}} - p_{\text{p}}}{p_{\text{H}}} \frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{p}}} u_{\text{o}} = \left( 1 - \frac{p_{\text{p}}}{p_{\text{H}}} \right) \frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{p}}} u_{\text{o}}. \quad (1.21)$$

При  $p_{\text{p}} \gg p_{\text{H}}$  и  $T_{\text{B}} \approx T_{\text{p}}$  можно записать  $u_{\text{oc}} \approx u_{\text{o}}$ .

На основании результатов испытаний водовоздушного эжектора с одноструйным соплом и цилиндрической камерой смешения длиной около 10 калибров было предложено использовать для расчета водовоздушного эжектора формулу (1.22), описывающую работу эжектора с отношением площади камеры смешения  $f_3$  к площади рабочего сопла  $f_{\text{p1}}$  ( $f_3/f_{\text{p1}}$ ) [60].

$$u_{\text{o}} = K \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{p}}}{\Delta p_{\text{c}}}} - 1, \quad (1.22)$$

где  $\Delta p_{\text{p}} = p_{\text{p}} - p_{\text{H}}$ ;  $\Delta p_{\text{c}} = p_{\text{c}} - p_{\text{H}}$ ;

$p_{\text{H}}$ ,  $p_{\text{p}}$ ,  $p_{\text{c}}$  – давление рабочей, эжектируемой и сжатой сред.

При этом отношение сечений камеры смешения и сопла  $f_3/f_{\text{p1}}$  должно удовлетворять условию

$$\left( f_3 / f_{\text{p1}} \right)_{\text{опт}} \approx \Delta p_{\text{p}} / \Delta p_{\text{c}}. \quad (1.23)$$

Для расчетов можно принимать  $K = 0,85$ . При этом

$$u_0 = 0,85 \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c}} - 1. \quad (1.24)$$

Рассчитанная по уравнению (1.24) зависимость  $u$  от  $p_c/p_p$  представлена на рис. 1.6 [60].

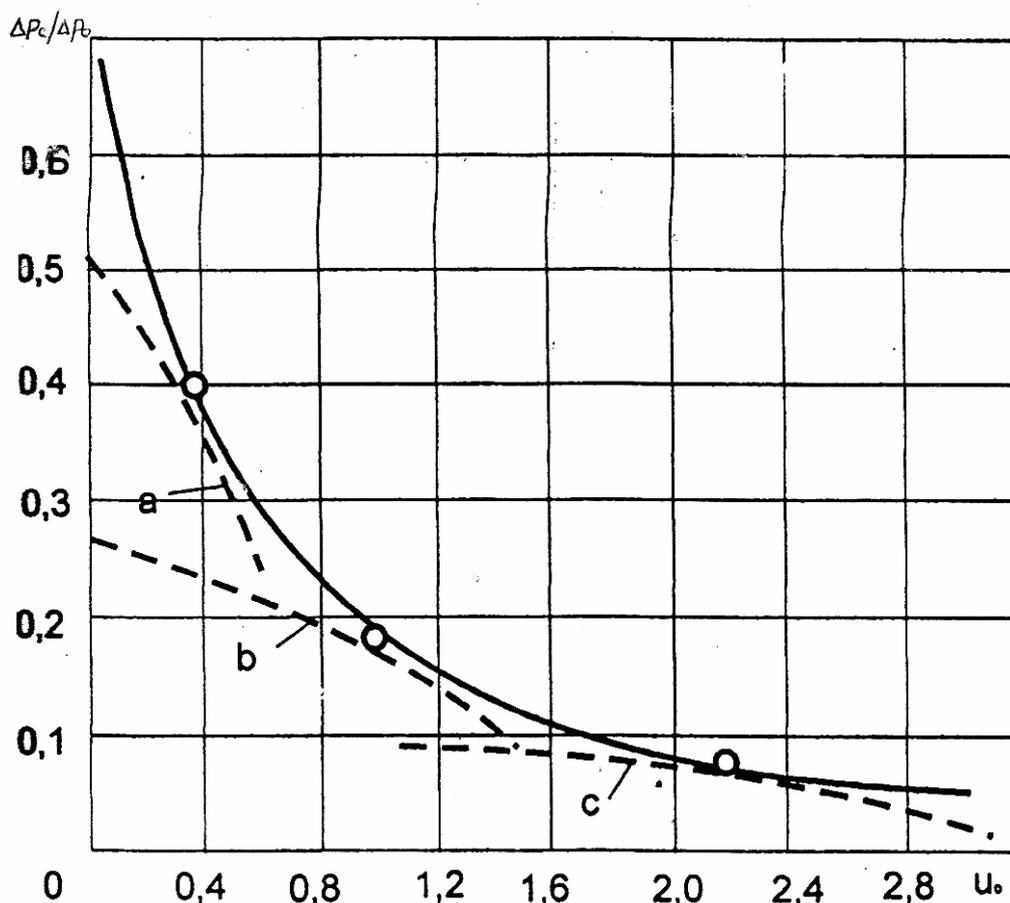


Рис. 1.6. Расчетные характеристики водовоздушных эжекторов:  
 а – при  $f_0/f_{p1}=25$ ; б – при  $f_0/f_{p1}=5$ ; в – при  $f_0/f_{p1}=14$ ;  
 - - - - - коэффициенты эжекции по (1.26);  
 - · - · - характеристики эжекторов по (1.29)

Уравнение характеристики водовоздушного эжектора при условии  $p_c = p_n$  приведено в [60]:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_0} \left[ 2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_0} (1 + u_0)^2 \right], \quad (1.25)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – коэффициенты скорости соответственно рабочего сопла, камеры смешения и диффузора.

По данным [60],  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ . Тогда имеем

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 1,75 \frac{f_{p1}}{f_0} - 1,07 \left( \frac{f_{p1}}{f_0} \right)^2 (1 + u_0)^2. \quad (1.26)$$

Уравнение (1.26) может быть представлено также в следующей модификации:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{f_0}{f_{p1}} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}}{\left(2 - \varphi_3^2\right) \frac{f_{p1}}{f_0}}} - 1. \quad (1.27)$$

Этим уравнением удобно пользоваться для определения объемного коэффициента эжекции водовоздушного эжектора по заданным соотношениям сечений  $f_o/f_{p1}$  и перепадов давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$ .

Уравнение (1.27) можно записать в следующем виде:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{d_r^2}{d_c^2} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}}{\left(2 - \varphi_3^2\right) \frac{d_r^2}{d_c^2}}} - 1, \quad (1.28)$$

где  $d_c$  и  $d_r$  – диаметры соответственно сопла эжектора и горловины камеры смешения;

На рис. 1.6 пунктиром показаны расчетные характеристики трех водовоздушных эжекторов, построенные по (1.26) при различных значениях  $f_o/f_{p1}$ . Каждая характеристика касается кривой максимальных коэффициентов эжекции в одной точке. Эта точка соответствует расчетному режиму данного эжектора, при котором

$$\Delta p_c/\Delta p_p = f_{p1}/f_3. \quad (1.29)$$

Максимальный перепад давлений, создаваемый водовоздушным эжектором при  $u_0 = 0$ :

$$\left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{\text{макс}} = 1,75 \frac{f_{p1}}{f_3} - 1,07 \left( \frac{f_{p1}}{f_3} \right)^2. \quad (1.30)$$

При коэффициентах скорости  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 1$

$$\left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{\text{макс}} = 2 \frac{f_{p1}}{f_3} - \left( \frac{f_{p1}}{f_3} \right)^2. \quad (1.31)$$

Кроме того, рис. 1.6 показывает, что вид характеристики водовоздушного эжектора зависит от геометрического параметра аппарата. При уменьшении параметра  $f_3/f_{p1}$  характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$  делается более крутой. Такой эжектор развивает более высокую степень сжатия, но имеет меньший объемный коэффициент эжекции. Уравнения (1.29)...(1.31) соответствуют  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\text{макс}}$  для водоструйного насоса.

Далее приведенные формулы сопоставлены с результатами экспериментального исследования в диапазоне значений  $f_3/f_{p1} = 2,5 \dots 14$  и  $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,06 \dots 0,48$ .

В области глубокого вакуума (конденсаторы паровых турбин и т.п.), когда при постоянных значениях  $p_p$  и  $p_c$  наибольшие изменения  $p_c$  практически не меняют отношения  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , объемный коэффициент эжекции  $u_0 = Q_v/Q_p$  для аппарата данных размеров ( $f_3/f_{p1} = \text{const}$ ) остается постоянным. Так как при этом практически не меняется расход рабочей воды, то и объемный расход паровоздушной смеси остается постоянным [59, 60].

$$p_p = p_n + \frac{R_n T_p}{Q_n} = p_n + a G_n, \quad (1.32)$$

где при  $Q_n = \text{const}$  сохраняется постоянным и коэффициент  $a = \frac{R_n T_p}{Q_n}$ .

На рис. 1.7 приведены рабочие характеристики воздушных эжекторов, построенные по уравнению (1.25). На графиках показана зависимость объемного коэффициента подсоса  $u_0$  в функции от отношения безразмерных давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$  и отношения основных геометрических параметров эжектора  $d_r/d_c$ . Значения  $u$  приведены к давлению на всасывании. Точки, соответствующие оптимальным режимам, соединены штриховой линией.

Следует заметить, что, хотя в силу эмпирического характера используемой для построения характеристик зависимости график (см. рис.1.7) не дает точных количественных оценок во всем диапазоне изменения режимных параметров, вид этих характеристик позволяет

выявить качественный характер явлений, происходящих при работе эжектора.

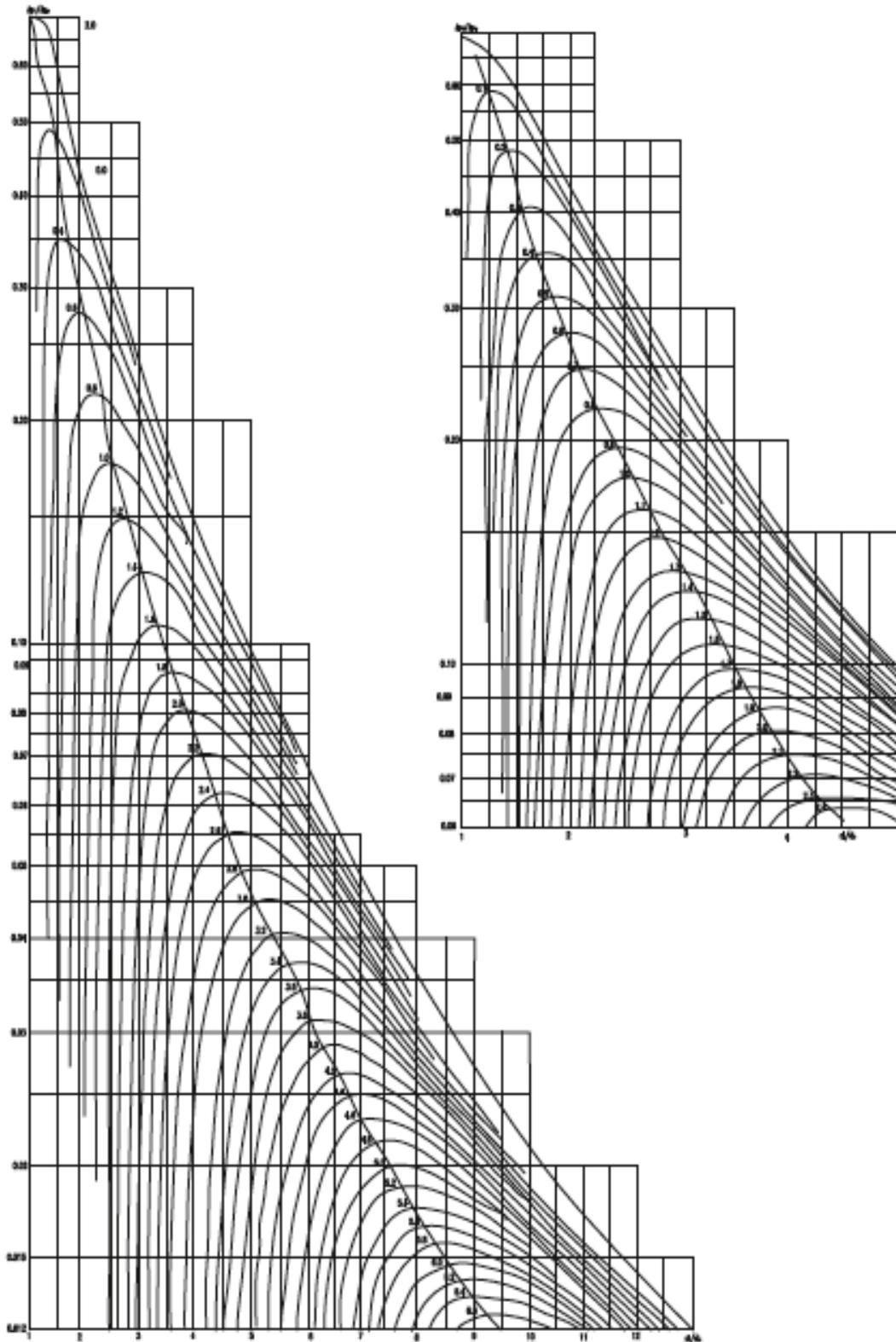


Рис.1.7. Обобщенные нормальные гидравлические характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом, рассчитанные по методике Е.А.Соколова и Н.М.Зингера [60]

Так, если режимные точки на рис. 1.7 лежат ниже кривой оптимальных параметров, то при изменении  $\Delta p_c / \Delta p_p$  в достаточно широких пределах значения коэффициента подсоса  $u_0$  меняются плавно (эжектор работает устойчиво). Если же режимные точки эжектора попадают на часть поля, расположенную выше кривой оптимальных режимов, то при крайне незначительном изменении безразмерного давления  $\Delta p_c / \Delta p_p$  (которое зависит от любой из составляющих –  $p_p$ ,  $p_n$  или  $p_c$ ) коэффициент подсоса  $u_0$  будет изменяться от нуля до предельных значений. При этом может возникать автоколебательный режим, сопровождающийся шумом и пульсациями давления.

Кроме того, при рассмотрении рис. 1.7 видно, что эжекторы с относительно малыми значениями основного геометрического параметра  $d_t / d_c$  имеют крутую характеристику  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ ; с увеличением  $d_t / d_c$  крутизна этой характеристики падает. Аналогичные выводы можно сделать и для характеристик гидроструйных насосов.

Анализ процессов в водовоздушных эжекторах представлен в работе Б.Е. Кореннова [36]. В частности, установлено, что несмотря на большую работу по исследованию струйных аппаратов эффективность газожидкостных эжекторов с традиционными геометрической формой и размерами осталась на уровне, достигнутом в двадцатые годы прошлого столетия.

Для выяснения причин этого положения необходимо рассмотреть основные процессы, происходящие в жидкостно-газовом (водовоздушном) эжекторе.

Явления, происходящие в камере смешения, можно представить в следующем виде. Струя воды входит в камеру смешения, сохраняя свою первоначальную цилиндрическую форму. На расстоянии примерно двух-четырёх диаметров от начала камера смешения оказывается заполненной молочно-белой водовоздушной эмульсией (пенной), причем у стенок наблюдаются обратные токи. Эмульсия, движущаяся в обратном направлении, снова захватывается струей. Возвратное движение обусловлено повышением давления по длине камеры смешения. Давление в начале камеры обычно близко к давлению в приемной камере эжектора  $p_n$  [76].

При низких противодавлениях  $p_c$  (при низких степенях сжатия  $p_c / p_n$ ) повышение давления в камере смешения невелико, однако основное повышение давления происходит в диффузоре. При увеличении  $p_c$  градиент давления в камере смешения возрастает, а в диффузоре

уменьшается. Давление в камере смешения повышается на сравнительно коротком ее участке, т.е. скачкообразно. Чем меньше отношение  $d_t/d_c$ , тем более резко выражен скачок давления. В эжекторе, выполненном из прозрачного материала, место скачка давления хорошо различимо визуально, так как до скачка движется непрозрачная эмульсия, а после скачка – вода с пузырьками газа.

При увеличении  $p_c$  скачок давления перемещается против потока и при определенном давлении сжатия  $p_c$  достигает начала камеры смешения. При этом прекращается подсасывание газа, и вся камера заполняется прозрачной водой без пузырьков газа.

Наоборот, при уменьшении давления сжатия  $p_c$ , а также при увеличении давления рабочей воды  $p_p$  зона повышения давления может перемещаться вниз по течению, достигать диффузора и даже проникать в сливной трубопровод за диффузор на расстояние до 1 м и более.

Максимальная эффективность (КПД) эжекторов наблюдается, когда зона повышения давления находится в выходном сечении камеры смешения. В тех случаях, когда скачок давления происходит в диффузоре (или в напорном трубопроводе), расчетное значение отношения  $d_t/d_c$  увеличивается, так как роль камеры смешения начинает выполнять одно из сечений диффузора или напорного (сливного) трубопровода.

Работа эжекторов с уменьшенным по сравнению с расчетным значением  $d_c/d_t$  при заданной величине  $\Delta p_c/\Delta p_p$  снижает коэффициент подсоса  $u_0$ , так как режимная точка (см. рис. 1.7) переходит из нижней зоны (по отношению к кривой оптимальных режимов) в верхнюю. Кроме того, работа эжекторов в этой зоне может привести к неустойчивым режимам, сопровождающимся шумом и вибрацией.

### 1.3. Основы проектирования и теория подобия гидроструйных аппаратов

Проектирование гидроструйного аппарата сводится к точному расчету его гидравлических характеристик, назначению основных геометрических размеров и определению формы. Для того чтобы расчетные характеристики совпали с действительными, геометрические формы и размеры отдельных частей аппарата должны удовлетворять определенным требованиям.

В результате использования расчетных уравнений или нормальных и частных (кавитационных) характеристик определяется лишь основной геометрический параметр гидроструйных аппаратов – отношение площадей или диаметров камеры смешения и сопла. Для реализации необходимых требований к гидроструйным насосам по расходам и давлениям требуется рассчитать конструктивные размеры рабочего сопла, входного участка камеры смешения и диффузора. Иногда по условиям размещения приходится уменьшать расчетную длину гидроструйного насоса, что может, например, достигаться заменой одного большого насоса несколькими насосами меньших размеров; заменой одного сопла несколькими; применением специальных видов диффузоров, позволяющих сократить их длину; использованием вместо гидроструйного насоса с центральным соплом струйного насоса с кольцевым соплом и т.п.

Следует подчеркнуть, что расчеты по формулам и графикам, приведенным в подразд.1.2, позволяют получить лишь усредненные характеристики струйных аппаратов, которые могут быть существенно уточнены в процессе доводочных испытаний на модельных или натуральных образцах. Например, принято считать, что максимальное значение КПД гидроструйных насосов с центральным соплом не превышает 30...32 %, в то же время в литературе имеются сведения [42, 46, 52], что за счет правильного проектирования и тщательного изготовления насосов удастся увеличить их КПД до 40 % и даже более.

В последние годы появилось немало интересных предложений по улучшению конструкции элементов струйных насосов. Так, Г.Е. Мускевич предложил и испытал гидроструйный насос с двухповерхностной струей [46] (рис.1.8), который, по данным автора, показал при испытаниях КПД более 40 %. В этом насосе кольцевое сопло установлено таким образом, что на выходе из него рабочая струя имеет две активные поверхности (наружную и внутреннюю), увлекающие эжектируемую (пассивную) жидкость. Н.Л. Зангер обратил внимание на необходимость тщательной обработки внешнего контура рабочего сопла, который составляет часть проточного тракта подсосываемого потока. Поэтому этот контур должен обеспечивать гидродинамически плавный переход подсосываемого потока во входном участке камеры смешения [30].

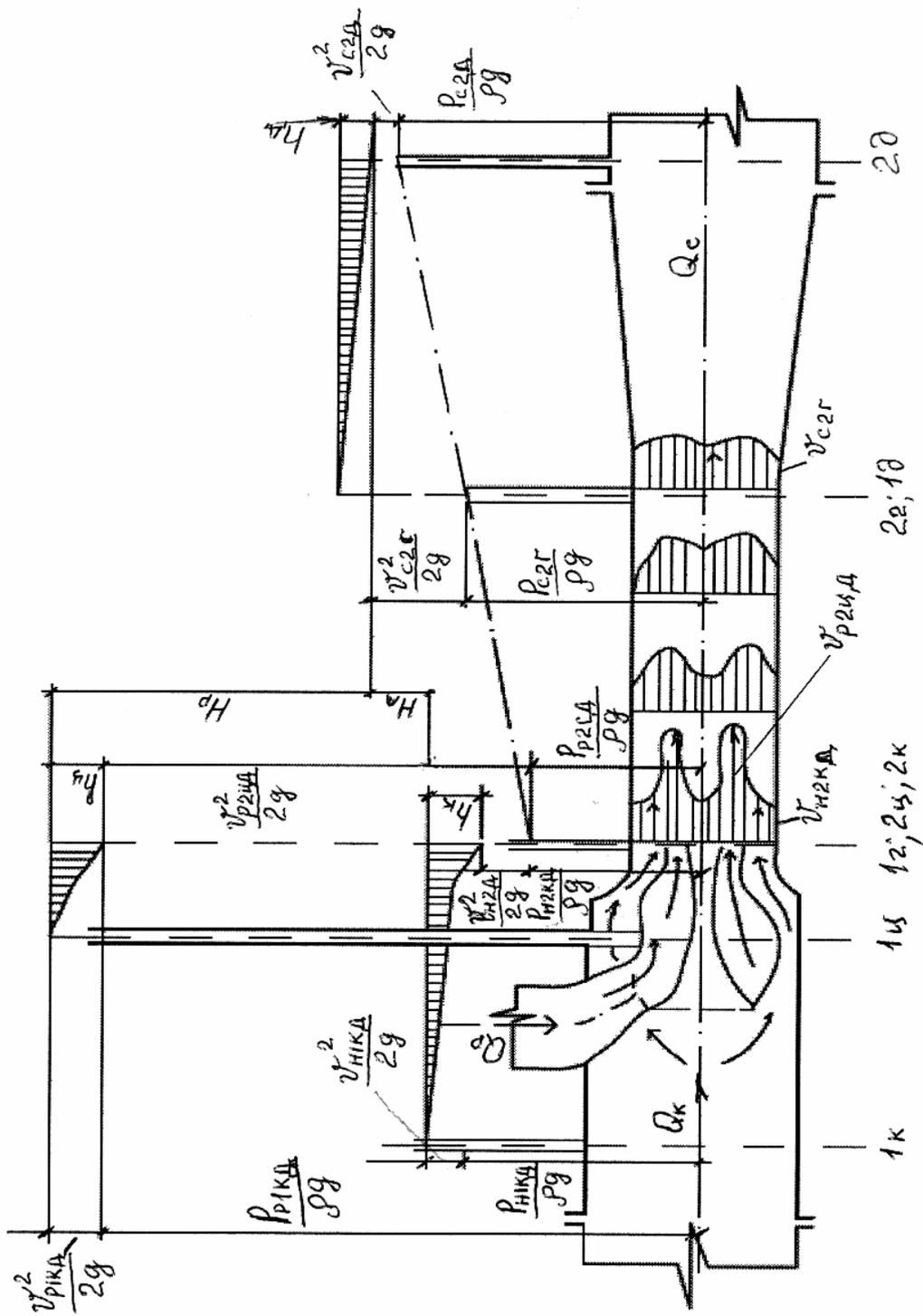


Рис.1.8. Схема распределения давлений и скорости жидкости в проточной части гидроструйного насоса с двухповерхностной рабочей струей

Рекомендуется применять так называемые коноидальные насадки (сопла), внутренняя поверхность которых выполнена по форме истекающей из них струи. Такие насадки способны обеспечить исключительно высокие значения коэффициента скорости – порядка 0,994. Однако, вследствие сложности очертаний коноидальных насадков и трудности их изготовления, они в последующем были почти полностью заменены коническими сходящимися соплами с небольшим цилиндрическим участком на выходе. Угол конусности этих насадков принимают около  $13...14^\circ$ , а длину цилиндрического участка на выходе не более  $(0,7...0,8) d_c$ . Сопло такой формы обеспечивает коэффициент скорости  $\varphi = 0,93...0,97$ .

Определить формы движения жидкости в насосах теоретическим путем на современной стадии развития науки не всегда представляется возможным. Поэтому в практике проектирования лопастных и струйных насосов во многих случаях используют опытные данные. Научно обоснованное обобщение результатов экспериментов можно выполнить с помощью методов теории подобия. Подобными называются явления, у которых все характеризующие их величины находятся между собой в постоянных соотношениях. Таким образом, при подобии потоков жидкости в насосах по известным характеристикам потока жидкости в одном из них (модели) можно получить характеристики потока жидкости в другом (натурном) насосе простым пересчетом. Такой переход аналогичен переходу от одной системы единиц физических величин к другой [43].

Для обеспечения возможности такого перехода от модельного образца к натурному необходимо соблюдение геометрического, кинематического и силового (гидродинамического) подобия.

Геометрическое подобие границ потоков (проточных полостей насосов) – необходимое условие подобия самих насосов. При соблюдении этого условия все сходственные линейные размеры проточной части сравниваемых насосов должны находиться в постоянном соотношении. Геометрическое подобие, кроме того, включает подобие относительных шероховатостей стенок проточной части насосов, толщин обтекаемых профилей.

Кинематическое подобие – это подобие траекторий движения частиц жидкости и равенство скоростей в сходственных точках потока (т.е. планы скоростей модельного и натурального потоков должны быть подобны).

Силовое (гидродинамическое) подобие означает полное подобие потоков и характеризуется равенством отношений сил одинаковой физической природы, действующих на частицы жидкости или на границы потока в сходственных точках. Силовое подобие напорных установившихся потоков требует равенства чисел Рейнольдса  $Re$ .

Использование для расчета струйных насосов геометрического подобия является обоснованным только в том случае, когда сопротивление отдельных конструктивных элементов струйного насоса не зависит от его абсолютных размеров, напоров (давлений), расходов, вязкости, кавитации и т.п.

В качестве критерия динамического подобия можно принять число Рейнольдса, записываемое в следующем виде:

$$Re = d_c v_p / \nu = d_c \sqrt{2\Delta p_p} / \rho / \nu, \quad (1.33)$$

где  $d_c$  – диаметр выходного сечения сопла, м;

$v_p$  – скорость истечения рабочей жидкости из сопла при  $\varphi_c = 1$ , м/с,

$$v_p = \sqrt{2\Delta p_p / \rho};$$

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Принято считать, что при  $Re \geq 10^6$  в гидроструйных насосах соблюдается автомодельный режим и введения поправок на вязкость при расчете не требуется.

На рис. 1.9 приведена номограмма для определения числа Рейнольдса в гидроструйных насосах с центральным соплом для различных жидкостей. На этой номограмме значение  $Re = 10^6$  отмечено как критическое ( $Re_{кр}$ ) [43].

Можно написать и другое выражение для числа Рейнольдса, если за характерную скорость принять среднее ее значение в конце камеры смешения  $v_{2г}$ , а за характерный линейный размер – диаметр камеры смешения (горловины)  $d_{г}$ :

$$Re_* = d_{г} v_{2г} / \nu. \quad (1.34)$$

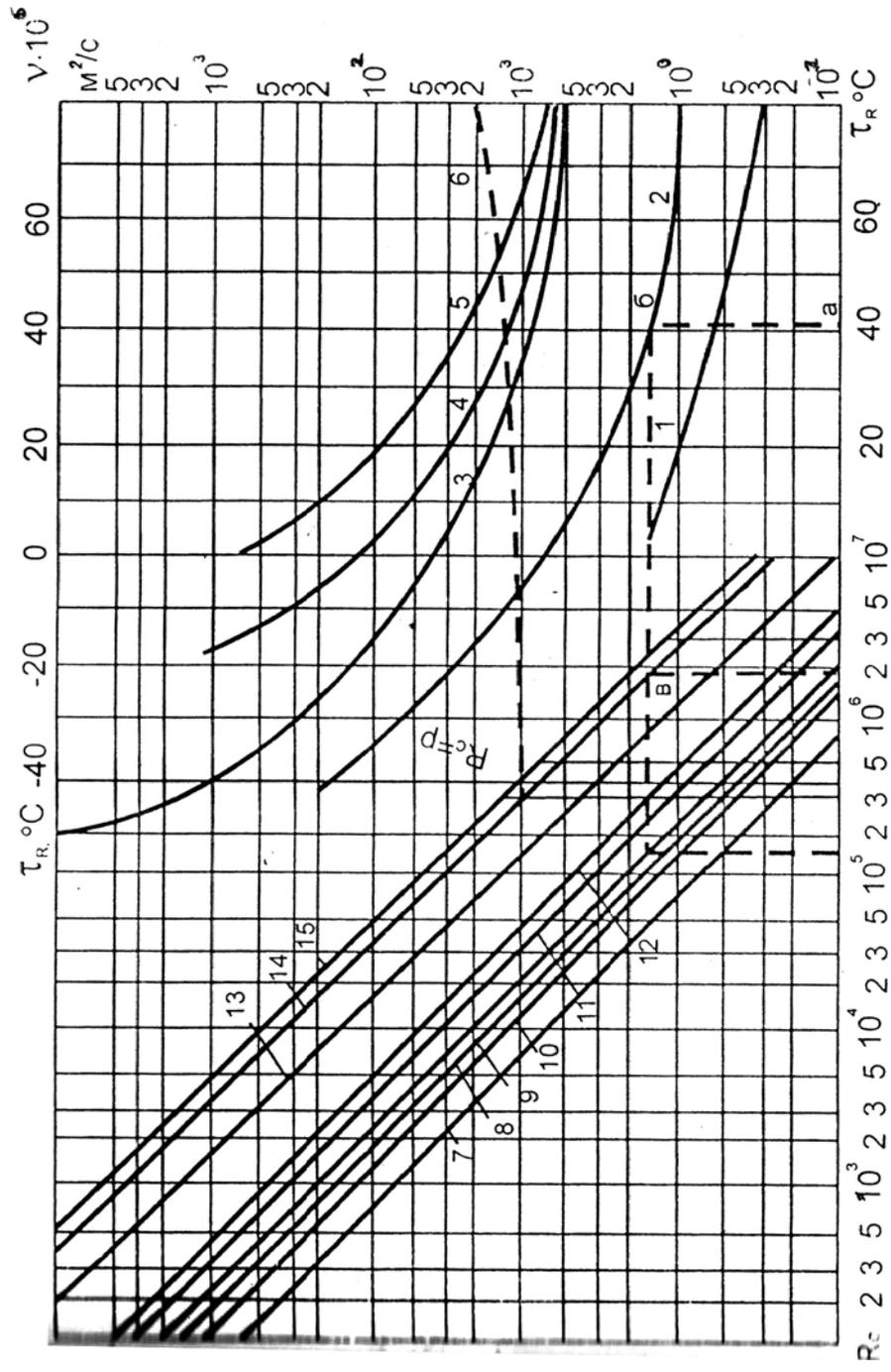


Рис.1.9. Номограмма для определения чисел Рейнольдса в гидродинамических насосах с центральным соплом в зависимости от кинематического коэффициента вязкости жидкости  $\nu$ , ее температуры  $\tau_p$ , диаметра рабочего сопла  $d_c$  и предполагаемого перепада давления  $\Delta p_p$  [43]:

1-5 – кривые  $\nu = f(\tau_p)$  для различных жидкостей в воздухе (1 – вода; 2 – керосин; 3 – жидкость АМГ-10;

4 – масло АУ; 5 – масло веретенное; 6 – воздух); 7-15 – кривые  $Re = f(\nu, d_c, \Delta p_p)$

В этом случае  $Re_*$  зависит от режима работы гидроструйного насоса, т.е. от коэффициента подсоса. Отношение скорости жидкости в горловине  $v_{2\Gamma}$  к скорости жидкости на выходе из сопла можно записать в виде:

$$\frac{v_{2\Gamma}}{v_p} = \frac{Q_c}{S_\Gamma} \cdot \frac{Q_p}{S_c} = \frac{Q_c}{Q_p} \cdot \frac{S_c}{S_\Gamma}, \quad (1.35)$$

где  $Q_c$  – суммарный расход жидкости, выходящей из гидроструйного насоса,  $Q_c = Q_p + Q_n$ ;

$Q_p$  – расход рабочей жидкости;

$S_\Gamma, S_c$  – соответственно площадь поперечного сечения горловины и сопла насоса.

Преобразуя (1.35), получаем:

$$\frac{v_{2\Gamma}}{v_p} = \frac{Q_p + Q_n}{Q_p} \cdot \frac{S_c}{S_\Gamma} = (1+u) \frac{d_c^2}{d_\Gamma^2}. \quad (1.36)$$

Отсюда

$$v_{2\Gamma} = v_p (1+u) \frac{d_c^2}{d_\Gamma^2}, \quad (1.37)$$

где  $u = Q_n/Q_p$  – коэффициент подсоса.

Подставляя выражение (1.37) в (1.34), получаем:

$$Re_* = \frac{d_\Gamma v_p}{\nu} (1+u) \frac{d_c^2}{d_\Gamma^2} = \frac{d_c v_p}{\nu} \cdot \frac{d_c}{d_\Gamma} (1+u), \quad (1.38)$$

или иначе

$$Re_* = Re (1+u) \frac{d_c}{d_\Gamma}. \quad (1.39)$$

В камере смешения жидкостно-газового аппарата образуется жидкостно-газовая смесь, эффективная вязкость для которой определяется по формуле [39]

$$\nu_* = \frac{4\nu'}{3\phi_o(1-\phi_o)} + \frac{\gamma'' R_o a_*'^2}{a_*'}$$

где  $\nu'$  – вязкость жидкости;

$\gamma''$  – показатель адиабаты газа;

$R_o$  – начальный радиус пузыря;

$a'_*$  – скорость звука в жидкости,

$$a_* = \left[ \frac{p}{\rho' \varphi_o (1 - \varphi_o)} \right]^{1/2};$$

здесь  $p$  – начальное давление;

$\varphi_o$  – начальное объемное газосодержание смеси;

$\rho'$  – плотность жидкости.

Необходимо отметить, что соблюдение  $Re_*$  при стендовых или натуральных испытаниях гидроструйных насосов сопряжено с рядом трудностей. Поэтому в первом приближении можно сначала определить  $Re$  по формуле (1.35), а уже после окончательного расчета вычислить  $Re_*$  по формуле (1.39).

Используя номограмму (см. рис.1.9), можно видеть, что при перекачке гидроструйным насосом воды величина  $Re$  при изменении температуры от 0 до 80 °С находится в пределах от  $4 \cdot 10^4$  до  $10^7$ , в то время как для более вязких жидкостей, таких, как керосин, жидкость АМГ-10 и др., величина  $Re$  будет уменьшаться до  $10^2 \dots 10^3$ . Это может существенно ухудшить характеристики гидроструйных насосов, а при расчетах потребовать введения поправок на вязкость жидкости.

Анализируя выражение (1.33), можно видеть, что значение  $Re_*$  в камере смешения (в горловине) обычно близко к значению  $Re$ , определяемому по формуле (1.33). Это объясняется тем, что при малых значениях отношения  $d_r/d_c$  коэффициент подсоса  $u$  обычно не превышает единицы; при больших значениях этого отношения ( $d_r/d_c = 5 \dots 10$ ) коэффициент подсоса может составлять 5...10. Поэтому величина  $Re_*$  в этом случае близка к значению  $Re$ .

#### 1.4. Конструкции эжекторов

Эжекторы находят широкое применение в технике. Они используются для создания вакуума, отсоса воздуха и других веществ.

С помощью струйных насосов откачивают воду из глубоких колодцев и скважин. На поверхности земли устанавливают струйный насос. По ответвлению, соединяющему напорную линию центробежного насоса с соплом эжектора, подводят активный поток. Такие установки используют для откачки воды с глубины до 50...60 м. Эта же схема применяется для повышения высоты всасывания центробежных насосов, например конденсатных и питательных, на тепловых станциях.

Отопительные приборы (радиаторы) обычно подсоединяют к тепловой сети через эжектор. Роль активного потока выполняет горячая вода, которую вводят в эжектор через сопло. С помощью эжектора удается включить часть охлажденной воды, прошедшей через радиаторы, в повторный цикл. Регулировку температуры циркулирующей воды осуществляют изменением расхода активного (высокотемпературного) потока.

Широкое распространение получил гидротранспорт – транспортировка твердых сыпучих материалов потоками жидкости по трубам и каналам. В системах напорного гидротранспорта наряду с грунтовыми и багерными насосами, землесосами и углесосами часто встречается эжектор. В этом случае он именуется гидроэлеватором. В магистрали чистой воды устанавливают центробежный насос, который создает активный поток. В приемную камеру гидроэлеватора непрерывно загружают сыпучий материал либо в сухом виде, либо в виде смеси с водой (пульпы). Струя эжектирует этот материал в напорный пульповод и дальше. Большому абразивному износу в этой схеме подвержена рабочая камера гидроэлеватора, но это простая деталь и ее заменить легче, чем рабочее колесо землесоса.

Струйный насос можно использовать вместе с центробежным для получения больших подач при малых напорах. Для области  $Q=100$  л/с и  $H=10$  м наша промышленность серийных насосов не выпускает. Эжектор плюс центробежный насос могут заполнить эту область промышленного производства. При этом выбирается серийный центробежный насос с бóльшим, чем требуется, напором, но меньшей, чем требуется, подачей. В эжекторе расход жидкости увеличивается за счет избыточного напора центробежного насоса.

Более подробный анализ области практического использования эжекторов можно найти в литературе [12, 35].

#### *Поверхностные эжекторные установки*

«Кольцевое сопло» (рис.1.10,а) представляет собой закрытый опрокинутый конус с выходным расширяющимся книзу соплом на вершине. Воздушная трубка образует со стенками конуса кольцевой канал для прохода воды. Вода от насоса к эжектору подается через боковой штуцер. Воздух всасывается за счет разрежения, возникающего у конца воздушной трубки при обтекании ее рабочей жидкостью. Выходящая из эжектора водовоздушная смесь погружается в обрабатываемую сточную воду со скоростью 10...12 м/с. В месте входа струи образуется

углубление в виде воронки. Водовоздушная струя захватывает в воронку атмосферный воздух и перемешивает воду в камере смешения. Доказано, что максимальный захват воздуха достигается при установке эжектора на расстоянии от поверхности воды 8...10 см, а наилучшее перемешивание содержимого эжектора при угле наклона струи к поверхности жидкости 25...30° [32, 51].

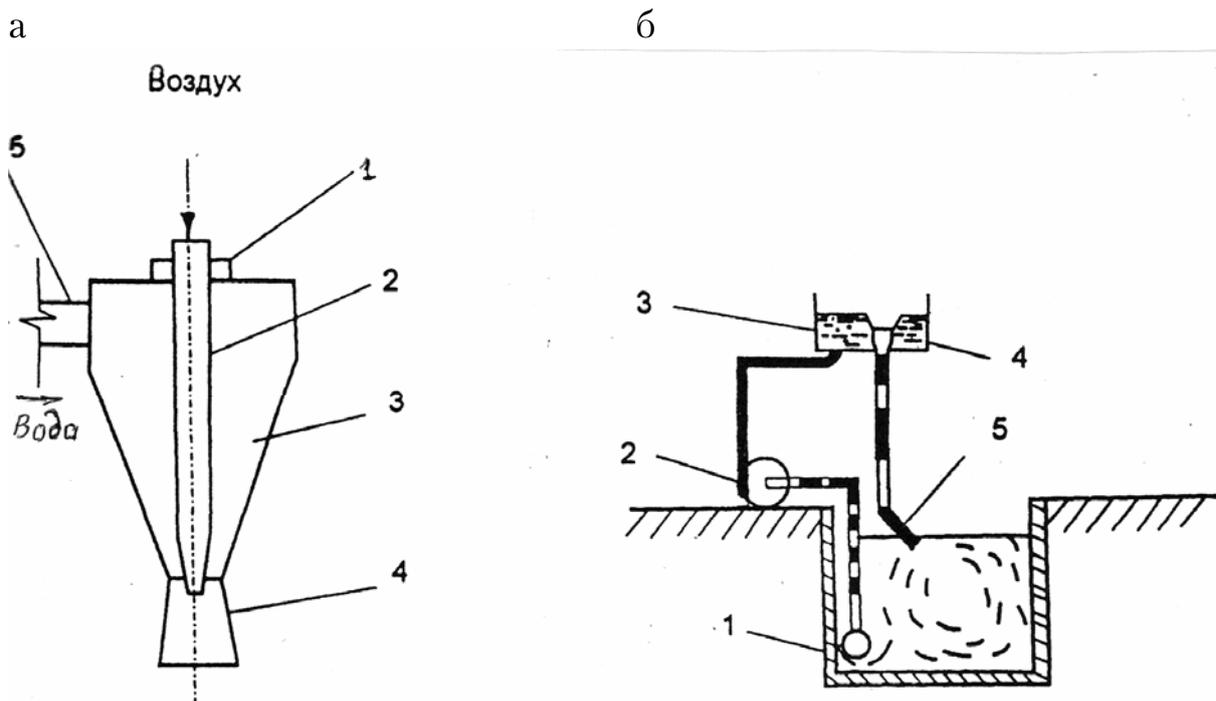


Рис.1.10. Поверхностные эжекторные аэраторы:  
 а – аэратор «кольцевое сопло» (1 – контргайка; 2 – воздушная трубка; 3 – корпус; 4 – выходное сопло; 5 – входной патрубок);  
 б – одноступенчатый шахтный водослив (1 – аэрационное сооружение; 2 – циркуляционный насос; 3 – переливной бачок; 4 – кольцевой шахтный водослив; 5 – сопло)

Коэффициент эжекции воздуха  $\mu$  достигает максимального значения 1,3...1,7 при скорости жидкости в сжатом сечении 8...10 м/с. При дальнейшем увеличении скорости наблюдается рост удельных энергетических затрат. Поэтому скорость  $v = 8...10$  м/с рекомендуется для расчетов. Для создания такой скорости напор рабочей жидкости должен составлять 0,05...0,07 МПа. Струйные аппараты «кольцевое сопло» рекомендуются к установке как в строящихся, так и в существующих аэротенках небольшой производительности.

Одноступенчатый шахтный водослив (рис.1.10,б) устанавливают над аэрационным бассейном. В качестве рабочей жидкости эжектора используют очищаемую воду, которая подается через переливной бачок к водосливу с помощью насоса. Опускаясь под собственным весом по вертикальной трубе, вода через шахтный водослив эжектирует воздух. Выходящая из направляющего патрубка водовоздушная струя дополнительно захватывает воздух из атмосферы.

Смесь воды и воздуха погружается в очищаемую жидкость. Таким способом достигается подача воздуха в количестве 6...14 кг/(м<sup>3</sup>·ч). Высокая турбулентность воды обеспечивает благоприятные условия для снабжения хлопьев активного ила кислородом и питательными веществами.

Для подачи жидкости используют осевые или низконапорные центробежные насосы с рабочим напором 0,04...0,05 МПа.

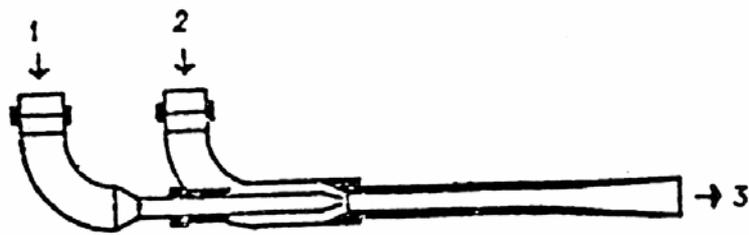
### *Погружные эжекторные установки*

Погружные эжекторные установки более эффективны по сравнению с поверхностными: процент использования кислорода в них более высок, жидкость перемешивается лучше, а аэрация с их помощью возможна при больших глубинах жидкости.

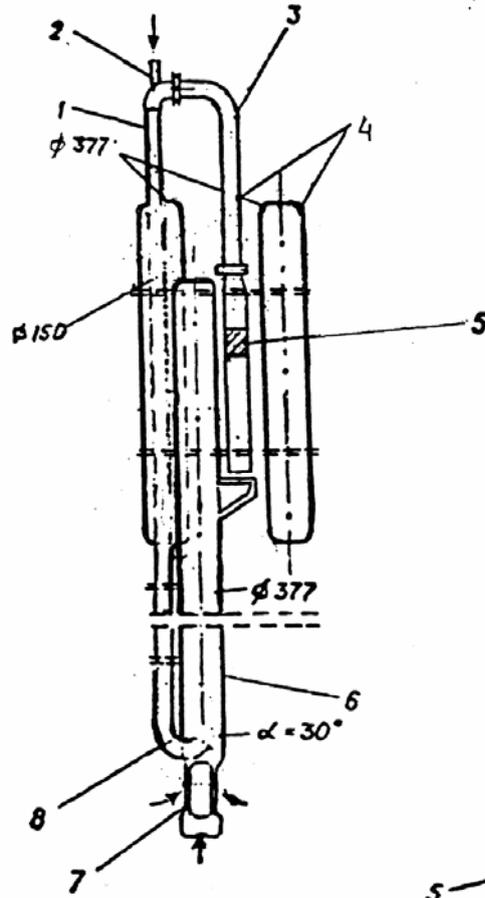
Погружная эжекторная установка, представленная на рис. 1.11,а, работает следующим образом: поступающая от насоса по напорному трубопроводу иловая смесь подается в суженное сечение (сопло) эжектора, в котором при высоких скоростях движения жидкости возникает вакуум. За счет вакуума по другому трубопроводу эжектируется атмосферный воздух. В смесительной камере газ и жидкость перемешиваются, и смесь их поступает в диффузор, в котором в результате постепенного увеличения площади сечения уменьшается скорость и, соответственно, увеличивается давление. Из диффузора водовоздушная смесь поступает под уровень жидкости в аэрационное сооружение.

«Зоза-аэратор» (ГДР) (рис.1.11,б) предназначен для аэрации и перемешивания воды в глубоких водоемах. При погружении низа устройства на 7 м насос обеспечивает расход воды 63 м<sup>3</sup>/ч, общий же расход воды через устройство с учетом подсоса составляет 450 м<sup>3</sup>/ч. При использовании данного аэратора достигается интенсивное перемешивание воды в водоемах за счет забора ее из нижних, самых бедных на кислород слоев и последующего выброса на поверхность водоема. При этом самая богатая на растворенный кислород вода из верхних слоев водоема опускается вниз [51].

a



б



в

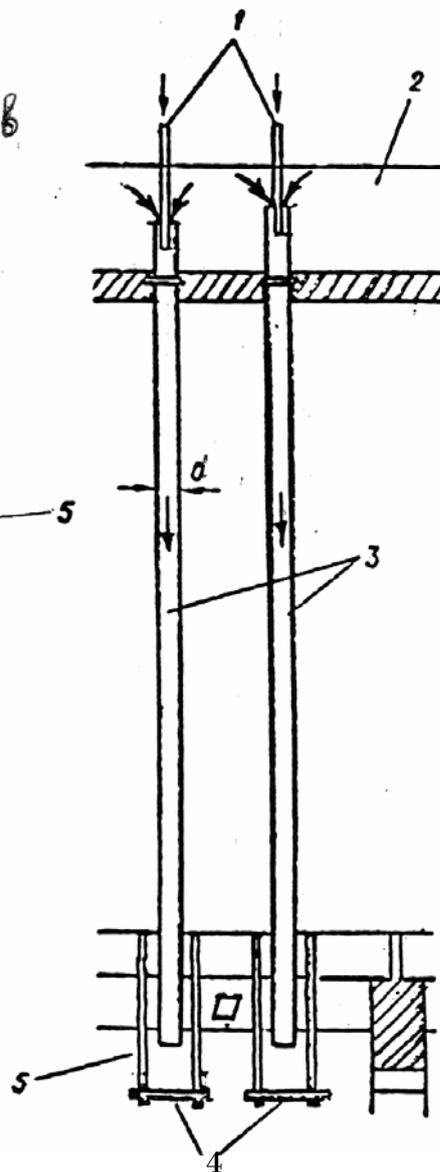


Рис.1.11. Погружные эжекторные аэраторы:  
а – эжектор (1-трубопровод подачи воды; 2 – воздухопровод; 3 – диффузор);  
б – «Зоя-аэратор» (1 – сопло; 2 – воздухопровод; 3 – напорный трубопровод; 4 – понтон; 5 – насос; 6 – подъемная труба; 7 – отверстия подсоса жидкости; 8 – смесительный трубопровод);  
в – аэраторы «опускные трубы» (1 – воздушные трубки; 2 – резервуар с аэрируемой жидкостью; 3 – опускные трубы; 4 – отражатели; 5 – камера реакции)

Опускные трубы служат для насыщения воды кислородом с целью последующего удаления из нее углекислоты и для окисления железа и марганца [51]. Эти трубы применяются с подводом воды сверху (рис.1.11,в) и сбоку. Вода может поступать к ним как открыто (бассейны, каналы, емкости), так и по напорным трубопроводам. Представленная на рис. 1.11,в установка по обработке водопроводной воды состоит из двух бассейнов – верхнего и нижнего, трубопровода (труба диаметром 100 мм) подачи воздушной смеси в нижний бассейн, воздушной трубы диаметром 40 мм и устройства для торможения воздушных струй под уровнем жидкости в нижнем бассейне. Работают также установки с водовоздушными трубами диаметром 150 и 65 мм. Верхний бассейн предназначен для подачи воды на обработку, нижний – для протекания реакции окисления. Верхние концы водовоздушных трубопроводов расположены выше уровня жидкости в верхнем бассейне. Это предотвращает подъем жидкости выше критического уровня. В ограждающих конструкциях верхнего бассейна на расстоянии 760 мм от днища устроены переливные окна на случай значительного повышения в нем уровня жидкости.

Нижний конец водовоздушных трубопроводов расположен под уровнем жидкости в нижнем бассейне на глубине 5 см. Воздушные трубопроводы вставлены в верхние концы водовоздушных трубопроводов. У нижних концов водовоздушных труб установлены устройства для торможения водовоздушных струй.

При поступлении воды в трубопроводе большего диаметра возникает вакуум. Через воздушную трубу в зону пониженного давления поступает воздух, который растворяется в воде при движении в трубе и при ударе водовоздушной смеси о тормозные устройства на выходе из трубопровода.

Долгое время в качестве жидкостно-газовых эжекторов в основном использовали аппараты с короткой камерой смешения ( $l_T \leq 10d_T$ ), которые конструировались по тем же правилам, что и гидроструйные насосы. Такие струйные аппараты (эжекторы) широко применяют в качестве вакуумных аппаратов, гидрокомпрессоров и смесителей для жидкости и газа. В частности, водовоздушные и газовоздушные аппараты с традиционной геометрией проточной части используют для следующих целей: вакуумирования центробежных насосов перед пуском; откачки газов и пара из вакуумных деаэраторов и конденсаторов турбин; смешения и растворения газов в жидкости во флотационных,

хлораторных, озонаторных и других установках; получения сжатого воздуха при подпитке гидropневматических установок; подачи воздуха в аэрационные сооружения систем городского и промышленного водоотведения и т.п.

Стремление усовершенствовать жидкостно-газовые струйные аппараты привело Б.Е. Кореннова [36] к созданию эжекторов с удлиненной камерой смешения (рис. 1.12).

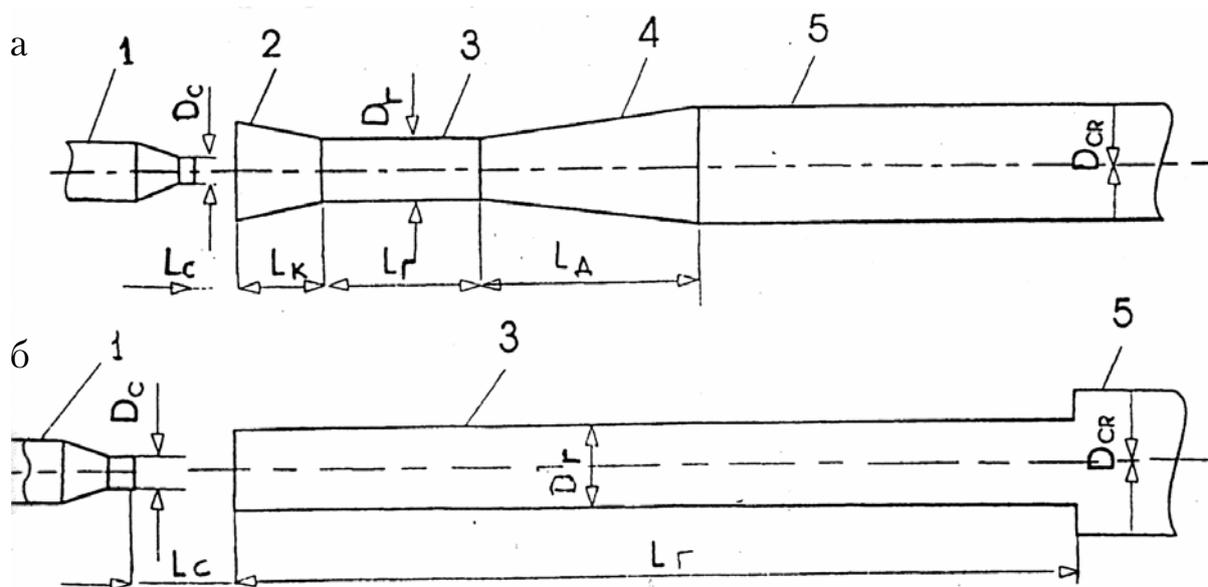


Рис.1.12. Схемы проточной части жидкостно-газовых эжекторов с компактной рабочей струей:  
 а – с короткой камерой смешения;  
 б – с удлиненной камерой смешения;  
 1 – трубопровод; 2 – сопло; 3 – камера смешения; 4 – диффузор;  
 5 – сливная труба

В таких аппаратах длина камеры смешения увеличена до  $30...35d_r$ . Как видно из рис. 1.12, б, в эжекторах с удлиненной камерой смешения отсутствует диффузор. Эжектор содержит рабочее сопло и цилиндрическую камеру смешения, которая скачкообразно переходит в сливную трубу. Такая конструкция гидроструйного эжектора позволяет увеличить объемный коэффициент подсоса  $u_0$  примерно в два раза при работе его в режиме вакуумного аппарата. При этом эффективность по сравнению с эжектором, имеющим короткую камеру смешения, возрастает по мере увеличения создаваемого вакуума.

Схемы наиболее известных и распространенных нерегулируемых гидроструйных насосов приведены на рис. 1.13. Рабочее коническое сопло (насадку) в основном устанавливают соосно (по центру) с

камерой смешения (рис. 1.13, а), а также в виде кольца, размещенного по периферии камеры смешения (рис. 1.13, б), или комбинированно (рис. 1.13, в). В некоторых случаях применяют многосопловые гидроструйные аппараты (рис. 1.13, г). Плоскость среза активного сопла (сопл) должна или находиться во входном сечении камеры смешения, или быть выдвинута из него против течения на некоторое расстояние (обычно не более чем на один-два калибра сопла).

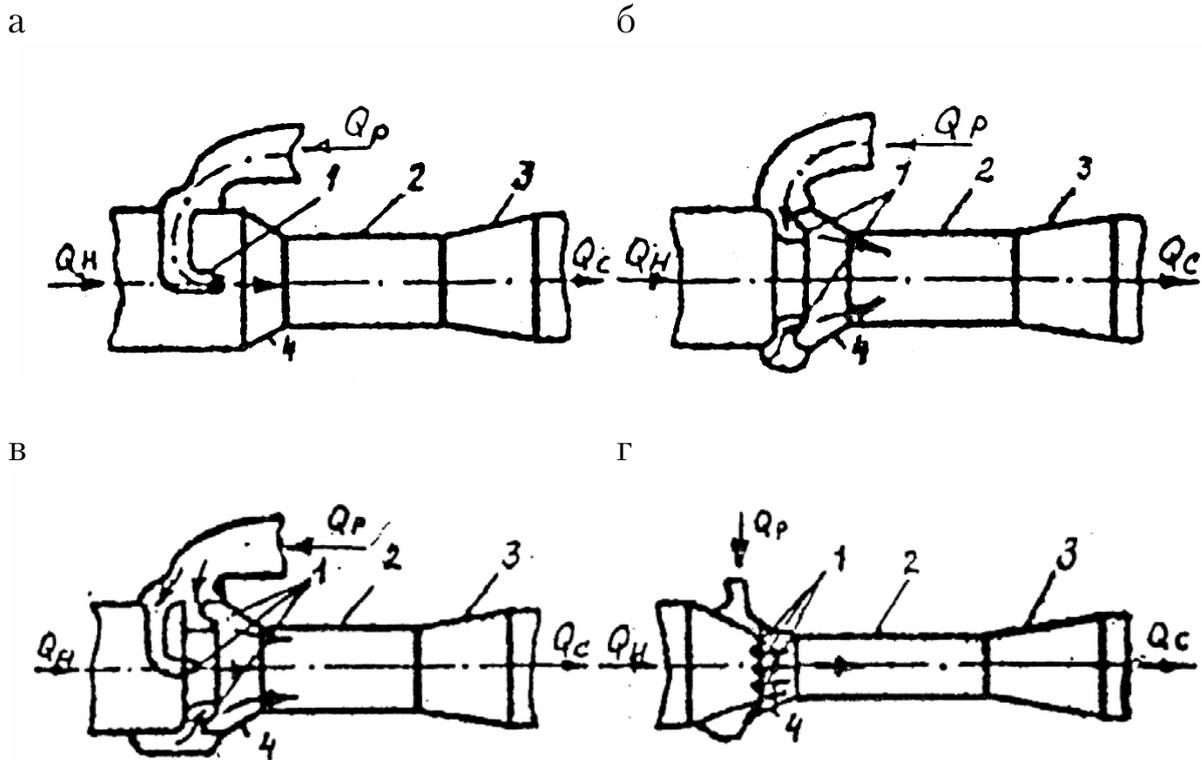


Рис. 1.13. Схемы нерегулируемых гидроструйных насосов:  
а – с центральным соплом; б – с кольцевым соплом;  
в – с центральным и кольцевым соплами; г – многосопловой;  
1 – сопло; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – конфузор

На рис. 1.14 приведены схемы гидроструйных насосов с регулируемыми геометрическими параметрами, причем регулирование производится за счет изменения площади выходного сечения рабочего (активного) сопла или площади поперечного сечения камеры смешения (горловины).

а

б

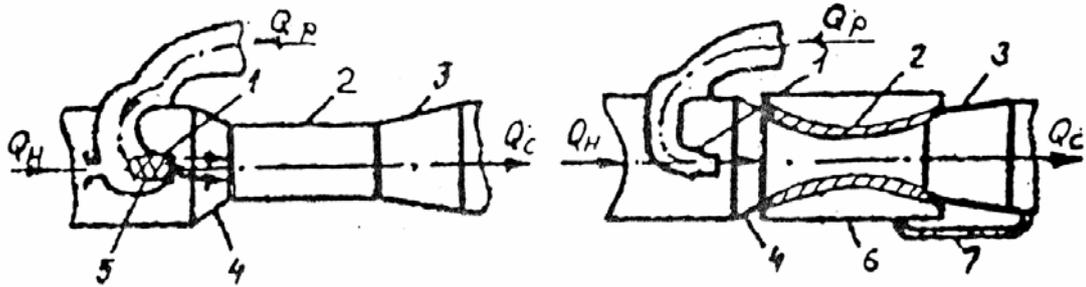


Рис. 1.14. Схемы насосов с регулируемыми геометрическими параметрами:  
 а – с регулируемой площадью выходного сечения сопла;  
 б – с регулируемой площадью поперечного сечения камеры смешения;  
 1 – сопло; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – конфузор; 5 – «игла» для регулирования площади выходного сечения сопла; 6 – дополнительная полость для изменения площади поперечного сечения камеры смешения;  
 7 – трубопровод для подачи жидкости в камеру б

Различными авторами предложен ряд новых, отличных от предыдущих конструкций струйных аппаратов. Так, на рис. 1.15 приведены конструкции струйных насосов, выполненных в виде колена (поворота) на трубопроводе. При этом активная среда, как правило, подается по наружному колену, а пассивная подсасывается по внутреннему.

На рис. 1.16 изображены конструкции щелевых струйных аппаратов.

Рабочая жидкость (рис. 16, а) подается по трубе 1 и отражается от пластины 5, к которой в зоне максимального понижения гидростатического давления присоединен всасывающий патрубок 4; смесь сред изливается в щель между пластинами 5 и 7 и через кожух 3 и патрубок 2 отводится к потребителю. Пластины 5 и 7 удерживаются на заданном расстоянии с помощью крепежных болтов 6.

Струйный аппарат, представленный на рис.1.16,б, является усовершенствованным аппаратом, изображенным на рис.1.16,а. Рабочая струя поступает по трубке 1 в сопло 8 и, отражаясь от пластины 5, образует симметричную круговую зону отражения. Всасывающая полость в виде проточки 9 использует всю зону пониженного давления, образованную истекающей из сопла 8 струей. Пассивная среда подсасывается по патрубку 4, просверленному в корпусе 10.

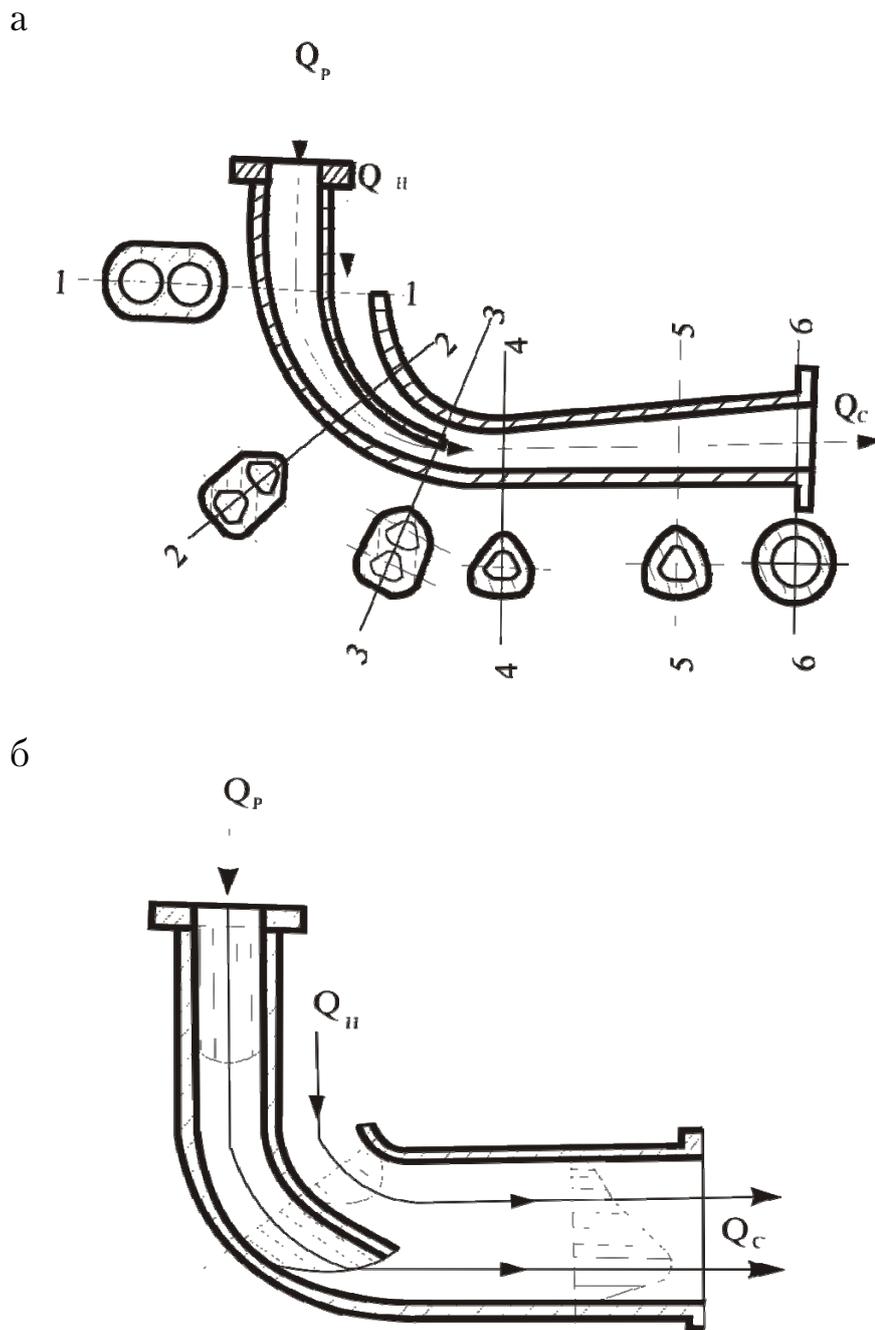


Рис. 1.15. Схемы асимметричных струйных насосов:  
 а – по а.с.193930 (СССР); б – по пат.3650637 (США);  
 1-1 – 6-6 – поперечные сечения

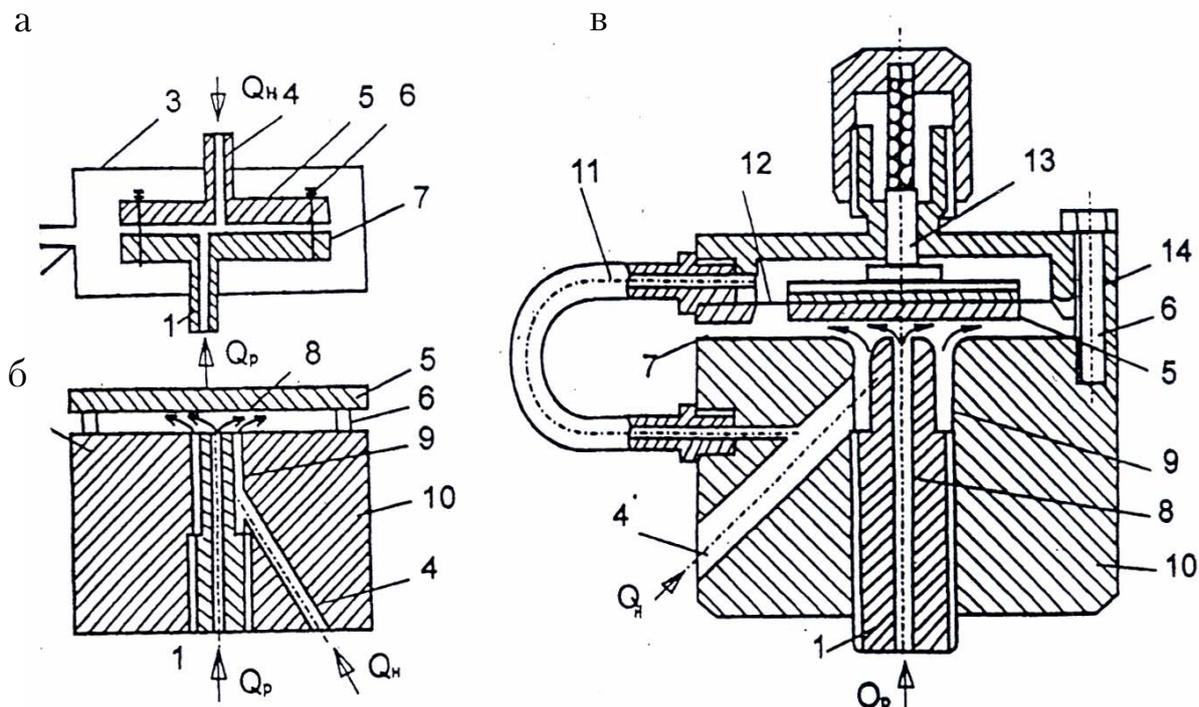


Рис. 1.16. Схемы щелевых струйных насосов по авторским свидетельствам СССР: а – а.с.210663; б – а.с.338687; в – а.с.901654

Щелевой струйный аппарат, приведенный на рис. 1.16,в, аналогичен по конструкции аппарату, изображенному на рис. 1.16,б, но является регулируемым, так как отражающая пластина 5 опирается также на шток 13 с пружиной. Плотность над диафрагмой 12 сообщается через трубку 11 со всасывающим отверстием 4, просверленным в корпусе насоса 10. При изменении давления всасывания отражающая пластина 5 может перемещаться под действием пружины и диафрагмы 12.

На рис. 1.17 изображены заблокированные струйные насосы, позволяющие увеличить подачу откачиваемой среды [43].

Насос, приведенный на рис. 1.17,а, собран из профилированных тарелок, образующих в поперечном сечении обычные струйные насосы, имеющие диффузор 1, камеру смешения 2, конфузор 3. Рабочие сопла 9 собраны из штампованных или литых деталей, закрепленных на трубе 4, подводящей активную жидкость. Для организации потоков рабочей (активной) и подсосываемой (пассивной) сред по трубам 4 и 8 часть рабочих сопел 5 и камер смешения 6 заглушены. Подсосываемая среда подводится снизу по трубе 8. Конструкция в целом стянута болтами 7. Струйный насос, изображенный на рис. 1.17,б, аналогичен по кон-

струкции предыдущему, однако для обеспечения технологичности сборки и изготовления основные детали его выполнены путем намотки полосы по спирали с последующей сваркой.

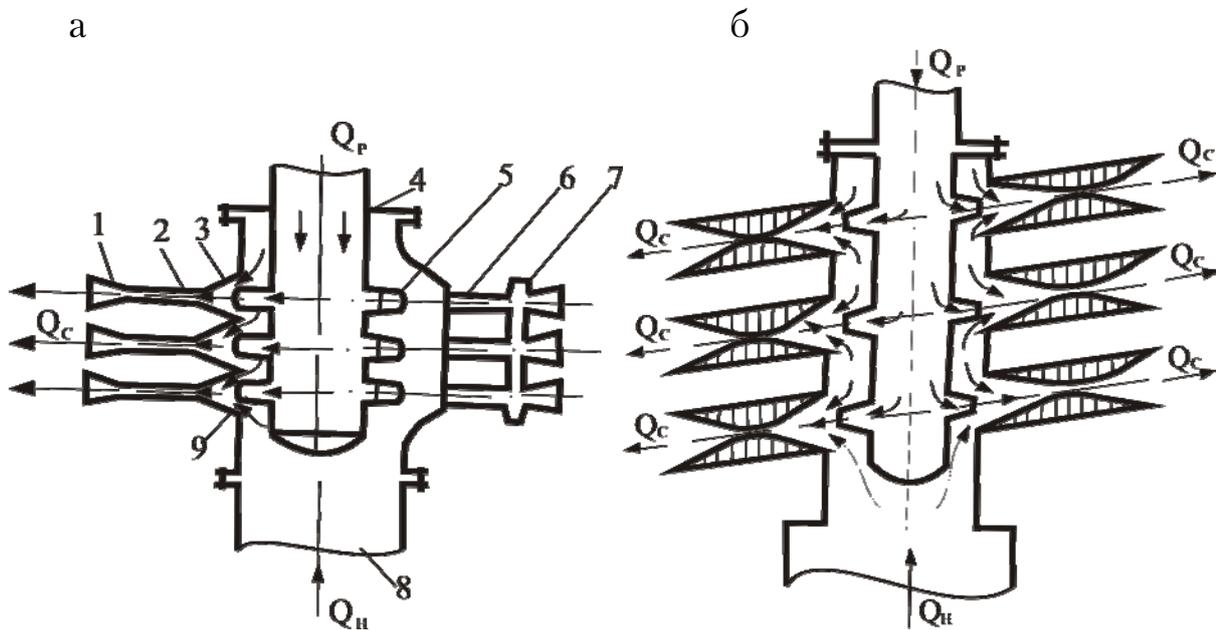


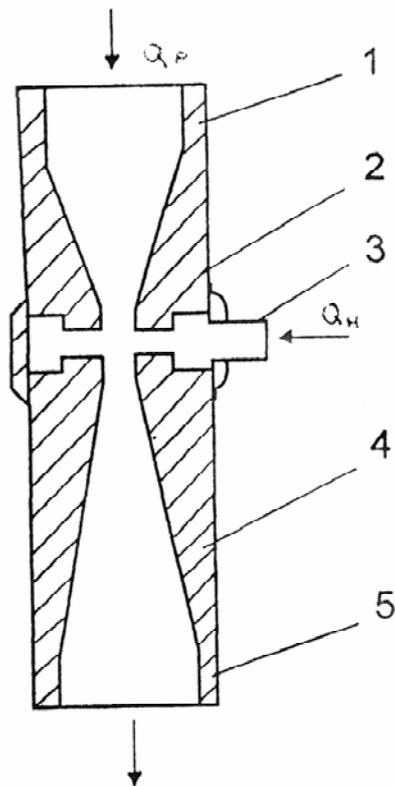
Рис. 1.17. Схемы заблокированных струйных щелевых насосов: а – по а.с. 180290(СССР); б – по а.с. 800434 (СССР)

Необходимо отметить, что конструктивное усовершенствование гидроструйных насосов в определенной мере идет за счет создания регулируемых аппаратов с учетом того, что отношение площади поперечного сечения камеры смешения (горловины)  $S_r$  к площади выходного сечения сопла  $S_c$  является одним из основных геометрических критериев подобия, определяющих тип гидроструйного насоса и вид его гидравлических характеристик, подобно тому, как коэффициент быстроходности определяет тип лопастного (центробежного) насоса, были предприняты многочисленные попытки сконструировать регулируемые струйные насосы. Одно из направлений таких разработок охватывает способы регулирования площади выходного сечения сопла. Конструктивные решения рассматриваются разные. Ряд авторов использует следующие принципы непрерывного регулирования: за счет введения «иглы» в сопло (см. рис. 1.13, а), путем установки на выходе из сопла эластичной полой втулки, обжимаемой при вращении сопла, и т.п. Другие специалисты пошли по линии дискретного регулирования, позволяющего быстро заменять сопло одного диаметра

соплом другого диаметра. Однако следует помнить, что если отношение  $S_r/S_c$  является основным критерием геометрического подобия гидроструйных насосов, то все остальные линейные размеры аппарата должны быть функцией от этого отношения. Поэтому изменение только одного отношения  $S_r/S_c$  не обеспечивает оптимальной работы аппарата при замене сопла.

Труба Вентури (рис.1.18, а) работает аналогично эжектору, однако эффективность ее по показателю количества растворенного кислорода выше по сравнению с эжектором. С увеличением масштаба аппарата его эффективность снижается.

а



б

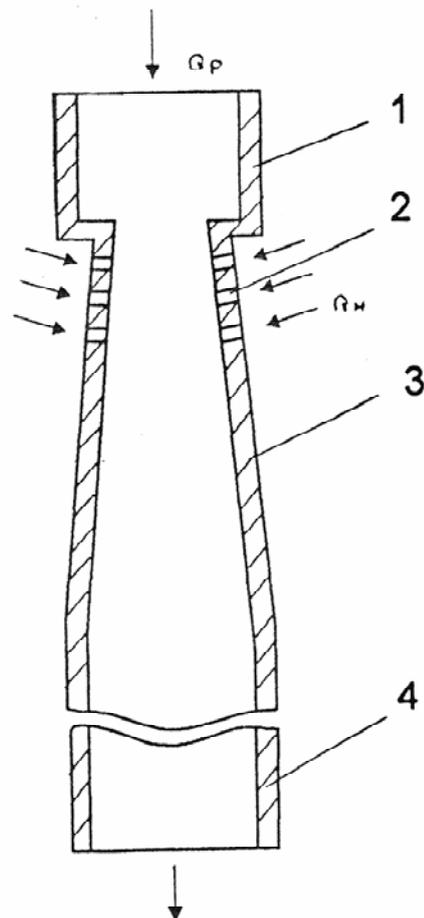


Рис. 1.18. Погружные эжекторные устройства:  
**а** – труба Вентури (1 – трубопровод подачи воды; 2 – сужение; 3 – подвод воздуха; 4 – диффузор; 5 – трубопровод водовоздушной смеси);  
**б** – гидромеханический аэратор (1 – трубопровод подачи воды; 2 – отверстия подсоса воздуха; 3 – диффузор; 4 – трубопровод водовоздушной смеси)

При работе труб Вентури в экстремальных условиях затраты энергии на растворение 1 кг кислорода составляют 0,28...1,00 кВт·ч (нетто). На установке крупного масштаба достичь таких результатов трудно. В условиях эксплуатации эффективность переноса кислорода не превышает 0,6...0,9 кг O<sub>2</sub>/(кВт·ч). Это объясняется тем, что для сохранения дисперсности газожидкостной смеси при изменении масштабов эжекторов необходимо оставить неизменным градиент скорости.

Данное условие можно выполнить при увеличении скорости жидкости обратно пропорционально радиусу суженного сечения эжектора, что приводит к значительным потерям напора. Повышения производительности можно достичь и за счет установки большего количества труб Вентури меньших размеров, однако это ведет к увеличению капитальных затрат и усложнению обслуживания.

Гидромеханический эжектор (рис.1.18, б) представляет собой перфорированный в верхней суженной части диффузор, подсоединяемый суженной стороной к напорному трубопроводу насоса, а расширенной стороной – к распределителю водовоздушной смеси. Резкое уменьшение рабочего сечения на входе в диффузор обеспечивает в верхней части эжектора высокую степень сжатия струи жидкости и, соответственно, возникновение глубокого вакуума.

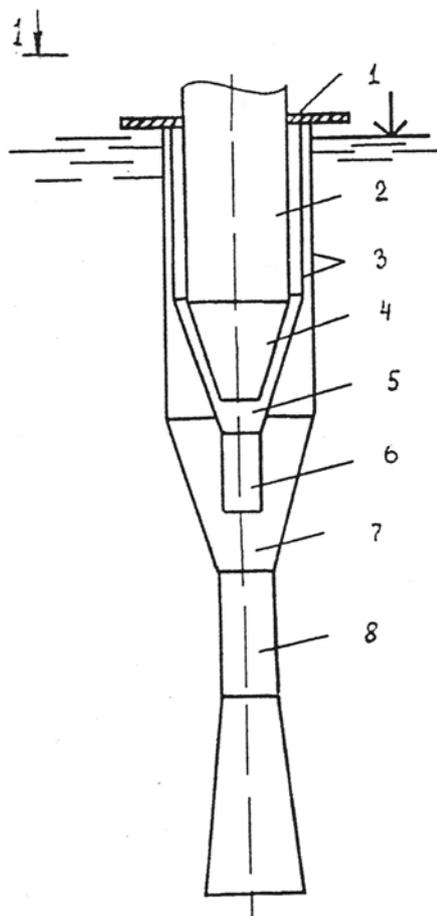
За счет вакуума через перфорацию внутрь диффузора поступает воздух. Постепенное увеличение площади сечения диффузора по ходу движения водовоздушной смеси приводит к росту давления на выходе из эжектора.

Одним из возможных путей дальнейшего повышения эффективности эжекции струйных аппаратов является установка струйных аппаратов со ступенчатой эжекцией воздуха, в которых поток рабочей жидкости контактирует с воздушным потоком в несколько стадий, что позволяет увеличить площадь контакта рабочего и эжектируемого потоков.

Схема многоступенчатого эжекционного аппарата представлена на рис. 1.19.

Другим направлением повышения эффективности работы гидро-струйных аппаратов является точность изготовления его деталей и тщательность обработки рабочих поверхностей, позволяющей снизить потери энергии на трение.

а



б

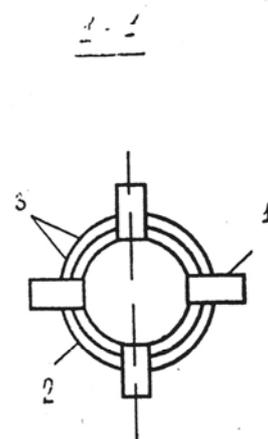


Рис.1.19. Схема многоступенчатого эжекционного аппарата:  
1 – подвод воздуха; 2 – трубка подачи рабочей жидкости; 3 – внутренние воздушные камеры; 4, 5, 7 – конфузоры; 6, 8 – цилиндрические насадки; 9 – диффузор

В ы в о д ы :

1. Для эжектирования газа в системах водоснабжения, водоотведения и кондиционирования воздуха широкое применение нашли аппараты с компактной и диспергированной струей жидкости.

2. При необходимости создания перепада давлений между зонами всасывания и нагнетания газа более 150 мм вод.ст. используются гидроструйные аппараты с компактной струей жидкости, основным недостатком которых является невысокий гидравлический коэффициент полезного действия (15...25 %).

3. Повысить гидравлический коэффициент полезного действия гидроструйного аппарата можно путем увеличения площади контакта рабочего и пассивного потоков и сокращения потерь на трение путем изменения свойств рабочих поверхностей.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

### 2.1. Теоретические основы процесса аэрации воды

В основе массопередачи кислорода при аэрации лежит диффузия молекул кислорода из газовой фазы в жидкостную. Начало систематического изучения диффузии было положено в середине XIX века трудами Фика, который установил физическую аналогию процессов диффузии и теплопередачи, что позволило ему использовать уравнение Фурье для определения скорости диффузионного переноса кислорода в жидкость  $\frac{dm}{dt}$  из воздушных пузырьков:

$$\frac{dm}{dt} = -DA \frac{dC}{dy}, \text{ кг/с}, \quad (2.1)$$

где  $\frac{dm}{dt}$  – скорость массопередачи, кг/с;

$D$  – коэффициент диффузии газа в жидкости, относительное количество газа, переносимое в жидкость через единицу поверхности контакта фаз газ – жидкость в единицу времени (константа скорости диффузии),  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$A$  – площадь поверхности межфазового контакта,  $\text{м}^2$ ;

$\frac{dC}{dy}$  – градиент концентрации растворенного кислорода в направлении диффузии (в нормальном направлении к площади диффузии),  $\text{кг}/\text{м}^4$ .

Знак «минус» в формуле (2.1) означает, что процесс массопередачи идет в сторону понижения концентрации диффундирующего газа.

Дальнейшее развитие теории диффузии связано с работами Нерста (1880 г.), установившего, что движущей силой процесса диффузии является величина  $\Delta C$  – разность концентраций насыщенного газом раствора жидкости и концентрации раствора в данный момент времени. Другая теория, близкая к теории Нерста, была предложена Ленгмюром (1912 г.). Согласно этой теории, на границе раздела движущихся фаз жидкость – газ образуются две пленки – жидкостная и газовая, свойства жидкости и газа в которых отличны от свойств в объеме, при этом относительное движение пленок отсутствует. Теория

Ленгмюра, подобно теории Нерста, не позволяет определить величины диффузионных потоков.

Получить количественное описание процесса массопередачи кислорода в жидкость, пригодное для практических расчетов, возможно, если общий коэффициент массопередачи выразить через частные коэффициенты. Эта весьма плодотворная идея нашла отражение в исследованиях механизма молекулярной диффузии, проведенных авторами «пленочной теории» Льюисом и Уитменом в 1923–1924 гг., которые, используя аппарат теории растворения Нерста и Брунера (1904 г.), при разработке модели процесса диффузии сделали следующие основные допущения:

1. Массопередача через границу раздела фаз осуществляется только путем молекулярной диффузии в направлении, перпендикулярном к поверхности раздела фаз. Массопередача в объеме пузырька происходит за счет конвективной диффузии.

2. Изменение концентрации диффузирующего вещества происходит в тонких пленках, примыкающих к границе раздела фаз; концентрации же этого вещества в основном объеме газа и жидкости являются равномерными для каждой фазы.

3. Поскольку скорость молекулярной диффузии сравнительно мала, то на границе раздела фаз успевает установиться равновесие концентраций, отношение которых равно коэффициенту распределения.

4. Течение жидкости вдоль поверхности раздела фаз газ – жидкость ламинарное.

5. Так как поверхностные пленки очень тонки, то количество диффузирующего вещества, заключенного в них, значительно меньше количества вещества, диффузирующего через них, и, следовательно, концентрация этого вещества в пленке не зависит от времени, что позволяет процесс диффузии считать квазистационарным.

6. Общий коэффициент сопротивления процессу диффузии равен сумме частных коэффициентов сопротивления газовой и жидкой пленок.

Математически теорию Льюиса и Уитмена можно представить в виде

$$\frac{dm}{dt} = \frac{D_{сд}}{y} A(C_n - C), \text{ кг/с}, \quad (2.2)$$

где  $y$  – толщина границы раздела фаз газ – жидкость, м;

- $C_n$  – концентрация насыщения газом жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $C$  – концентрация растворенного в жидкости газа, кг/м<sup>3</sup>;  
 $D_{сд}$  – коэффициент псевдостационарной молекулярной диффузии, м<sup>2</sup>/с.

Отношение коэффициента диффузии  $D_{сд}$  к толщине границы раздела фаз  $y$  принято называть коэффициентом массопередачи жидкой пленки (коэффициентом псевдостационарной диффузии):

$$K_{LC} = \frac{D_{сд}}{y}, \text{ м/с.} \quad (2.3)$$

С учетом уравнения (2.3) уравнение (2.2) можно записать в виде

$$\frac{dm}{dt} = K_{LC} A (C_n - C), \text{ кг/с.} \quad (2.4)$$

Коэффициентом сопротивления диффузии принято называть величину, обратную коэффициенту массопередачи, т.е.  $1/K_L$ . Если учитывать и сопротивление газовой пленки, то общее сопротивление диффузии обеих пленок будет равно сумме частных:

$$\frac{1}{K_{L\text{общ}}} = \frac{1}{K_{Lг}} + \frac{\psi}{K_{Lж}}, \quad (2.5)$$

- где  $K_{Lг}$  – коэффициент массопередачи газовой пленки, м/с;  
 $K_{Lж}$  – коэффициент массопередачи жидкостной пленки, м/с;  
 $\psi$  – коэффициент распределения, который, по Льюису и Уитмену, принимают равным отношению концентрации диффундирующего компонента по обе стороны от границы раздела фаз.

Уравнение (2.5) получило название уравнения аддитивности сопротивлений. В практических расчетах это уравнение может быть упрощено при условии, что  $\frac{\psi}{K_{Lж}} \gg \frac{1}{K_{Lг}}$ . Тогда можно допустить, что

$$\frac{1}{K_{L\text{общ}}} \approx \frac{\psi}{K_{Lж}}, \text{ то есть } K_{L\text{общ}} \approx \frac{K_{Lж}}{\psi} \approx K'_{Lж}; \left( K'_{Lж} = \frac{K_{Lж}}{\psi} \right).$$

Таким образом, если сопротивление одной из фаз является лимитирующим, то общий и частный коэффициенты массопередачи в ней совпадают.

Величина пленочного коэффициента массопередачи  $K_L$  зависит от условий обтекания набегающего на всплывающий пузырек потока жидкости, т.е. от режима его всплывания. Теория Льюиса–Уитмена

(теория псевдостационарной молекулярной диффузии) предусматривает ламинарное обтекание жидкостью шарообразного пузырька воздуха с неподвижной границей раздела фаз газ – жидкость, что соответствует ламинарному режиму всплывания пузырька воздуха ( $Re \leq 1$ ;  $d_n \leq 0,123 \cdot 10^{-3}$  м;  $v_n \leq 0,0082$  м/с).

Теория нестационарной молекулярной диффузии через поверхность скользящей «обновляющейся» в процессе движения пузырька пленки была предложена Хигби. Теория Хигби, являющаяся развитием работ Врублевского, Стефана (1878 г.) и других исследователей, возникла как попытка усовершенствования пленочной теории. Однако Хигби критиковал пленочную теорию не с позиции гидродинамики, а с позиции стационарности процесса диффузии. Ввиду того что точное аналитическое решение уравнения массопередачи представляет определенные трудности, Хигби в 1935 г. [89] разработал приближенную модель процесса. Он полагал, что у всплывающего пузырька жидкостная пленка на границе раздела фаз постоянно обновляется за счет набегающего на пузырек потока жидкости. При этом массопередача осуществляется посредством нестационарной молекулярной диффузии через тонкую жидкостную пленку, так как из-за кратковременности контакта фаз в пленке не успевает установиться стационарный режим. В момент обновления новый элемент жидкой пленки имеет концентрацию растворенного газа, равную средней концентрации всего объема жидкости. С течением времени начинается молекулярная диффузия газа в эту пленку, и градиент концентрации достигает своего постоянного значения. Концентрация диффузирующего компонента на границе раздела фаз в предложенной теории считается функцией времени контакта фаз; поэтому первым этапом процесса массопередачи должно быть проникание диффузирующим компонентом самой жидкой пленки. Если проникание длится достаточно долго, то на границе раздела фаз успевает установиться равновесное распределение концентраций, на котором основана теория Льюиса и Уитмена. Если продолжительность контакта фаз значительно меньше «периода проникания», или «времени экспозиции», то равновесие на границе раздела фаз не реализуется и процесс массопередачи происходит путем нестационарной диффузии, которую Хигби называл «прониканием». Под периодом проникания понималось время установления равновесных концентраций на границе раздела фаз (установление динамического равновесия). При этом Хигби считал, что на границе раздела фаз имеется

ламинарный слой жидкости (пленка), который всегда находится в движении относительно объема жидкости. Прилегающий к слою жидкости слой воздуха внутри пузырька движется с той же скоростью (слои движутся как единое целое); поэтому по отношению к газовой фазе элемент слоя жидкости можно считать неподвижным.

В течение определенного времени происходит массопередача газа в движущийся элемент жидкости путем нестационарной молекулярной диффузии до тех пор, пока он не сольется с остальным объемом жидкости.

Описанная Хигби картина массопередачи кислорода воздуха в жидкость реализуется при всплывании пузырька воздуха, имеющего сферическую форму, в ламинарном режиме со скользящим пристеночным слоем  $1 < Re \leq 67$ ;  $0,123 \cdot 10^{-3} \text{ м} < d_{\text{п}} \leq 0,501 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $0,0082 \text{ м/с} < v_{\text{п}} \leq 0,135 \text{ м/с}$  и в переходном режиме со скользящим пристеночным слоем  $67 < Re \leq 500$ ;  $0,501 \cdot 10^{-3} \text{ м} < d_{\text{п}} \leq 1,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $0,135 < v_{\text{п}} \leq 0,37 \text{ м/с}$ .

Поскольку основное положение теории Льюиса–Уитмена о стационарном характере диффузии в пограничной пленке в теории Хигби не выполняется для определения пленочного коэффициента массопередачи, им было проведено асимптотическое решение общего одномерного уравнения нестационарной диффузии (второго уравнения Фика):

$$\frac{\partial m}{\partial t} = -D \left( \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \right), \frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}}, \quad (2.6)$$

в результате которого получена формула

$$K_{LH} = 2 \sqrt{\frac{D_{\text{нд}}}{\pi T}}, \text{ м/с}, \quad (2.7)$$

где  $D_{\text{нд}}$  – коэффициент нестационарной молекулярной диффузии, величина которого отлична от значения  $D_{\text{сд}}$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$T$  – время экспозиции (период проникания), в течение которого пузырек газа переместится на расстояние, равное его диаметру  $d_{\text{п}}$  (перемещение пузырька воздуха на расстояние  $d_{\text{п}}$  обеспечивает полное замещение старого пристеночного слоя жидкостью из набегающего на него потока, в результате чего процесс нестационарной диффузии повторится), с,

$$T = \frac{d_{\text{п}}}{v_{\text{п}}}, \text{ с}. \quad (2.8)$$

С учетом уравнения (2.8) уравнение (2.7) примет вид

$$K_{LH} = 2 \sqrt{\frac{D_{HD} v_{II}}{\pi d_{II}}}, \text{ м/с}; \quad (2.9)$$

$$\frac{dm}{dt} = 2A \sqrt{\frac{D_{HD} v_{II}}{\pi d_{II}}} (C_H - C), \text{ кг/с}. \quad (2.10)$$

В своей теории обновления поверхности контакта фаз [23] П.В. Данквертс модифицировал представления о нестационарной диффузии. При этом допущение о пограничных пленках отбрасывается, и вместо этого принимается, что поверхность газового пузырька непрерывно обновляется свежей жидкостью. По мнению Данквертса, элемент жидкости на поверхности пузырька находится в контакте с газовой фазой в течение определенного времени, после чего рождающиеся на поверхности пузырька воздуха турбулентные вихри отрывают его от поверхности пузырька и уносят в глубь жидкой фазы, а освободившееся место на поверхности раздела фаз заменяется новым элементом жидкости, имеющим концентрацию растворенного газа, равную средней концентрации в объеме жидкости. При этом предполагается механизм неустановившейся молекулярной диффузии, и вводится понятие вероятности смены каждого элемента жидкости на поверхности раздела фаз новым элементом или спектра времен пребывания жидких элементов на поверхности раздела. Насыщение сменившегося элемента жидкости газом происходит за счет молекулярной диффузии до тех пор, пока новый турбулентный вихрь, образовавшийся на поверхности границы раздела фаз, не передаст этот частично насыщенный элемент в глубь жидкой фазы. Вероятность смены данного элемента жидкости новым не зависит от возраста элемента, а средняя скорость обновления поверхности жидкости, контактирующей с газовой фазой, зависит от гидродинамических условий движения пузырька и является величиной постоянной при установившемся режиме его всплывания.

Если отказаться от допущения о равном времени существования элементов поверхности, то среднюю скорость процесса массопередачи можно определить как

$$\int_0^{\infty} \sqrt{\frac{D_{TD}}{\pi T}} A (C_H - C) \lambda(T) dT, \quad (2.11)$$

где  $D_{TD}$  – коэффициент турбулентной диффузии, отличный от величин  $D_{сд}$  и  $D_{HD}$ , использованных Льюисом – Уитменом и Хигби;

$\lambda(T)dT$  – доля общей поверхности, занимаемой элементами с возрастом от  $T$  до  $(T + dT)$ .

Данквертс принял, что вероятность обновления рассматриваемого элемента жидкости в определенном промежутке времени не зависит от его возраста, и поэтому скорость обновления поверхностных элементов данного возраста пропорциональна числу имеющихся элементов, т.е.

$$-\frac{d\lambda}{dT} = S\lambda \text{ или } \lambda = e^{-ST}, \quad (2.12)$$

где  $S$  – фактор обновления, или доля поверхности, обновляемая в единицу времени,  $c^{-1}$ .

Подставляя выражение (2.12) в формулу (2.11) и выполняя интегрирование, получаем:

$$\frac{dm}{dt} = A\sqrt{D_{\text{тд}} \cdot S}(C_{\text{н}} - C), \text{ кг/с.} \quad (2.13)$$

Условия, рассматриваемые в теории обновления поверхности контакта фаз Данквертса, соответствуют условиям, возникающим при всплывании пузырьков воздуха в турбулентном режиме ( $Re \geq 500$ ;  $d_{\text{н}} \geq 1,37 \cdot 10^{-3}$  м;  $v_{\text{н}} \geq 0,21$  м/с).

В своей теории Данквертс не приводит какого-либо конкретного подхода для определения величины фактора обновления поверхности границы раздела фаз  $S$ .

Одна из попыток по определению численного значения  $S$  была предпринята исходя из анализа баланса энергии (термодинамический подход) [16]. Было сделано предположение, что процесс обновления поверхности раздела фаз под действием образующихся на ней турбулентных вихрей должен быть связан с работой, совершаемой на границе раздела фаз. Поскольку работа, совершаемая при обновлении поверхности раздела фаз, обусловлена наличием поверхностного натяжения, то величина доли новой поверхности, образующейся в единицу времени за счет турбулентного обмена элементов жидкости на единице поверхности, исходя из теории размерности, может быть определена как

$$S = \frac{P}{\sigma_{\text{н}}}, \text{ } c^{-1}, \quad (2.14)$$

где  $P$  – работа, совершаемая на единице поверхности в единицу времени, Дж/(м<sup>2</sup>·с);

$\sigma_{\text{п}}$  – коэффициент поверхностного натяжения пузырька воздуха, Дж/м<sup>2</sup>.

Откуда

$$p = \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2}, \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad (2.15)$$

$$S = \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2\sigma_{\text{п}}}. \quad (2.16)$$

Поскольку  $S$  является величиной, обратной среднему времени экспозиции, и может быть интерпретирована как частота обновления поверхности, нами было предложено определять  $S$  не в виде отношения элементарной работы  $P$  к коэффициенту поверхностного натяжения  $\sigma_{\text{п}}$ , а как отношение секундной работы, совершаемой силами гидродинамического сопротивления  $A_{\text{гс}}$ , к поверхностной энергии пузырька воздуха  $E_{\Delta\sigma}$ :

$$A_{\text{гс}} = \frac{F_{\text{гс}} \Delta l}{\Delta T} = \frac{F_{\text{гс}} v_{\text{п}} \Delta T}{\Delta T} = F_{\text{гс}} v_{\text{п}} = f_{\text{п}} \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^2}{2} v_{\text{п}} = f_{\text{п}} \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2}, \text{ Дж}/\text{с}; \quad (2.17)$$

$$E_{\Delta\sigma} = \sigma_{\text{п}} S_{\text{п}}, \text{ Дж}, \quad (2.18)$$

где  $F_{\text{гс}} = f_{\text{п}} \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^2}{2}$  – сила гидродинамического сопротивления, Н;

$\Delta l$  – расстояние, м, на которое перемещается пузырек воздуха за время  $\Delta T$ , с.

Тогда

$$S = \frac{A_{\text{гс}}}{E_{\Delta\sigma}} = f_{\text{п}} \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2} \cdot \frac{1}{\sigma_{\text{п}} S_{\text{п}}} = \frac{f_{\text{п}}}{S_{\text{п}}} \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2\sigma_{\text{п}}} = \zeta \rho \frac{v_{\text{п}}^3}{2\sigma_{\text{п}} K_{\text{ф}}}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.19)$$

Как видно из формул (2.16) и (2.19), предложенное нами уравнение для вычисления значения фактора обновления границы раздела фаз всплывающего пузырька воздуха отличается от формулы, представленной в работе [16], лишь наличием дополнительного безразмерного коэффициента формы пузырька воздуха  $K_{\text{ф}} = \frac{S_{\text{п}}}{f_{\text{п}}}$ .

Введением коэффициента формы пузырька воздуха  $K_{\text{ф}}$  учитывается специфика сил поверхностного натяжения  $F_{\text{пн}}$  и гидродинамического сопротивления  $F_{\text{гс}}$ . Силы гидродинамического сопротивления  $F_{\text{гс}}$  дей-

ствуют на площадь поверхности сечения пузырька воздуха  $f_{\Pi}$ , а силы поверхностного натяжения – на поверхность раздела фаз пузырька воздуха  $S_{\Pi}$ .

Поскольку при турбулентном всплывании пузырька воздуха устанавливается режим динамического равновесия сил, то выполняется условие  $F_{\Gamma C} = F_{A\Gamma} = F_{\Pi\Pi}$ . По аналогии с выражением (2.17) имеем

$$A_{A\Gamma} = A_{\Gamma C} = F_{A\Gamma} v_{\Pi} = W_{\Pi} g(\rho - \rho_{\text{в}}) v_{\Pi}, \text{ Дж/с}; \quad (2.20)$$

$$A_{\Pi\Pi} = A_{\Gamma C} = F_{\Pi\Pi} v_{\Pi} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{\Pi} S_{\Pi}^2}{W_{\Pi}} v_{\Pi} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{\Pi}}{\delta_{\Pi}} S_{\Pi} v_{\Pi}, \text{ Дж/с}. \quad (2.21)$$

Тогда

$$S = \frac{A_{A\Gamma}}{E_{\Delta\sigma}} = W_{\Pi} g(\rho - \rho_{\text{в}}) v_{\Pi} \cdot \frac{1}{\sigma_{\Pi} S_{\Pi}} = \frac{\delta_{\Pi} v_{\Pi} g(\rho - \rho_{\text{в}})}{\sigma_{\Pi}} = \frac{d_{\Pi} v_{\Pi} g(\rho - \rho_{\text{в}})}{K_{\text{д}} \sigma_{\Pi}}, \text{ с}^{-1}; \quad (2.22)$$

$$S = \frac{A_{\Pi\Pi}}{E_{\Delta\sigma}} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{\Pi}}{\delta_{\Pi}} S_{\Pi} v_{\Pi} \cdot \frac{1}{\sigma_{\Pi} S_{\Pi}} = \frac{2}{3} \frac{v_{\Pi}}{\delta_{\Pi}} = \frac{2}{3} K_{\text{д}} \frac{v_{\Pi}}{d_{\Pi}}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.23)$$

Таким образом, имеем систему уравнений

$$\begin{cases} S = \zeta \rho \frac{v_{\Pi}^3}{2\sigma_{\Pi} K_{\text{ф}}}, \\ S = \frac{d_{\Pi} v_{\Pi} g(\rho - \rho_{\text{в}})}{K_{\text{д}} \sigma_{\Pi}}, \text{ с}^{-1}, \\ S = \frac{2}{3} K_{\text{д}} \frac{v_{\Pi}}{d_{\Pi}}. \end{cases} \quad (2.24)$$

Подставляя уравнение (2.22) в уравнение (2.13), имеем

$$\frac{dm}{dt} = A \sqrt{\frac{2}{3} D_{\text{тд}} K_{\text{д}} \frac{v_{\Pi}}{d_{\Pi}}} (C_{\Pi} - C), \text{ кг/с}. \quad (2.25)$$

Формула (2.4) может описывать процессы массопередачи кислорода жидкости при всех режимах всплывания пузырька воздуха. При ламинарном режиме всплывания псевдотвердого сферического пузырька воздуха справедлива теория Льюиса–Уитмена, и в качестве коэффициента массопередачи жидкой пленки принимается коэффициент псевдостационарной диффузии  $K_{LC}$ . При движении сферического пузырька воздуха, сопровождающемся скольжением присте-

ночного слоя жидкости в ламинарном и переходном режимах, справедлива теория Хигби, и в качестве коэффициента массопередачи жидкой пленки принимается коэффициент нестационарной диффузии  $K_{LH}$ .

Всплывание деформированного пузырька воздуха во всех турбулентных режимах описывается теорией Данквертса, и в качестве коэффициента массопередачи жидкой пленки принимается коэффициент турбулентной диффузии  $K_{LT}$ .

$$\frac{dm}{dt} = K_L A (C_n - C), \text{ кг/с}; \quad (2.26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{LC} = \frac{D_{сд}}{y}, \\ K_{LH} = \sqrt{\frac{4 D_{нд} v_{п}}{\pi d_{п}}}, \text{ м/с}, \\ K_{LT} = \sqrt{\frac{2}{3} K_d \frac{D_{тд} v_{п}}{d_{п}}}. \end{array} \right. \quad (2.27)$$

Экспериментальные исследования по определению величины коэффициента диффузии  $D$  проводились многими учеными [16, 23, 51, 56]. Процесс массопередачи оценивался по кинетике протекания химической реакции окисления



с использованием в качестве катализатора ионов кобальта, получаемых при добавлении в воду солей  $\text{CoCl}_2$  или  $\text{CoSO}_4$ , и ионов меди, добавляемых в виде соли  $\text{CuSO}_4$ .

П.В. Данквертс рекомендует принимать при температурах 19; 20 и 30 °С соответствующие им значения коэффициента диффузии  $1,36 \cdot 10^{-9}$ ;  $1,6 \cdot 10^{-9}$  и  $2,1 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>/с. В.М. Рамм (1976 г.) для температуры 20 °С приводит значение коэффициента диффузии, равное  $1,8 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>/с. Во всех случаях значения коэффициента диффузии определялись в турбулентном режиме всплывания пузырьков воздуха с использованием теории Хигби и формулы

$$K_{LH} = \sqrt{\frac{4 D_{нд} \cdot v_{п}}{\pi d_{п}}}. \quad (2.28)$$

Принимая при  $T = 20^\circ\text{C}$  среднее значение  $D_{\text{нд}} = 1,8 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}$ , определим соответствующее ему значение турбулентной диффузии из условия

$$K_{L\text{н}} = K_{L\text{т}};$$

$$\sqrt{\frac{4 D_{\text{нд}} v_{\text{п}}}{\pi d_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{2}{3} K_{\text{д}} \frac{D_{\text{тд}} v_{\text{п}}}{d_{\text{п}}}};$$

$$D_{\text{тд}} = \frac{6}{\pi K_{\text{д}}} D_{\text{нд}}. \quad (2.29)$$

При среднем диаметре пузырьков воздуха  $d_{\text{п}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $K_{\text{д}} = 11,47$ .  
Тогда

$$D_{\text{тд}} = 0,167 D_{\text{нд}} = 3 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (2.30)$$

Холройд, Паркер, Даунинг, а затем и многие другие исследователи стали применять для практических расчетов процессов массопередачи кислорода в жидкость вместо пленочного коэффициента массопередачи  $K_{L\text{т}}$  объемный коэффициент массопередачи  $K_{\text{в}}$  и выражать скорость массопередачи в единицах концентрации. С этой целью в уравнение (2.26) вводится объем жидкости  $W_{\text{ж}}$  в аэрационном бассейне, и тогда скорость массопередачи через концентрацию определится

$$\frac{dm}{W_{\text{ж}} dt} = K_{L\text{т}} \frac{A}{W_{\text{ж}}} (C_{\text{н}} - C);$$

$$\frac{dc}{dt} = K_{\text{в}} (C_{\text{н}} - C), \frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}}, \quad (2.31)$$

где  $K_{\text{в}} = K_{L\text{т}} \frac{A}{W_{\text{ж}}}$  – объемный коэффициент массопередачи,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\frac{A}{W_{\text{ж}}}$  – удельная межфазовая площадь контакта фаз (площадь границы раздела фаз, приходящаяся на единицу объема жидкости);

$W_{\text{ж}}$  – объем жидкости, насыщаемый кислородом воздуха.

Выполняя преобразование уравнения (2.31) и интегрируя его по времени в пределах от 0 до  $T_a$  и по концентрации кислорода в пределах от  $C_0$  до  $C$ , получим:

$$K_W = \frac{1}{T_a} \ln \frac{C_H - C_0}{C_H - C}, \text{ с}^{-1}, \quad (2.32)$$

где  $T_a$  – продолжительность процесса аэрации, с;

$C_H$  – концентрация насыщения жидкости кислородом воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$C_0$  – концентрация кислорода в жидкости в начальной момент аэрации, кг/м<sup>3</sup>;

$C$  – концентрация кислорода в жидкости через  $T_a$  секунд аэрации.

Уравнение (2.32) часто применяется в экспериментальных работах ввиду возможности прямого эмпирического определения величины объемного коэффициента массопередачи.

В реальных условиях площадь поверхности контакта фаз в аэрационном бассейне может изменяться в широких пределах и оказывать весьма существенное влияние на процесс растворения кислорода. Как известно, барботажный факел в аэротенках образован пузырьками различных размеров и форм, находящимися на различном расстоянии от отверстий истечения. Ввиду трудности теоретического выражения площади поверхности контакта фаз в реальной водовоздушной среде, многими авторами [16, 51, 56] вводится понятие пузырька «среднего» размера  $d_{пс}$  и принимается допущение, что площадь контакта газовой и жидкой фазы при одинаковом газосодержании  $\phi$  в некотором идеальном аэрационном бассейне, содержащем только пузырьки диаметром  $d_{пс}$ , равна площади контакта фаз в реальном бассейне.

Площадь межфазового контакта в аэрационном бассейне объемом  $W_a$  при среднем диаметре воздушных пузырьков  $d_{пс}$ , имеющих объем  $W_{пс}$ , площадь поверхности  $S_{пс}$  и коэффициент дисперсности  $K_{дс}$ , можно определить как

$$A = S_{пс} \cdot N_{п}, \text{ м}^2,$$

где  $N_{п}$  – число пузырьков в аэрационном бассейне,

$$N_{п} = \frac{W_{в}}{W_{пс}} = \frac{W_a \phi}{W_{пс}}, \text{ шт.};$$

здесь  $W_{в}$  – объем аэрационного бассейна, занимаемый воздухом, м<sup>3</sup>;

$\varphi = \frac{W_B}{W_a} = \frac{W_B}{W_{\text{ж}} + W_B}$  – среднее газосодержание аэрационного бассейна;  
 $W_{\text{ж}}$  – объем аэрационного бассейна, занимаемый жидкостью, м<sup>3</sup>.

Тогда

$$W_a = W_{\text{ж}} + W_B; \quad \varphi = \frac{W_B}{W_{\text{ж}} + W_B} = \frac{W_B}{W_a};$$

$$W_B = W_a \varphi; \quad W_{\text{ж}} = W_a (1 - \varphi).$$

Поскольку  $\frac{d_{\text{пс}}}{K_{\text{дс}}} = \frac{W_{\text{пс}}}{S_{\text{пс}}}$ , то  $W_{\text{пс}} = \frac{S_{\text{пс}} \cdot d_{\text{пс}}}{K_{\text{дс}}}$ , откуда

$$A = S_{\text{пс}} \cdot W_a \varphi \cdot \frac{K_{\text{дс}}}{S_{\text{пс}} \cdot d_{\text{пс}}} = \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} W_a \varphi, \text{ м.} \quad (2.33)$$

Подставляя выражение (2.33) в формулу  $K_W = K_{L\Gamma} \frac{A}{W_{\text{ж}}}$ , имеем:

$$K_W = K_{L\Gamma} \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} \frac{W_a \varphi}{W_{\text{ж}}} = K_{L\Gamma} \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} \frac{W_a \varphi}{W_a (1 - \varphi)} = K_{L\Gamma} \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} \frac{\varphi}{1 - \varphi}, \text{ с}^{-1};$$

$$K_W = K_{L\Gamma} \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} \frac{\varphi}{1 - \varphi}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.34)$$

Объем аэрационного бассейна, занимаемый воздухом, определяется по формуле

$$W_B = Q_B \Delta T_{\text{п}}, \text{ м}^3,$$

где  $Q_B$  – секундный расход воздуха, подаваемый в систему аэрации, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta T_{\text{п}}$  – продолжительность всплывания пузырька воздуха (время контакта газовой и жидкой фазы), с.

Для одиночного пузырька воздуха продолжительность его всплывания определяется формулой

$$\Delta T_{\text{п}} = \frac{H_a}{v_{\text{п}}}, \text{ с},$$

где  $H_a$  – глубина слоя воды над аэратором, м;

$v_{\text{п}}$  – скорость всплывания пузырька воздуха, м/с.

Продолжительность всплывания группы пузырьков уменьшается из-за возникновения эрлифтного эффекта, приводящего к тому, что пузырьки воздуха всплывают в слое жидкости, движущейся вместе с ними.

В работе [51] рекомендуется учитывать снижение эффективности процесса аэрации, обусловленного возникновением эрлифтного эффекта при уменьшении относительной площади аэрации  $\left(\frac{f}{F}\right)$  и увеличении слоя воды над аэратором  $H$ , за счет введения коэффициентов

$K_1 = f\left(\frac{f}{F}\right)^{0,18}$ ;  $K_2 = f(H^{-0,333})$ . Б.П. Ленский в предложенной им в 1966 году эмпирической формуле рекомендует учитывать влияние на величину эффекта струйности аэрационного факела (эрлифтного эффекта) интенсивности аэрации  $J$  ( $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ) в степени 0,35.

Продолжительность группового всплывания пузырьков воздуха может быть определена по формуле

$$\Delta T_{\text{п}} = \frac{H_a}{v_{\text{п}}} K_{\text{н}} K_f K_J, \quad (2.35)$$

где  $K_{\text{н}}$  – коэффициент, учитывающий влияние глубины слоя жидкости над аэратором,  $K_{\text{н}} = (H_a^{-0,333})$ ;

$K_f$  – коэффициент, учитывающий влияние размеров относительной зоны аэрации (при  $\frac{f}{F} = 0,05 - 1$ );

$$K_f = \left(\frac{f}{F}\right)^{0,18};$$

$f$  – суммарная площадь зоны аэрации,  $\text{м}^2$ ;

$F$  – площадь зеркала аэрационного бассейна,  $\text{м}^2$ ;

$K_J$  – коэффициент, учитывающий влияние интенсивности аэрации при  $J = 5 - 100 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , может быть определен по формуле

$$K_J = 1,757 J^{-0,35};$$

$J$  – интенсивность аэрации,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

Из формулы (2.35) следует, что время контакта газовой и жидкой фазы, а следовательно, и эффективность процесса аэрации при возрастании глубины слоя воды над аэратором будет увеличиваться пропорционально  $H_a^{0,667}$ , что подтверждается данными, полученными многими авторами [16, 51, 56].

Массу кислорода воздуха, растворяемого в жидкости за время  $\Delta T_{\Pi}$ , определяем, преобразовывая уравнение (2.26) и интегрируя его в интервале переменных от 0 до  $\Delta m$  и от 0 до  $\Delta T_{\Pi}$ :

$$\Delta m = AK_{L_T}(C_H - C)\Delta T_{\Pi}.$$

Для одиночного пузырька воздуха, имеющего площадь поверхности  $S_{\Pi}$  и объем  $W_{\Pi}$ , величина снижения концентрации кислорода в газовой фазе будет описываться уравнением

$$\Delta C_{\Pi} = \frac{\Delta m_{\Pi}}{W_{\Pi}} = \frac{S_{\Pi}}{W_{\Pi}} K_{L_T}(C_H - C)\Delta T_{\Pi} = \frac{K_{д}}{d_{\Pi}} K_{L_T}(C_H - C)\Delta T_{\Pi}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (2.36)$$

Тогда коэффициент использования кислорода  $K_{\Pi}$ , являющийся показателем эффективности процесса аэрации и определяемый как отношение массы кислорода, растворенного в воде,  $\Delta C_{\Pi}$  к массе кислорода в воздухе, поданном в систему аэрации,  $C_{\text{кв}}$  может быть определен по формуле

$$K_{\Pi} = \frac{\Delta C_{\Pi}}{C_{\text{кв}}} = \frac{K_{д}}{d_{\Pi}} K_{L_T} \frac{C_H - C}{C_{\text{кв}}} \Delta T_{\Pi}. \quad (2.37)$$

Некоторые исследователи величину коэффициента использования кислорода  $K_{\Pi}$ , полученную при стандартных условиях  $t = 20^{\circ}\text{C}$  и выраженную в процентах, называют стандартной эффективностью переноса кислорода (SOTE) [45].

Поскольку концентрация насыщения жидкости газом  $C_H$  не является постоянной величиной, а уменьшается в процессе снижения парциального давления газа и уменьшения  $C_{\text{кв}}$  в объеме пузырька воздуха, происходящего в процессе массопередачи, в формулу (2.37) необходимо ввести коэффициент, учитывающий снижение  $C_{\text{кв}}$ , – коэффициент истощения газовой среды пузырька  $K_{\text{ги}}$ .

$$K_{\Pi} = \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} K_{L_T} \frac{C_H - C}{C_{\text{кв}}} \Delta T_{\Pi} K_{\text{ги}}. \quad (2.38)$$

Для определения величины коэффициента истощения газовой среды пузырька воздуха  $K_{\text{ги}}$  введем понятие «объемный коэффициент» массопередачи одиночного пузырька воздуха, имеющего средний диаметр  $d_{\text{пс}}$ :

$$K_{W_{\Pi}} = \frac{K_{\text{дс}}}{d_{\text{пс}}} K_{L_T}, \text{с}^{-1}; \quad (2.39)$$

$$K_{W\Pi} = K_W \frac{\varphi - 1}{\varphi}, \text{ с}^{-1}. \quad (2.40)$$

Тогда уравнение (2.36) запишется в виде

$$\Delta C_{\Pi} = K_{W\Pi} (C_{\text{H}} - C) \Delta T_{\Pi}, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}). \quad (2.41)$$

Концентрация насыщения жидкости газом  $C_{\text{H}}$  в формуле (2.41) не является постоянной величиной, а зависит от концентрации кислорода в газовой смеси внутри пузырька  $C_{\text{KB}}$  и величины коэффициента фазового равновесия кислорода или абсорбционной константы Бунзена  $\psi_{\text{T}}$ , являющейся функцией температуры  $C_{\text{H}} = \frac{C_{\text{KB}}}{\psi_{\text{T}}}$ .

Значения величины абсорбционной константы Бунзена  $\psi_{\text{T}}$ , концентрации кислорода в воздухе  $C_{\text{KB}}$  и соответствующей им концентрации насыщения кислородом воды  $C_{\text{H}}$  в зависимости от температуры  $t$  °С при давлении  $p = 10^5$  Па приведены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2 . 1

Значения величины абсорбционной константы Бунзена  $\psi_{\text{T}}$ , концентрации кислорода в воздухе и концентрации насыщения кислородом воды  $C_{\text{H}}$  в зависимости от температуры  $t$  °С при давлении  $10^5$  Па

$t$ °С	10	15	20	25	30
$\psi_{\text{T}}$	25,55	28,21	30,82	33,37	36,15
$C_{\text{KB}}, \text{ кг}/\text{м}^3$	0,288	0,283	0,278	0,273	0,269
$C_{\text{H}}, \text{ кг}/\text{м}^3$	0,01127	0,01003	0,00902	0,00818	0,00744

Средние значения  $C_{\text{КВС}}$  и  $C_{\text{HC}}$  в аэрационном бассейне глубиной  $H_a$ , м, вычисляются по формулам:

$$C_{\text{КВС}} = \left( 1 + \frac{H_a}{20,6} \right) C_{\text{KB}}; \quad (2.42)$$

$$C_{\text{HC}} = \frac{C_{\text{КВС}}}{\psi}. \quad (2.43)$$

Концентрация насыщения воды кислородом воздуха в некоторый момент времени  $(t + \Delta t)$  определится как

$$C_{\text{HC}}^{\Delta t} = \frac{C_{\text{КВС}} - \Delta C}{\psi}, \quad (2.44)$$

тогда можем записать

$$\frac{dc}{dt} = K_{W\Pi} (C_{\text{HC}} - C) = K_{W\Pi} \left( \frac{C_{\text{КВС}} - \Delta C}{\psi} - C \right) = K_{W\Pi} \left( \frac{C_{\text{КВС}}}{\psi} - C \right) - \frac{K_{W\Pi} \Delta C}{\psi}. \quad (2.45)$$

Проводя преобразование (2.45) и интегрируя его в интервале переменных от 0 до  $\Delta C$  и от 0 до  $\Delta T_{\text{п}}$ , подставляем полученные результаты в уравнение (2.41):

$$\begin{aligned} \Delta C &= K_{W_{\text{п}}} \Delta T_{\text{п}} (C_{\text{нс}} - C) \left( 1 - \frac{K_{W_{\text{п}}} \Delta T_{\text{п}}}{\psi} e^{-\frac{K_{\text{wg}} \Delta T_{\text{г}}}{\psi}} \right) = \\ &= K_{W_{\text{п}}} (C_{\text{нс}} - C) \Delta T_{\text{п}} \cdot K_{\text{гп}}, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}), \end{aligned} \quad (2.46)$$

где  $K_{\text{гп}}$  – коэффициент истощения газовой среды пузырька воздуха,

$$K_{\text{гп}} = 1 - \frac{K_{W_{\text{п}}} \Delta T_{\text{п}}}{\psi} e^{-\frac{K_{W_{\text{п}}} \Delta T_{\text{п}}}{\psi}}. \quad (2.47)$$

Наряду с коэффициентом использования кислорода  $K_{\text{п}}$  одним из основных показателей, характеризующих эффективность системы аэрации, является ее окислительная способность (ОС). Понятие «окислительная способность» было впервые введено Кессенером и Риббиусом и характеризовало скорость растворения кислорода в процессе аэрации полностью обескислороженной воды при температуре 10 °С и давлении 760 мм рт. ст. Принято измерять окислительную способность в кг  $\text{O}_2$ /ч. В настоящее время большинством исследователей за «стандартную» стали принимать температуру 20 °С.

Окислительная способность аэрационного бассейна объемом  $W_{\text{а}}$ ,  $\text{м}^3$ , при подаче в систему аэрации сжатого воздуха расходом  $Q_{\text{в}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , может быть установлена как

$$\text{ОС} = K_{\text{и}} C_{\text{квс}} Q_{\text{в}}, \text{ кг}/\text{с}. \quad (2.48)$$

Некоторые исследователи рекомендуют определять окислительную способность по следующей формуле [41, 56]:

$$\text{ОС} = K_{\text{в}} C_{\text{нс}} W_{\text{а}}, \text{ кг}/\text{с}.$$

Учитывая, что жидкость в аэрационном бассейне не занимает весь его объем (часть объема занимает воздух) и движущей силой процесса диффузии при постоянной концентрации кислорода в аэрационном бассейне  $C$  является перепад концентраций ( $C_{\text{нс}} - C$ ), по нашему мнению, более корректно определять окислительную способность по формуле

$$\text{ОС} = K_{\text{в}} (C_{\text{нс}} - C) W_{\text{а}} (1 - \phi) K_{\text{гп}}, \text{ кг}/\text{с}. \quad (2.49)$$

Удельная окислительная способность (окислительная способность 1 м<sup>3</sup> аэрационного объема) определится по формулам:

$$OC_y = K_{и} C_{квс} Q_{бу}, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}); \quad (2.50)$$

$$OC_y = K_W (C_c - C)(1 - \varphi) K_{гн}, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}), \quad (2.51)$$

где  $Q_{бу}$  – удельный расход сжатого воздуха, подаваемого в систему аэрации, м<sup>3</sup>/(\text{м}^3 \cdot \text{с}).

Подставив в формулу (2.48) значение  $K_{и}$ , найденное по (2.38) с учетом  $W_B = Q_B \Delta T_{п}; W_B = \varphi W_a$ , получим:

$$\begin{aligned} OC &= \frac{K_{дс}}{d_{пс}} K_{Lт} \frac{C_{нс} - C}{C_{квс}} \Delta T_{п} K_{гн} \cdot C_{квс} Q_B = \frac{K_{дс}}{d_{пс}} K_{Lт} (C_{нс} - C) K_{гн} W_B = \\ &= \frac{K_{дс}}{d_{пс}} K_{Lт} (C_{нс} - C) W_a \varphi K_{гн}, \text{ кг}/\text{с}; \end{aligned} \quad (2.52)$$

$$OC_y = \frac{K_{дс}}{d_{пс}} K_{Lт} (C_{нс} - C) \varphi K_{гн}, \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}). \quad (2.53)$$

Из формул (2.38)–(2.53) будем иметь замкнутую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} OC_y &= K_{и} C_{квс} Q_{бу}; \\ K_{и} &= K_{Lт} \frac{K_{дс}}{d_{пс}} \frac{C_{нс} - C}{C_{квс}} \Delta T_{п} K_{гн}; K_W = K_{и} Q_{бу} \frac{C_{квс}}{C_{нс} - C} \frac{1}{1 - \varphi} \frac{1}{K_{гн}}; \\ OC_y &= K_W (C_{нс} - C)(1 - \varphi) K_{гн}; \\ K_{и} &= K_W \frac{C_{нс} - C}{C_{квс}} \frac{1 - \varphi}{\varphi} \Delta T_{п} K_{гн}; K_W = K_{Lт} \frac{K_{дс}}{d_{пс}} \frac{\varphi}{1 - \varphi}; \\ OC_y &= \frac{K_{дс}}{d_{пс}} K_{Lт} (C_{нс} - C) \varphi K_{гн}; \\ K_{и} &= \frac{\Delta T_{п}}{T_a} \frac{1 - \varphi}{\varphi} \frac{C_{нс} - C}{C_{квс}} K_{гн} \cdot \ln \left( \frac{C_{нс} - C_0}{C_{нс} - C} \right); K_W = \frac{1}{T_a} \ln \frac{C_{нс} - C_0}{C_{нс} - C}; \\ K_{Lт} &= \sqrt{\frac{2}{3}} K_{дс} \frac{D_{тд} v_{п}}{d_{пс}}; D_{тд} = 1,06 \cdot 10^{-16} \frac{T}{\rho v W_{\mu}^{0,6}}; \\ K_{Lт} &= K_W \frac{d_{пс}}{K_{дп}} \frac{1 - \varphi}{\varphi}; \varphi = Q_{бу} \Delta T_{п}; \Delta T_{п} = \frac{H_a}{v_{пс}} K_{и} K_f K_J; \\ K_{Lт} &= K_{и} \frac{d_{пс}}{K_{дс}} \frac{C_{квс}}{C_{нс} - C} \frac{1}{\Delta T_{п} K_{гн}}; K_{Wп} = K_W \frac{1 - \varphi}{\varphi}; \\ K_{гн} &= 1 - \frac{K_{Wп}}{\psi} \Delta T_{п} e^{-\frac{K_{Wп} \cdot \Delta T_{п}}{\psi}} \end{aligned} \right. \quad (2.54)$$

Графики зависимости изменения величины коэффициента использования кислорода  $K_{и}$  от среднего диаметра пузырьков воздуха  $d_{п}$ , м, полученный при  $K_f = 1$ ;  $K_j = 1$  по уравнениям (2.54), представлен на рис. 2.1.

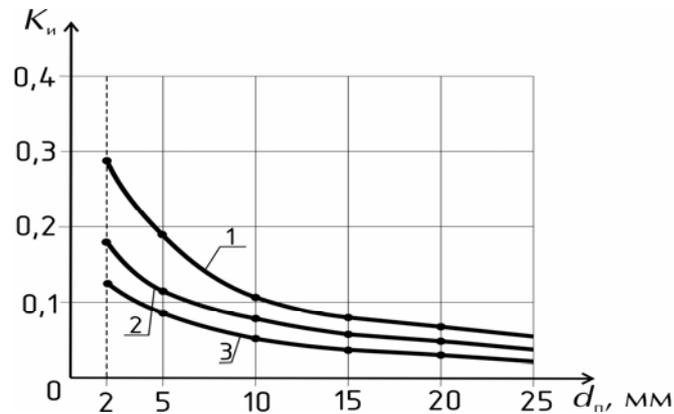


Рис. 2.1. Зависимость изменения величины коэффициента использования кислорода  $K_{и}$  от среднего диаметра пузырьков воздуха  $d_{п}$ , м:  
1 –  $H_a = 4$  м; 2 –  $H_a = 2$  м; 3 –  $H_a = 1$  м

Коэффициент использования кислорода  $K_{и,1}$  при глубине аэрационного бассейна  $H_a = 1$  м и  $d_{п} > 2 \cdot 10^{-3}$  м в инженерных расчетах может быть определен по следующим формулам:

$$\begin{cases} K_{и} = 6,165 \cdot 10^{-3} d_{п}^{-0,479} & \text{при } 2 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq d_{п} \leq 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \\ K_{и} = 1,039 \cdot 10^{-3} d_{п}^{-0,815} & \text{при } d_{п} > 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{cases} \quad (2.55)$$

При глубине аэрационного бассейна  $H_a > 1$  м коэффициент использования кислорода воздуха может быть определен по формуле

$$K_{и} = K_{и,1} \cdot H_a^{0,667}. \quad (2.56)$$

В работе [41] приводятся данные, свидетельствующие о том, что интенсивность передачи кислорода в жидкость резко снижается при уменьшении диаметра пузырька воздуха  $d_{п}$  до менее  $2 \cdot 10^{-3}$  м. В основе данного процесса лежат следующие причины:

1. Уменьшение значения фактора обновления границы раздела фаз  $S_{п}$  вследствие приближения режима всплывания пузырька воздуха к переходному режиму со скользящей границей раздела фаз ( $Re_{п} = 500$ ,  $d_{п} = 1,37 \cdot 10^{-3}$  м).

2. Снижение интенсивности циркуляции газовой среды внутри пузырька воздуха.

При уменьшении размеров пузырька воздуха ниже некоторого критического значения циркуляция воздуха внутри пузырька замедляется, процесс конвективного переноса молекул кислорода из центра пузырька к границе раздела фаз тормозится, интенсивность процессов массопередачи снижается.

## 2.2. Повышение эффективности работы гидроструйных аппаратов за счет снижения потерь энергии на турбулентное трение при изменении свойств поверхности проточной части аппарата

При проектировании гидроструйных аппаратов важно не только корректно рассчитать их геометрические характеристики, но и точно выдержать полученные размеры при изготовлении этих аппаратов.

Так, А.А. Кукьян приводит результаты экспериментальных исследований влияния несоосности расположения центрального рабочего сопла и камеры смешения на гидравлические характеристики и КПД гидроструйного аппарата [37]. Показано, что при отклонении оси сопла от оси камеры смешения на величину 0,05...0,2 диаметра камеры смешения КПД аппарата уменьшается на 20...50 %.

По данным Г.А. Петуховой, к значительным потерям энергии рабочего потока приводит и так называемый «сдув» потока при боковом расположении всасывающего патрубка гидроструйного насоса [48].

На необходимость, наряду с точным выполнением всех элементов струйного аппарата, тщательной обработки всех поверхностей его проточных частей указывается в работе П.Н. Каменева [32]. Согласно приводимым им данным при снижении шероховатости поверхности проточной части струйного аппарата с  $R_z=320-80$  мкм до  $R_z=80-10$  мкм наблюдается улучшение его характеристик.

На рис. 2.2 приведены данные, полученные П.Н. Каменевым, представленные в координатном поле  $\bar{p} = f(u)$ , где  $\bar{p}$  – безразмерный перепад давлений;  $u$  – коэффициент эжекции. В качестве основы для сравнения сплошной линией нанесена огибающая, вычисленная по методике МВТУ [17, 32].

В соответствии с данными, приводимыми Л.Г. Подвидзом, потери энергии в гидроструйном насосе в основном определяются потерями в камере смешения и в меньшей степени потерями в диффузоре (более значимо при малых коэффициентах эжекции) и очень мало зависят от потерь энергии в рабочем сопле и при входе в камеру смешения [43].

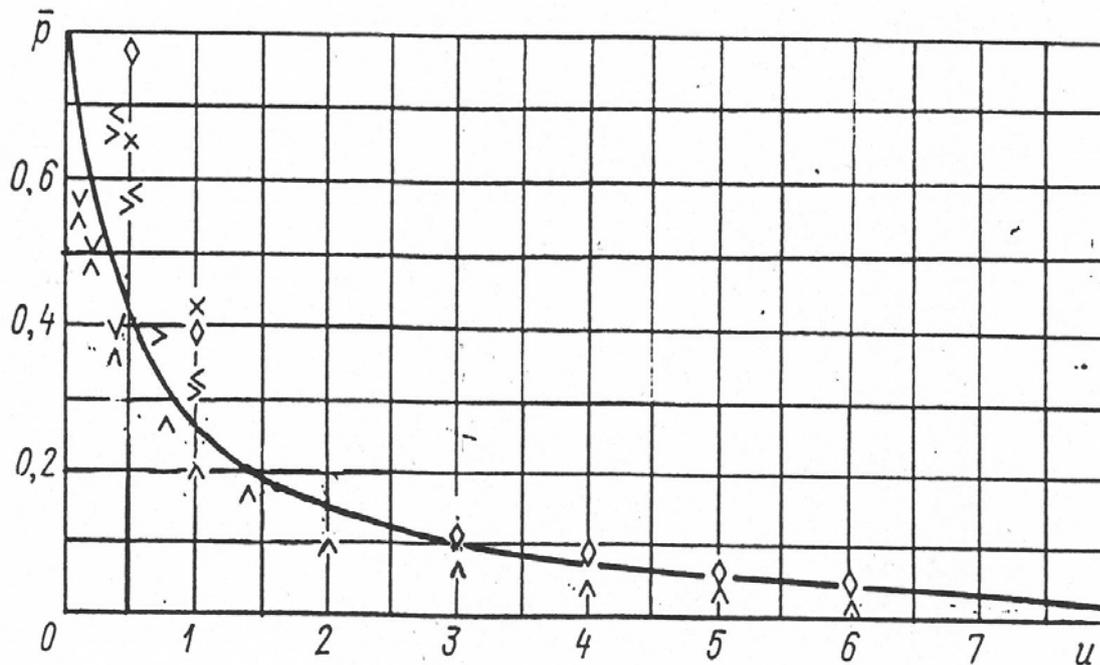


Рис.2.2. Зависимость безразмерного давления  $\bar{p}$  от коэффициента эжекции  $u$ , по данным П.Н. Каменева [32], при шероховатости поверхности проточной части:  
 $R_z = 1,25-2,5 \text{ мкм} - \times$ ;  $R_z = 10-20 \text{ мкм} - \diamond$ ;  $R_z = 40-20 \text{ мкм} - <$ ;  
 $R_z = 40-80 \text{ мкм} - >$ ;  $R_z = 80-160 \text{ мкм} - \nabla$ ;  $R_z = 160-320 \text{ мкм} - \wedge$

Таким образом, степень совершенства гидроструйных аппаратов определяется главным образом степенью совершенства камеры смешения.

Одним из перспективных направлений обработки поверхностей проточных каналов с целью сокращения потерь энергии на трение является их покрытие безгрунтовыми стеклоэмалью. Безгрунтовые стеклоэмалевые покрытия, как правило, наносятся в два слоя непосредственно на стальную поверхность без промежуточного грунтового слоя.

Технология нанесения стеклоэмалевых покрытий на стальные поверхности, кроме подготовки сырьевых материалов, варки фритт и приготовления эмалевого шликера, включает: подготовку поверхности, нанесение эмалевого шликера, его сушку, обжиг покрытия и контроль его качества.

В работе В.В. Демидочкина приводятся данные, свидетельствующие о значительном сокращении потерь напора в процессе перекачивания воды через стальную трубу при покрытии ее поверхности стеклоэмалью МК-5 (рис.2.3) [26].

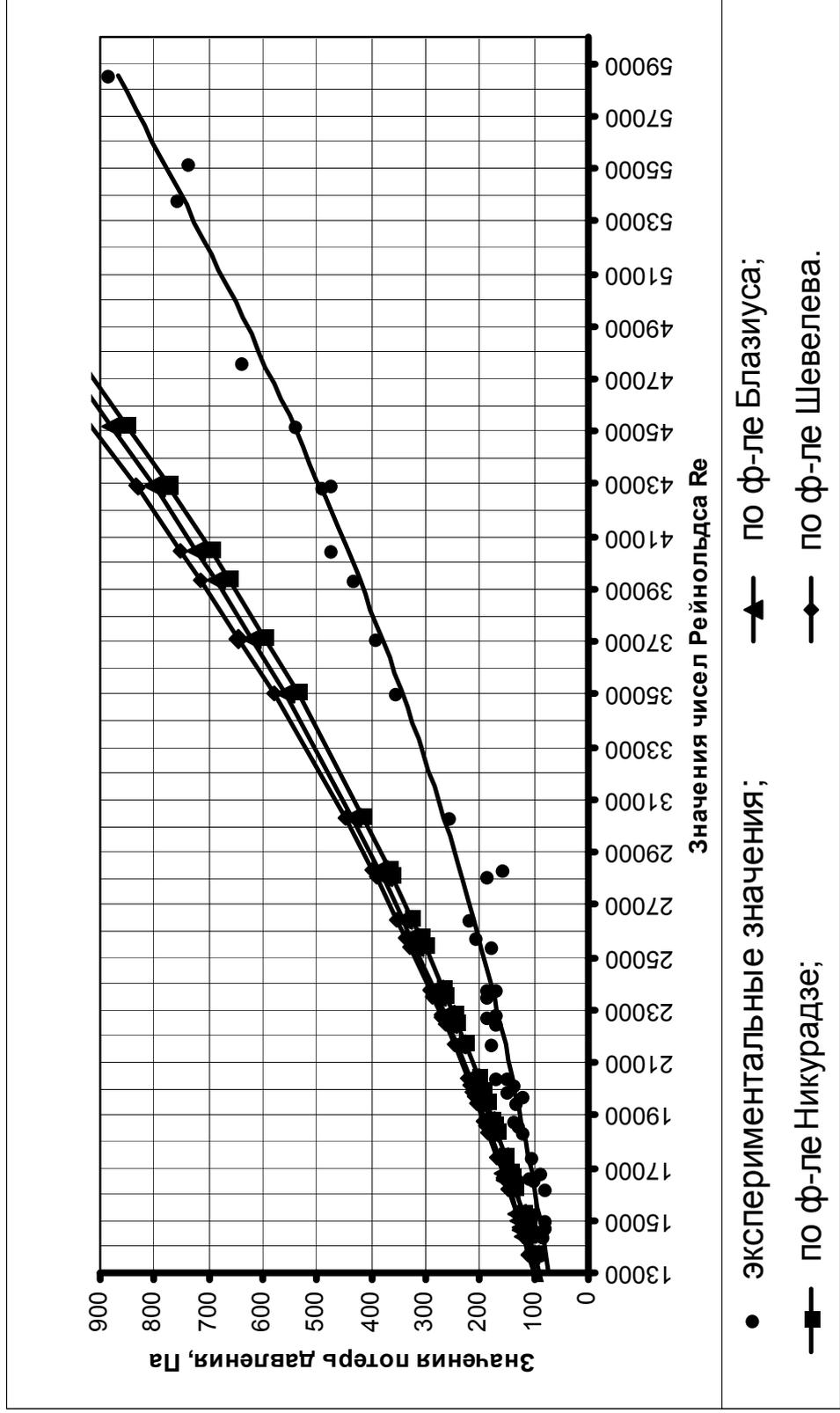


Рис.2.3. Зависимости потерь давления от критерия Рейнольдса  $Re$ , полученные экспериментально на трубе ( $d=0,048$  м;  $l=4,37$  м), имеющей покрытие из стеклоэмали и вычисленные по формулам для стальной трубы того же диаметра

Эффект снижения потерь напора в эмалированных трубах с ростом числа Рейнольдса  $Re$  существенно увеличивается. К снижению потерь напора приводит наряду с изменением свойств поверхностей каналов и добавление в перекачиваемую жидкость поверхностно-активных веществ (ПАВ) и высокомолекулярных веществ (ВМВ). В работе [9] приведены опытные данные по профилям скорости в растворах ПАВ, свидетельствующие об утолщении вязкого подслоя и переходной зоны течения. Профили средней скорости и турбулентного напряжения измерялись с помощью лазерного доплеровского измерителя скорости. Графическим способом был обработан 21 профиль скорости при различных концентрациях ПАВ и определены толщины вязкого подслоя  $\delta$ . С целью интерпретации полученных результатов в качестве параметра, определяющего толщину вязкого подслоя, было выбрано число Рейнольдса  $Re_{*\delta} = \frac{v_{*\delta} \cdot \delta}{\nu}$  введенное в работе [47], где  $\delta$  – толщина вязкого подслоя [м];  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости [ $m^2/c$ ]. Величина  $v_{*\delta}$ , [м/с] представляет собой динамическую скорость на внешней границе подслоя. Она связана с динамической скоростью

$$v_* = \sqrt{\frac{\tau_*}{\rho}} \quad (2.57)$$

посредством соотношения

$$v_{*\delta} = v_* \sqrt{1 - \delta / R},$$

где  $\tau_*$  – напряжение трения на стенке, кг/м·с<sup>2</sup>;

$R$  – радиус (полувысота) канала, м;

$\rho$  – удельная плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Напряжение трения на стенке канала определяется по формуле

$$\tau_* = \frac{R \Delta p}{2l}, \quad (2.58)$$

где  $\Delta p$  – перепад давления, Па;

$l$  – длина канала, м.

Параметр  $Re_{*\delta}$  был использован в работе [50] при анализе турбулентных течений растворов полимеров (ВМВ) и поверхностно активных веществ (ПАВ).

В частности, была установлена четкая связь между относительным снижением сопротивления трению (гидродинамическим эффектом)  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$  в растворах ПАВ и числом  $Re_{*8}$ , где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения без добавления ПАВ и ВМВ;  $\Delta\lambda$  – снижение коэффициента гидравлического трения при добавлении ПАВ и ВМВ. Полученные данные представлены на рис. 2.4 в виде зависимости  $\Delta\lambda/\lambda$  от параметра  $Re_{*8}$ .

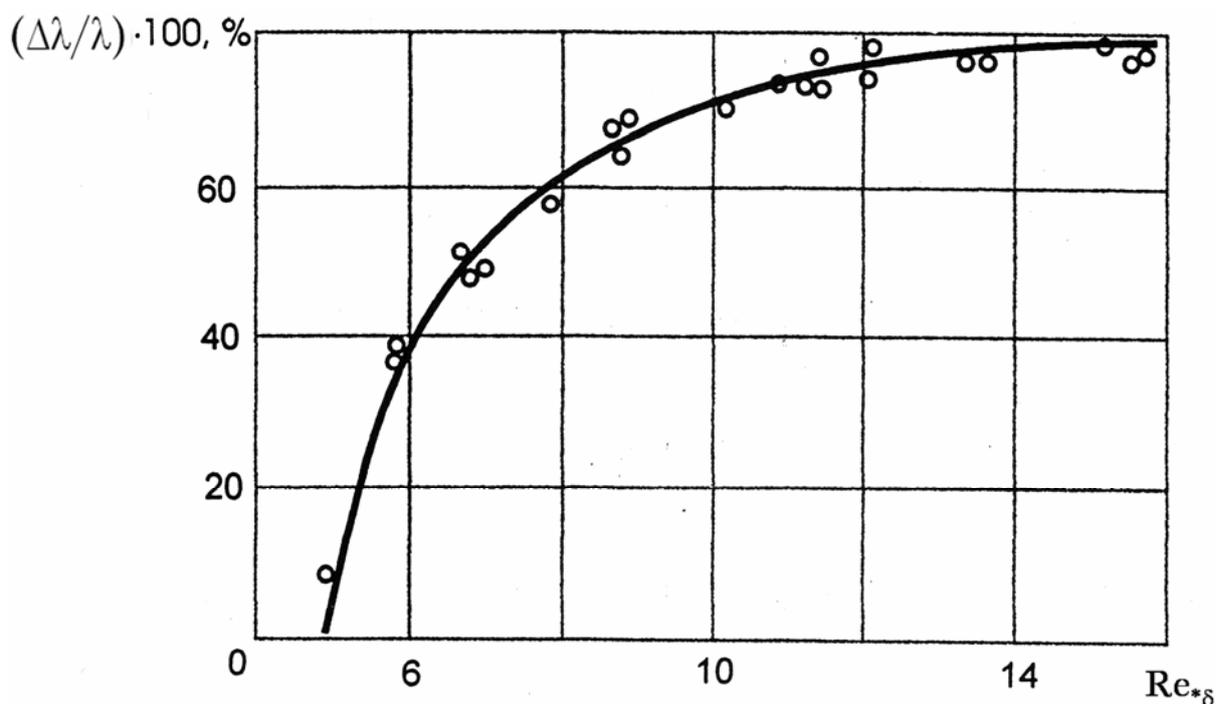


Рис.2.4. Зависимость изменения гидродинамического эффекта  $\Delta\lambda/\lambda \cdot 100 \%$  от степени утолщения вязкого подслоя, выраженного через значение параметра  $Re_{*8}$

Величину относительного снижения трения  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$  при различных  $Re_{*8}$  можно определить по формуле

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = 0,0004Re_{*8}^4 + 0,011Re_{*8}^3 - 1,206Re_{*8}^2 + 25,718Re_{*8} - 102,114. \quad (2.59)$$

Из рис. 2.4 видно, что с увеличением  $Re_{*8}$ , т.е. с утолщением вязкого подслоя, наблюдается значительное снижение сопротивления трения.

В разбавленных полимерных растворах макромолекулы ВМВ практически не взаимодействуют друг с другом, надмолекулярные структуры отсутствуют. В покоящемся растворе длинные линейные молекулы свернуты в клубки; их размеры малы по сравнению с характерными масштабами критической турбулентности.

Совершенно иначе макромолекулы ведут себя в ламинарном потоке с растяжением. Здесь даже умеренной скорости растяжения оказывается достаточно, чтобы развернуть молекулярный клубок, вытянув молекулу до ее предельно возможной длины, обусловленной числом, геометрией и размерами скелетных химических связей. Как следует из опытных факторов и теоретических оценок, разворачивание и ориентация по потоку происходят практически мгновенно при достижении критического значения скорости растяжения, связанного с максимальным временем релаксации макромолекулы. Ориентированные вдоль направления растяжения и вытянутые до своей предельной длины молекулы образуют в потоке систему «нитей», которые будут взаимодействовать с вихревыми трубками образующихся турбулентных пульсаций, при этом часть энергии вихревых трубок расходуется на работу растяжения полимерных цепей и, следовательно, запасается в виде упругой энергии. Основное воздействие упругие полимерные цепи оказывают на поперечные пульсации скорости, что приводит к гашению пульсаций (демпфированию).

В целом в рамках рассмотренного подхода физически объясняются основные особенности турбулентных течений полимерных растворов ВМВ: возникновение упругих напряжений и существование запасенной энергии; снижение интенсивности поперечных пульсаций скорости и турбулентного трения.

Растворы ПАВ не способны образовать ориентированные по потоку нити, однако, как указано в работах [9...54], они образуют периодические коллоидные структуры (ПКС), содержащие мицеллы, выстраивающиеся в квазикристаллическую решетку, обуславливающую вязкоупругие свойства системы. При относительно малых концентрациях ПАВ в растворе образуются локальные периодические коллоидные структуры. Таким образом, возникновение упругих напряжений и существование запасенной упругой энергии при течении растворов ПАВ обуславливается деформацией квазикристаллических решеток ПКС в сдвиговом потоке. Поскольку локальные ПКС имеют незначи-

тельную степень асимметрии, то действие гидродинамических сил потока будет сводиться лишь к деформации структур без заметного ориентационного эффекта. В силу этого упругие ПКС будут оказывать демпфирующее действие как на поперечную, так и на продольную составляющую пульсационной скорости. Одновременное гашение указанных составляющих и приводит к тому, что анизотропия турбулентных пульсаций скорости в растворах ПАВ, по сравнению с полимерными, значительно меньше.

Таким образом, проведенный анализ общих особенностей течений растворов ПАВ и ВМВ показывает, что эффект снижения турбулентного трения связан с образованием вязкоупругости, приводящей в конечном счете к демпфированию (гашению) турбулентных возмущений. Гипотеза возникновения вязкоупругости позволяет также объяснить утолщение вязкого подслоя.

В связи с тем, что течение разбавленных растворов ПАВ и ВМВ может сопровождаться адсорбцией макромолекул и мицелл на стенке канала, возникает вопрос, какие именно вещества ответственны за уменьшение сопротивления: адсорбированные на стенке канала или движущиеся в объеме жидкости. Замена материала стенки (а значит, изменение ее адсорбционных свойств) не оказывает влияния на снижение турбулентного трения. Детальный анализ связи адсорбции с эффектом Томса дан в работе [54]. Полученные результаты убедительно показывают, что снижение сопротивления в турбулентном режиме течения никак не связано с адсорбционным слоем на стенке канала, т.е. является результатом взаимодействия с турбулентными возмущениями тех макромолекул и молекулярных образований, которые находятся в потоке. Таким образом, введение в поток ПАВ и ВМВ приводит к возникновению эффекта вязкоупругости в его пристеночных областях, способствующего гашению турбулентных возмущений, что обуславливает увеличение толщины ламинарного подслоя.

Можно предположить, что изменение физико-химических свойств поверхности канала помимо утолщения ламинарного подслоя способно привести к снижению турбулентных пульсаций, генерируемых на границе ламинарного подслоя, и этим явлением объясняются уникальные гидравлические свойства стальных поверхностей, обработанных стеклоэмалью.

Оценить толщину ламинарного подслоя можно, используя формулу

$$\delta = \frac{\alpha\mu}{\sqrt{\tau_*\rho}}, \quad (2.60)$$

где  $\alpha$  – коэффициент, определяемый из экспериментальных исследований и принимаемый для «черных труб»  $\alpha = 11,5$ , для труб со стеклоэмалевым покрытием, согласно данным, приведенным в [22],  $\alpha = 20,52$ ;

$\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с.

Подставляя в формулу (2.60) значение  $\tau$ , определенное по формуле (2.58), имеем

$$\delta = \alpha\mu\sqrt{\frac{2l}{R\rho\Delta p}}. \quad (2.61)$$

С использованием данных, полученных В.В. Демидочкиным [26], по формуле (2.60) были определены зависимости изменения относительных толщин ламинарного подслоя  $\frac{\delta}{R_*}$  от значений критерия Рейнольдса  $Re$  для трубы диаметром 0,048 м, длиной 4,37 м (ГОСТ 8731-74) с необработанной поверхностью и поверхностью, покрытой стеклоэмалью (рис. 2.5), где  $R_* = \frac{R}{2}$  ( $R_*$  – гидравлический радиус трубы).

На рис. 2.5 также показана зависимость гидродинамического эффекта  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$  от критерия Рейнольдса  $Re = \frac{2vR}{\nu}$ . Коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Дарси–Вейсбаха

$$\lambda = \Delta p \frac{4R}{\rho lv^2}, \quad (2.6)$$

где  $v$  – скорость течения жидкости в трубе, м/с;

$l$  – длина трубы, м.

Снижение коэффициента гидравлического трения  $\Delta\lambda$  определялось как разность коэффициентов гидравлического трения для трубы с необработанной поверхностью и для трубы с эмалированной поверхностью.

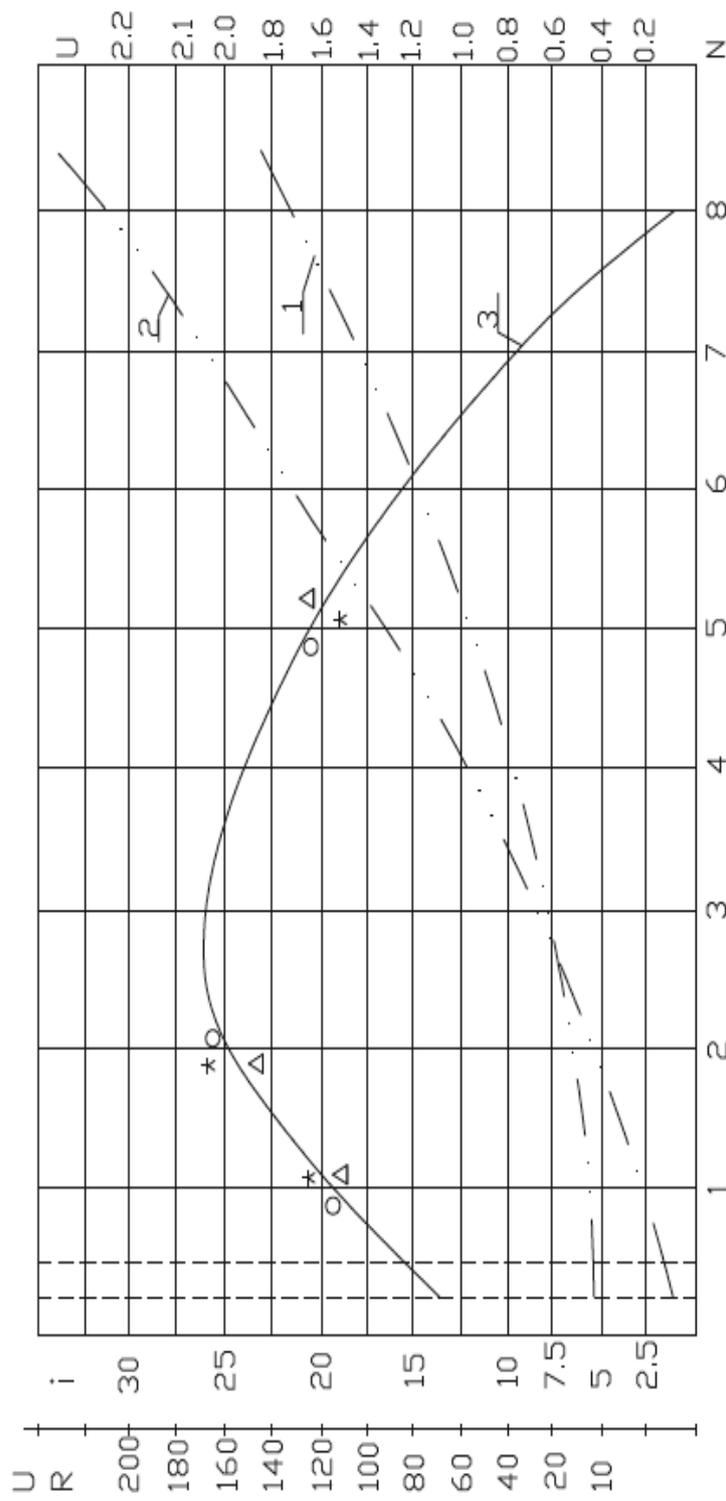


Рис.2.5. Зависимости изменения безразмерной толщины ламинарного подслоя  $\frac{\delta}{R}$

и гидродинамического эффекта  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$  от критерия Рейнольдса  $Re$ :  
 1 –  $\frac{\delta}{R}$  для «черных» труб; 2 –  $\frac{\delta}{R}$  для эмалированных труб; 3 –  $\Delta\lambda/\lambda$

Анализируя графики, приведенные на рис. 2.5, можно сделать следующие выводы:

1. Толщина ламинарного подслоя с увеличением числа Рейнольдса (скорости течения жидкости) уменьшается.

2. Покрытие стальной поверхности канала стеклоэмалью позволяет увеличить толщину ламинарного подслоя.

3. При увеличении толщины ламинарного подслоя коэффициент гидродинамического трения уменьшается.

4. Гидродинамический эффект (относительный коэффициент гидравлического трения  $\Delta\lambda$ ) с увеличением числа Рейнольдса возрастает.

5. Значительное повышение гидродинамического эффекта наблюдается при увеличении числа Рейнольдса с 13000 до 25000.

6. Применение покрытий из стеклоэмали при числе Рейнольдса более 25000 позволяет более чем в полтора раза уменьшить коэффициент гидродинамического трения.

Эффект увеличения толщины ламинарного подслоя на поверхностях, покрытых стеклоэмалью, может быть объяснен изменением поверхностных явлений (прежде всего адгезионных сил) на границах раздела фаз.

Количественная оценка характеристик поверхностных явлений на поверхностях стальной, стеклянной и эмалированной пластин была проведена Г.И. Стерлиговой [64]. Для определения краевого угла смачивания  $\theta$  применялся инструментальный измерительный микроскоп ММИ-2, который имеет точность отсчета  $\pm 0,5''$ . Объектив микроскопа характеризуется 50-кратным увеличением. Коэффициент поверхностного натяжения на границе жидкость–газ  $\sigma_{1,2}$  определялся по методу Ребиндера.

Результаты проведенных исследований приведены в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2 . 2

Значения краевого угла смачивания  $\theta$  и адгезионной работы  $A/S$  на границе «твердая поверхность–жидкость»

Поверхность	Вода		
	$\theta$	$B = \cos \theta$	$A/S = \sigma_{1,2}, \text{ Н/м}$
Эмаль №609	35,53°	0,8138°	0,1319
Эмаль №16	34,85°	0,8206°	0,1324
Эмаль МК-5	31,80°	0,8517°	0,1347
Стекло обычное	37,66°	0,7916°	0,1303
Пластина стальная	48,88°	0,6576°	0,1205

Анализ данных, приведенных в табл. 2.2, показывает, что значения краевого угла смачивания  $\theta$  и коэффициента поверхностного натяжения  $\sigma_{1,2}$  для всех видов изучаемых стеклоэмалей незначительно отличаются от соответствующих показателей, полученных на поверхности стальной пластины. Ярко выраженных аномалий поверхностных явлений на поверхностях, обработанных стеклоэмалью, в статических условиях обнаружено не было.

Нами было предложено оценивать поверхностные явления в динамических условиях по величине следа, оставляемого каплей дистиллированной воды заданного объема, скользящей по наклонной поверхности. Пластины с изучаемыми поверхностями тщательно обезжиривались и располагались под углом  $30^\circ$  к горизонту. Изучались поверхности трех пластин, выполненных из стали марки Ст-3 без покрытия, имеющей покрытие из стеклоэмали МК-5, а также из оргстекла. На поверхность пластин специальной пипеткой наносились капли дистиллированной воды объемом 0,1 мл. Следы, оставляемые скользящими по поверхности наклонных пластин каплями воды, фотографировались.

Капля воды, скользящая по несмачиваемой поверхности оргстекла, практически не оставляет следа. На стальной поверхности капля воды оставляет след, незначительно превышающий ее диаметр. След, оставляемый каплей воды на пластине, покрытой стеклоэмалью марки МК-5, на порядок превышает ее диаметр. Таким образом, было показано, что в динамических условиях движения жидкости относительно поверхности, покрытой стеклоэмалью, наблюдается эффект «прилипания» жидкости к поверхности раздела фаз, который, по нашему мнению, и обуславливает увеличение толщины ламинарного подслоя.

### **2.3. Повышение эффективности работы гидроструйных аппаратов с компактной струей за счет изменения конструкции камеры смешения**

В последние годы появилось немало сообщений о повышении эффективности работы струйных аппаратов за счет изменения конструкции их элементов.

В частности Ю.М. Ермаковым [15] была предложена новая конструкция рабочего сопла (насадки), корпус которого выполняется из двух участков трубы, получивших после обжатия овальное сечение.

Эти участки разворачиваются один относительно другого вдоль оси на угол  $90^\circ$ . При протекании жидкости по такой насадке она приобретает закрутку, что, по мнению автора, позволяет повысить эффективность струйного аппарата по сравнению с аппаратами, оснащенными коническими сходящимися насадками традиционной конструкции.

Представляется интересным предложение повысить эффективность работы эжектора за счет увеличения поверхности контакта активного и пассивного потоков.

Так, Г.Е. Мускевичем была предложена конструкция гидроструйного насоса с двухповерхностной струей (см. рис. 1.8) [46]. В данной конструкции рабочее сопло имеет кольцевую форму, что позволяет создать струю жидкости с двумя активными поверхностями (наружной и внутренней) и приводит к увеличению площади контакта эжектируемого потока с рабочей струей.

Процесс смешения рабочего и пассивного потоков, обеспечивающий эжекцию, происходит в основном в камере смешения. При достижении камеры смешения кольцевой струей последняя расширяется, что приводит к сужению ее внутренней области и значительно снижает эффект, получаемый от увеличения поверхности контакта эжектируемого воздуха с рабочей струей.

Существенно увеличить поверхность контакта по сравнению с рассмотренной выше конструкцией позволяет предложенный нами прием сочетания кольцевого сопла с кольцевой камерой смешения, реализуемый в устройстве, на которое была подана заявка на изобретение (приоритетная справка № 200130415 от 18 декабря 2000 г. по заявке на патент «Эжектор»), рис. 2.6.

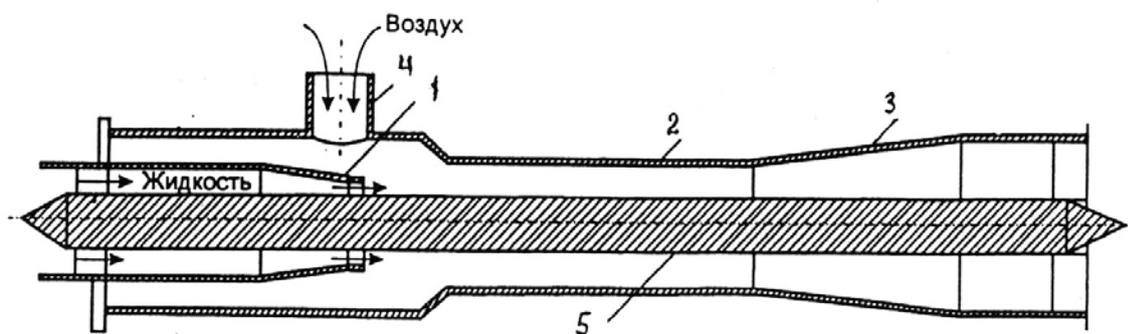


Рис.2.6. Схема гидроструйного аппарата с кольцевым соплом и камерой смешения:

- 1 – рабочее сопло; 2 – камера смешения; 3 – диффузор;
- 4 – патрубок для подсоса воздуха; 5 – центральное тело

Рассмотрим работу кольцевой камеры смешения в сравнении с работой камеры традиционной формы. Для удобства сравнения параметров примем равенство площадей живых сечений круглой камеры  $\omega$  и кольцевой камеры смешения  $\omega_*$ , обеспечивающее равенство скоростей при одинаковых расходах (рис.2.7).

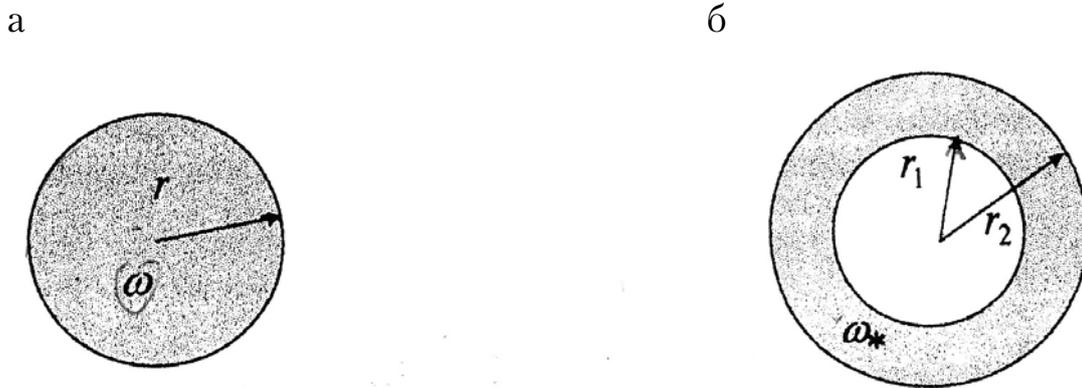


Рис. 2.7. Расчетные схемы круглой (а) и кольцевой (б) камер смешения

Внутренний радиус кольцевой камеры смешения  $r_1$  задается из условия равенства площадей круглой и кольцевой камер смешения  $\omega_*$ , тогда

$$\frac{r_1}{r} = N, \quad (2.62)$$

где  $N$  – симплекс, определяющий геометрические характеристики камеры смешения.

Площади живых сечений камер

$$\omega = \pi r^2; \quad \omega_* = \pi r_2^2 - \pi r_1^2.$$

Поскольку  $\omega = \omega_*$ , то

$$\begin{aligned} \pi r^2 &= \pi r_2^2 - \pi r_1^2, \\ r_2 &= \sqrt{r^2 + r_1^2} = \sqrt{r^2 + N^2 r^2} = r \sqrt{1 + N^2}. \end{aligned} \quad (2.63)$$

Смоченный периметр камер

$$\chi = 2\pi r; \quad \chi_* = \chi_{*1} + \chi_{*2} = 2\pi r N + 2\pi r \sqrt{1 + N^2} = 2\pi r (N + \sqrt{1 + N^2}). \quad (2.64)$$

Гидравлический радиус камер

$$R = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{r}{2}; R_* = \frac{\pi r^2}{2\pi r(N + \sqrt{1 + N^2})} = \frac{r}{2N + 2\sqrt{1 + N^2}}. \quad (2.65)$$

Очевидно, что площадь контакта потоков будет прямо пропорциональна наружным периметрам камер смешения ( $\chi$  и  $\chi_2$ ), а увеличение площади контакта будет определять увеличение коэффициента эжекции.

Таким образом, относительное изменение коэффициента эжекции при переходе от круглой ( $u$ ) к кольцевой ( $u_*$ ) камере смешения может быть выражено через отношение

$$\bar{R} = \frac{\chi_{*2}}{R_*} \cdot \frac{\chi}{R}, \quad (2.66)$$

взятое в некоторой степени  $x$ , определяемой экспериментально.

Подставляя в формулу (2.66) значения  $\chi_*$ ;  $\chi_{*2}$ ;  $R_*$ ;  $R$ , имеем

$$\bar{R} = \frac{\frac{2\pi r\sqrt{1+N^2}}{r}}{\frac{r}{2N+2\sqrt{1+N^2}}} \cdot \frac{2\pi r}{\frac{r}{2}} = \sqrt{1+N^2}(N + \sqrt{1+N^2}).$$

Потери напора в камере смешения можно определить по формуле Вейсбаха–Дарси

$$h = \lambda \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}, \text{ м}, \quad (2.67)$$

где  $l$  – длина камеры смешения, м;

$D$  – диаметр камеры смешения, м;

$v$  – средняя скорость течения в камере, м/с;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, определяемый по формуле Блазиуса для турбулентного режима,

$$\lambda = \frac{0,3164}{\left(\frac{vD}{\nu}\right)^{0,25}}. \quad (2.68)$$

Подставляя (2.68) в (2.67), имеем

$$h = 0,3164 \left( \frac{v}{vD} \right)^{0,25} \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,3164 v^{0,25} \frac{l}{D^{1,25}} \frac{v^{1,75}}{2g}. \quad (2.69)$$

Выражая диаметры через гидравлические радиусы, получаем формулу для определения гидравлического уклона  $i$  как одной из характеристик гидравлических потерь:

$$i = \frac{h}{l} = 0,3164 v^{0,25} \frac{v^{1,75}}{2g} \frac{1}{4^{1,25}} \frac{1}{R^{1,25}}; \quad (2.70)$$

тогда относительное изменение гидравлического уклона при переходе от круглой к кольцевой камере смешения при равных значениях  $l$ ;  $v$ ;  $g$ ;  $v$  определится как

$$\bar{i} = \frac{i_*}{i} = \frac{R^{1,25}}{R_*^{1,25}}. \quad (2.71)$$

Подставляя значения  $R$  и  $R_*$ , получаем:

$$\bar{i} = (N + \sqrt{1 + N^2})^{1,25}. \quad (2.72)$$

Изменение коэффициента эжекции может быть описано эмпирической формулой, предложенной Е.Я. Соколовым, Н.М. Зингером [69] для случая  $\frac{p_p}{p_c} = \frac{d_c^2}{d_p^2}$ :

$$u = K \sqrt{\frac{p_p}{p_c} - 1}, \quad (2.73)$$

где  $K$  – коэффициент пропорциональности.

Нами изучался эжектор с диаметрами рабочего сопла  $d_p=7$  мм и камеры смешения  $d_c=15$  мм, для которого

$$\frac{d_c^2}{d_p^2} = 4,6.$$

При установленных давлениях  $p_p=1$  атм,  $p_c=0,22$  атм,  $\frac{p_p}{p_c} = 4,6$  был получен коэффициент пропорциональности  $K = 0,81$ , что соответствует литературным данным [59].

Как следует из графика, приведенного на рис. 1.3, основная потеря энергии в эжекторе происходит в камере смешения. Потери давления в камере смешения эжектора можно, согласно рекомендации [59], в первом приближении принять равными потере давления [Па] в камере смешения гидроструйного насоса и определить через коэффициент скорости  $\varphi$ :

$$\Delta p_c = \frac{v_c^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi_2} - 1 \right) \rho_{\text{ж}}, \quad (2.74)$$

где  $v_c$  – скорость течения в камере смешения, м/с;

$\rho_{\text{ж}}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi_2$  – коэффициент скорости, принимаемый для камеры смешения равным 0,975.

$$v_c^2 = v_p^2 \frac{D_p^2}{d_c^2} (1+u)^2,$$

где  $v_p$  – скорость течения рабочей жидкости в подводящем трубопроводе, м/с; определяется по формуле и теоретически ограничивается скоростью звука,

$$v_p = \frac{d_p^2}{D_p^2} \sqrt{2 \frac{p_p}{\rho}} \quad (d_p - \text{диаметр рабочего сопла, м});$$

$D_p$  – диаметр подводящего трубопровода, м;

$d_c$  – диаметр камеры смешения, м.

Можно представить  $p_c$  как сумму противодействия на выходе из эжектора и потери давления в камере смешения эжектора. Тогда коэффициент эжекции для эжектора с кольцевой камерой можно выразить с учетом формулы (2.73):

$$u_* = u \bar{R}^x \left[ 0,85 \sqrt{\frac{p_p}{(p_c - \Delta p_c) + \Delta p_c i}} \right]. \quad (2.75)$$

Следовательно,

$$\bar{u} = \frac{u_*}{u} = \bar{R}^x \left[ 0,85 \sqrt{\frac{p_p}{(p_c - \Delta p_c) + \Delta p_c \bar{i}}} \right]. \quad (2.76)$$

Наряду с эжектором традиционной конструкции изучался эжектор с кольцевым соплом и кольцевой камерой смешения. Площади кольцевого сопла и кольцевой камеры смешения были эквивалентны площадям сопла и камеры смешения эжектора, рассмотренного ранее.

При  $p_p=1$  атм и  $p_c=0,22$  атм был получен коэффициент  $u_*=1,23$ ,  $u = \frac{u_*}{u} = \frac{1,23}{0,81} = 1,52$ . Подставив полученные значения в формулу (2.76),

получили значение показателя степени  $x = 0,468$ .

На рис. 2.8 представлены зависимости  $\bar{R} = N + \sqrt{1 + N^2}$ ,  $\bar{i} = (N + \sqrt{1 + N^2})^{1,25}$ ,  $\bar{u} = \frac{u_*}{u} = \bar{R}^{0,468} \left[ \frac{p_p}{(p_c - \Delta p_c) + \Delta p_c \bar{i}} - 1 \right]$  от параметра

$$N = \frac{r_{*1}}{r}.$$

Также на рис. 2.8 нанесены экспериментальные значения  $\bar{u}$ , полученные для эжекторов с показателем  $N=1; 2; 5$ .

Анализ полученных зависимостей, представленных на рис.2.8, показывает, что:

- 1) с увеличением показателя  $N$  возрастают значения  $\bar{i}$  и  $\bar{R}$ ;
- 2) оптимальное значение  $\bar{u}$  достигается при  $N=2-2,5$ ;
- 3) при увеличении  $N>2,5$  материалоемкость эжектора резко повышается в связи с возрастанием геометрических размеров аппарата.

В ы в о д ы :

1. На основе теоретического анализа процесса эжекции показано, что повышение эффективности работы жидкостно-газовых струйных аппаратов возможно за счет увеличения площади контакта потока эжектируемого газа с поверхностью рабочей струи и сокращения потерь энергии на трение жидкостно-газового потока о рабочие поверхности аппарата.

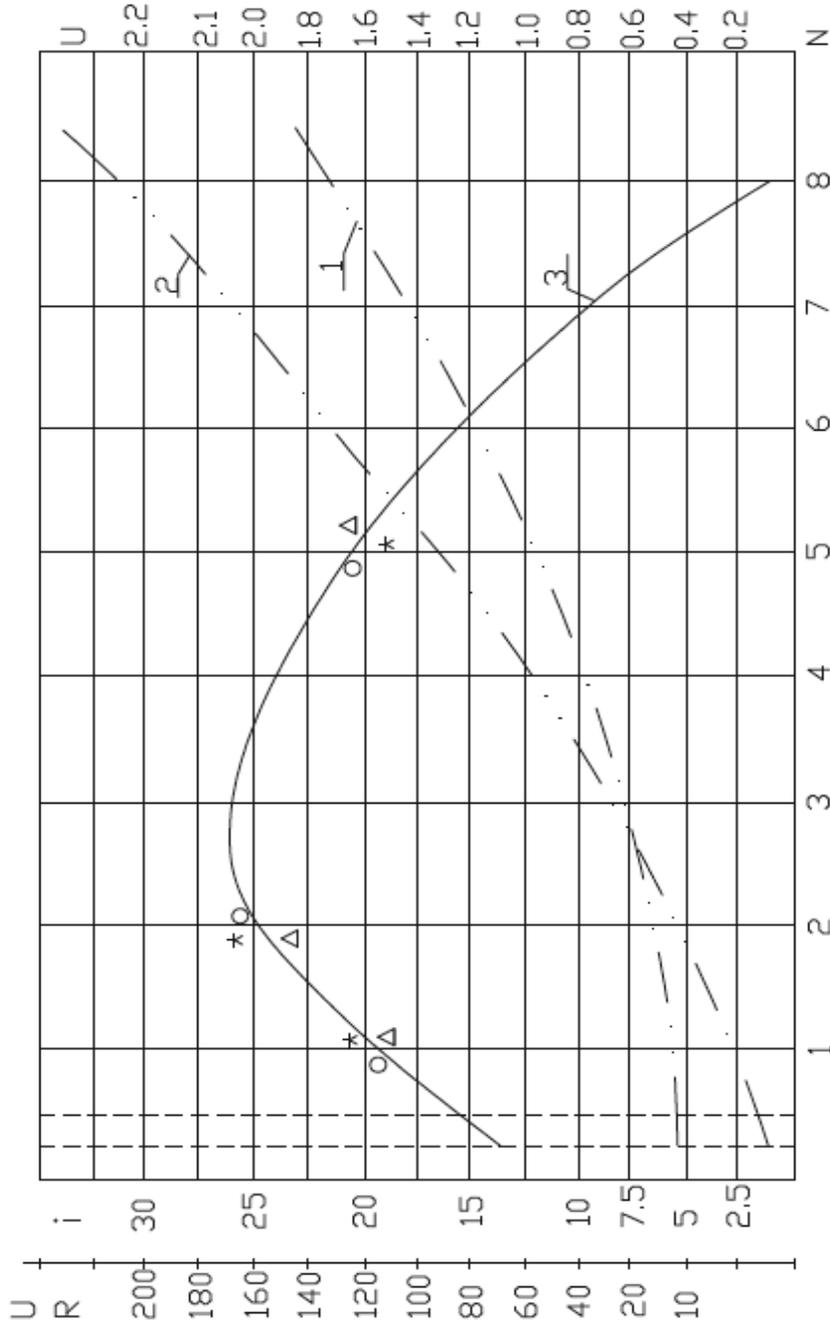


Рис.2.8. Зависимость отношений  $\bar{R}$ ;  $\bar{i}$ ;  $\bar{u}$  от значения  $N$ .

1 – зависимость  $\bar{R}$  от  $N$ ; 2 – зависимость  $\bar{i}$  от  $N$ ; 3 – зависимость  $\bar{u}$  от  $N$ :

$$\Delta - \frac{p_c}{p_p} = 0,22; \quad o - \frac{p_c}{p_p} = 0,05; \quad * - \frac{p_c}{p_p} = 0,5$$

2. Увеличение площади контакта потока эжектируемого газа с поверхностью рабочей струи может быть достигнуто за счет использования кольцевого рабочего сопла в сочетании с кольцевой камерой смешения.

3. Оптимальное значение параметра кольцевой камеры смешения  $N$  (отношение ее внутреннего радиуса к радиусу цилиндрической камеры смешения эквивалентной площади) лежит в пределах 2...2,5.

4. Сокращение потерь энергии на трение может быть достигнуто за счет изменения физико-химических свойств рабочей поверхности эжектора при ее покрытии стеклоэмалью. Гидродинамический эффект  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$ , получаемый при покрытии рабочей камеры стеклоэмалью,

характеризуется интенсивным ростом до значения  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda} = 0,42$  при числе Рейнольдса  $Re = 39000$  и далее увеличивается незначительно.

### 3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

#### 3.1. Описание лабораторной установки для исследования эффективности работы гидроструйных аппаратов

Исследования процесса эжекции воздуха струйными аппаратами различной конструкции проводились на лабораторной установке, схема которой представлена на рис. 3.1.

Общий вид лабораторной установки показан на рис. 3.2.

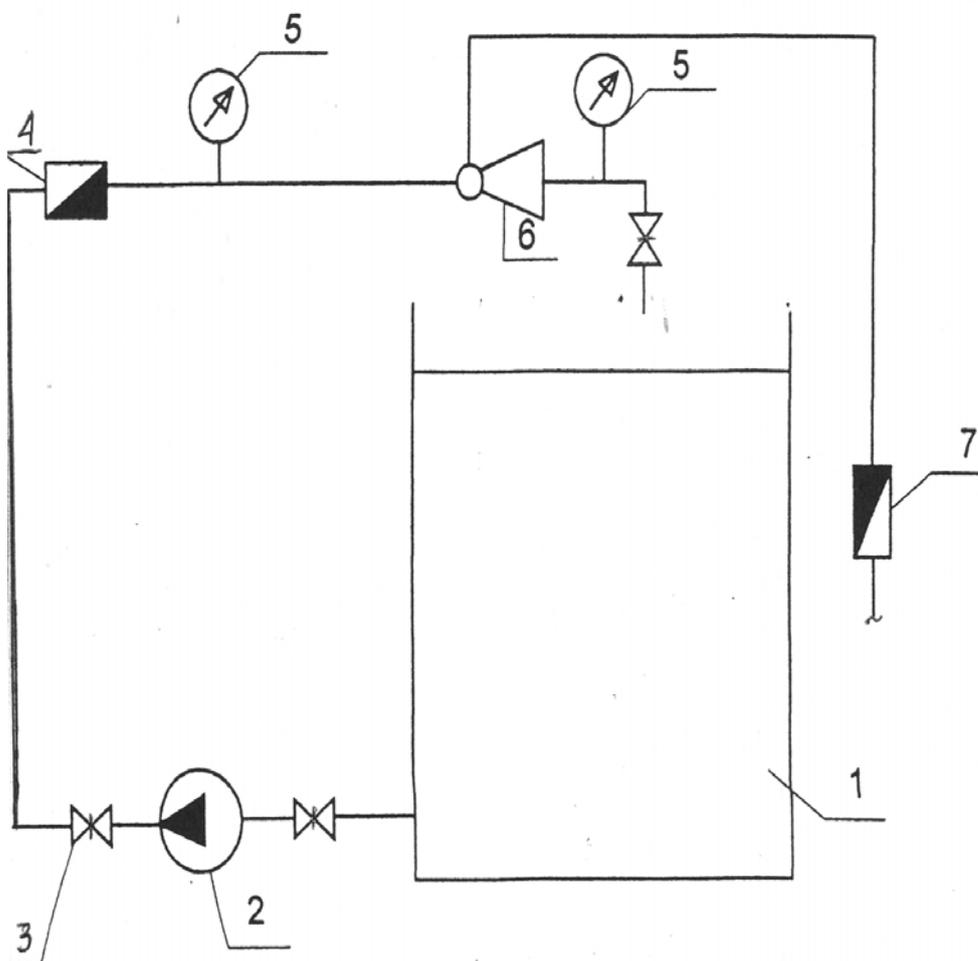


Рис.3.1. Схема лабораторной установки для исследования эффективности работы жидкостно-газовых струйных аппаратов различной конструкции:  
1 – циркуляционный резервуар; 2 – центробежный насос;  
3 – запорная арматура; 4 – водомер ВСХ-15; 5 – манометр; 6 – эжектор;  
7 – ротаметр РМ

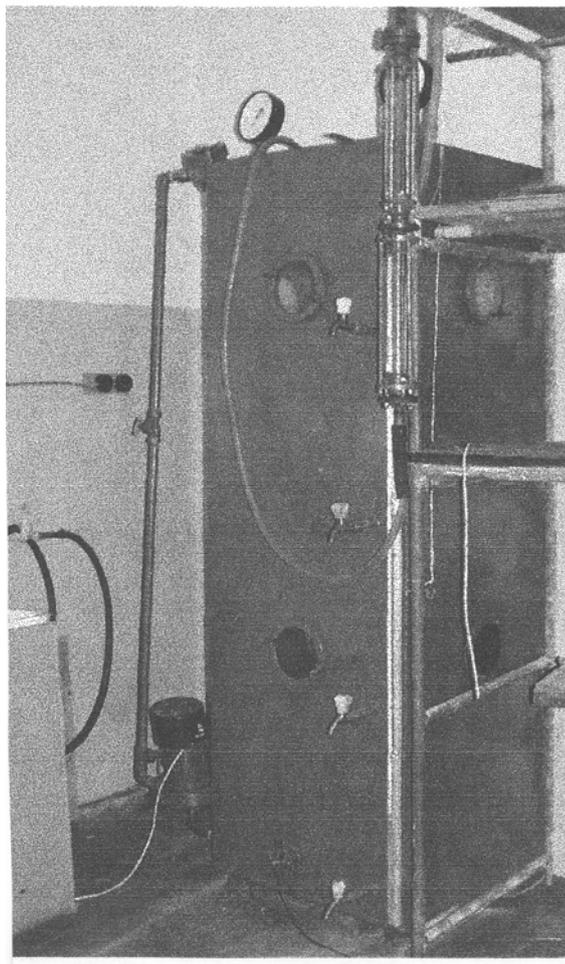


Рис.3.2. Общий вид установки для исследования эффективности работы гидроструйных аппаратов различной конструкции

Лабораторная установка включала в себя рециркуляционный резервуар размерами  $0,9 \times 0,9 \times 2,5$  м, к которому были подключены два насоса «Агидель». Расход рециркуляционного потока, перекачиваемого насосами, измерялся с помощью водосчетчика марки ВСХ-15 (погрешность прибора  $1,54 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/ч).

К рециркуляционной линии подключался исследуемый эжектор. Давление на входе и выходе из эжектора контролировалось манометрами марки МТП-160 (точность снятия показаний  $5 \cdot 10^3$  Па). Изменение расхода воды и давления на входе и выходе из эжектора производилось с помощью запорной арматуры.

Расход эжектируемого воздуха измерялся поплавковым ротаметром типа РМ (основная допускаемая погрешность ротаметров  $\pm 4$  % от верхнего предела измерений), подключенным к воздушному патрубку с

помощью гибкого шланга. Для измерения атмосферного давления применялся барометр-анероид.

Водовоздушная смесь из эжектора отводилась обратно в рециркуляционный резервуар.

### 3.2. Методика и результаты экспериментальных исследований эффективности работы гидроструйных аппаратов

Производилось исследование следующих типов эжекционных аппаратов:

1. Эжектор традиционной конструкции.
2. Эжектор традиционной конструкции, имеющий покрытие из стеклоэмали марки МК-5.
3. Эжектор с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения.
4. Эжектор с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5.

Для всех типов конструкций эжекторов были изучены:

- 1) низконапорные аппараты, имеющие поперечные площади камеры смешения к площади рабочего сопла 7,84;
- 2) средненапорные аппараты (имеющие отношение площади камеры смешения к площади рабочего сопла 4,41);
- 3) высоконапорные аппараты (имеющие отношение площади камеры смешения к площади рабочего сопла 2,56).

Были исследованы следующие характеристики жидкостно-газовых струйных аппаратов:

- Объемный коэффициент эжекции  $u$ , являющийся отношением объемного расхода воздуха  $Q_B$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), измеряемого при атмосферном давлении, к объемному расходу рабочей жидкости  $Q_{\text{ж}}$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ):

$$u = \frac{Q_B}{Q_{\text{ж}}}. \quad (3.1)$$

- Гидравлический коэффициент полезного действия эжектора, определяемый по формуле

$$\eta = \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}, \quad (3.2)$$

где  $\Delta p_c / \Delta p_p$  – безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений,

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c^a - p_n}{p_p^a - p_n}; \quad (3.3)$$

здесь  $p_c^a$  – абсолютное давление водовоздушной смеси на выходе из эжектора, Па; при  $p_n = p_a$

$$p_c^a = p_c + p_a; p_p^a = p_p + p_a;$$

$p_c$  и  $p_p$  – давления, показываемые манометрами на входе в сопло и выходе из эжектора, Па;

$p_a$  – атмосферное давление, Па;

$p_p^a$  – абсолютное давление рабочей жидкости на входе в эжектор, Па;

$p_n$  – давление в воздушном патрубке эжектора, Па.

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c}{p_p}, \quad (3.4)$$

тогда

$$\eta = \frac{p_c / p_p}{1 - p_c / p_p}. \quad (3.5)$$

Графики зависимости коэффициента эжекции  $\eta$  от безразмерного перепада давления  $\bar{p} = p_c / p_p$  и безразмерного эквивалентного диаметра  $\bar{d}$  (отношения диаметра камеры смешения  $d_c$  к диаметру рабочего сопла  $d_p$  ( $\bar{d} = d_c / d_p$ )), для эжектора традиционной конструкции; эжектора традиционной конструкции, имеющего покрытие из стеклоэмали марки МК-5; эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения; эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5 представлены на рис. 3.3; 3.4; 3.5; 3.6. Для эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения в качестве диаметров рабочего сопла  $d_p$  и камеры смешения  $d_c$  принимались эквивалентные диаметры, определяемые по формулам

$$d_p = \sqrt{\frac{\pi F_p}{4}}; d_c = \sqrt{\frac{\pi F_c}{4}}, \quad (3.6)$$

где  $F_p$  и  $F_c$  – площади кольцевых рабочего сопла и камеры смешения, м<sup>2</sup>.

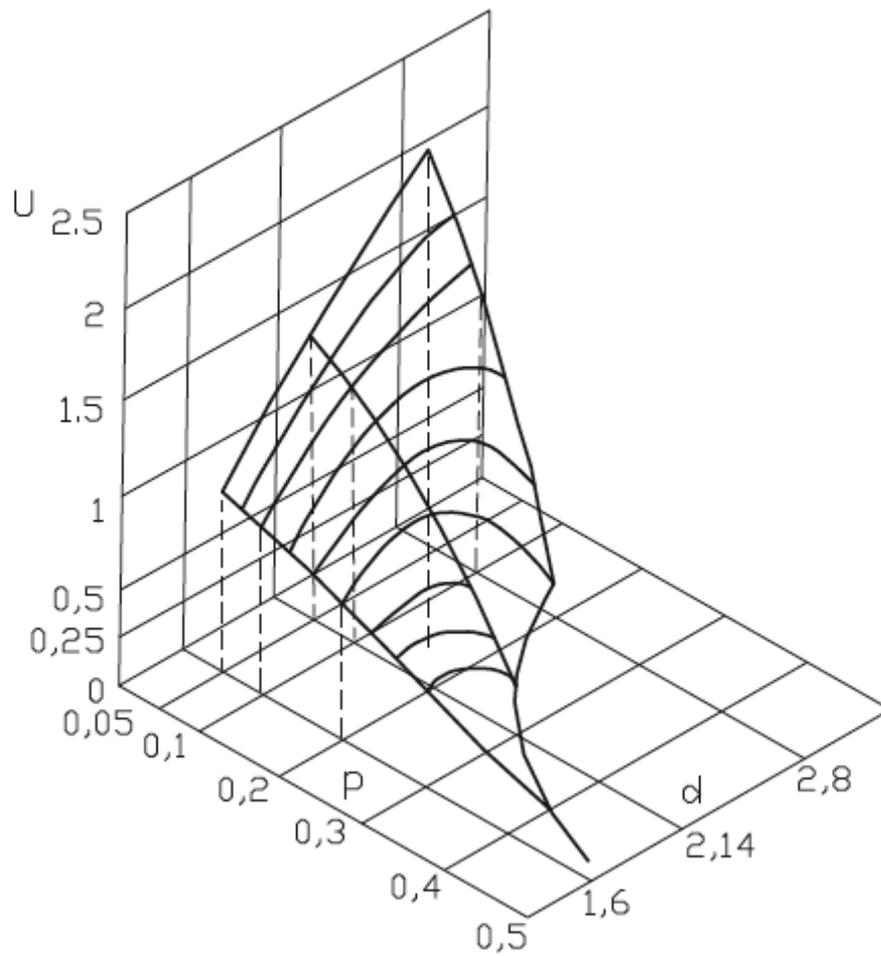


Рис.3.3. График зависимости изменения объемного коэффициента эжекции  $u$  от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора традиционной конструкции

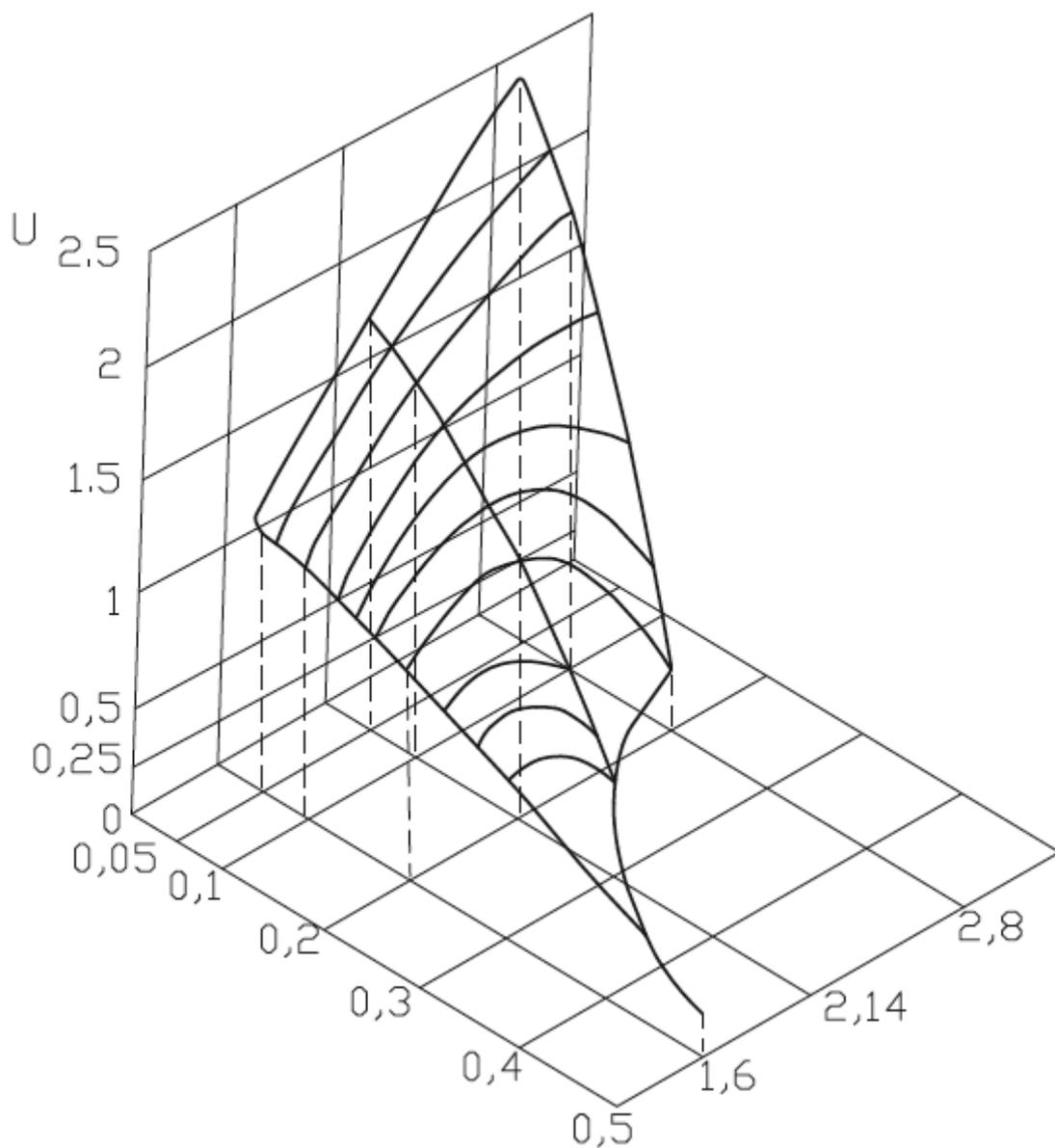


Рис.3.4. График зависимости изменения объемного коэффициента эжекции  $u$  от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора традиционной конструкции, покрытого стеклоэмалью марки МК-5

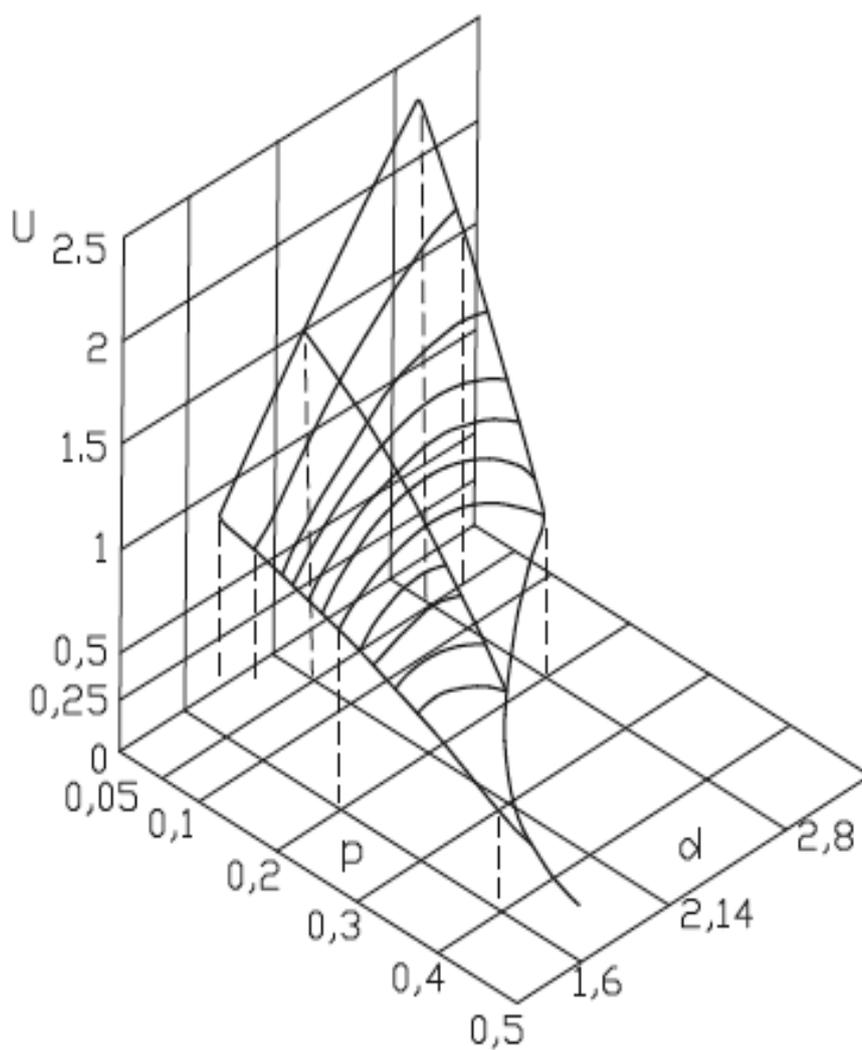


Рис.3.5. График зависимости изменения объемного коэффициента эжекции  $u$  от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения

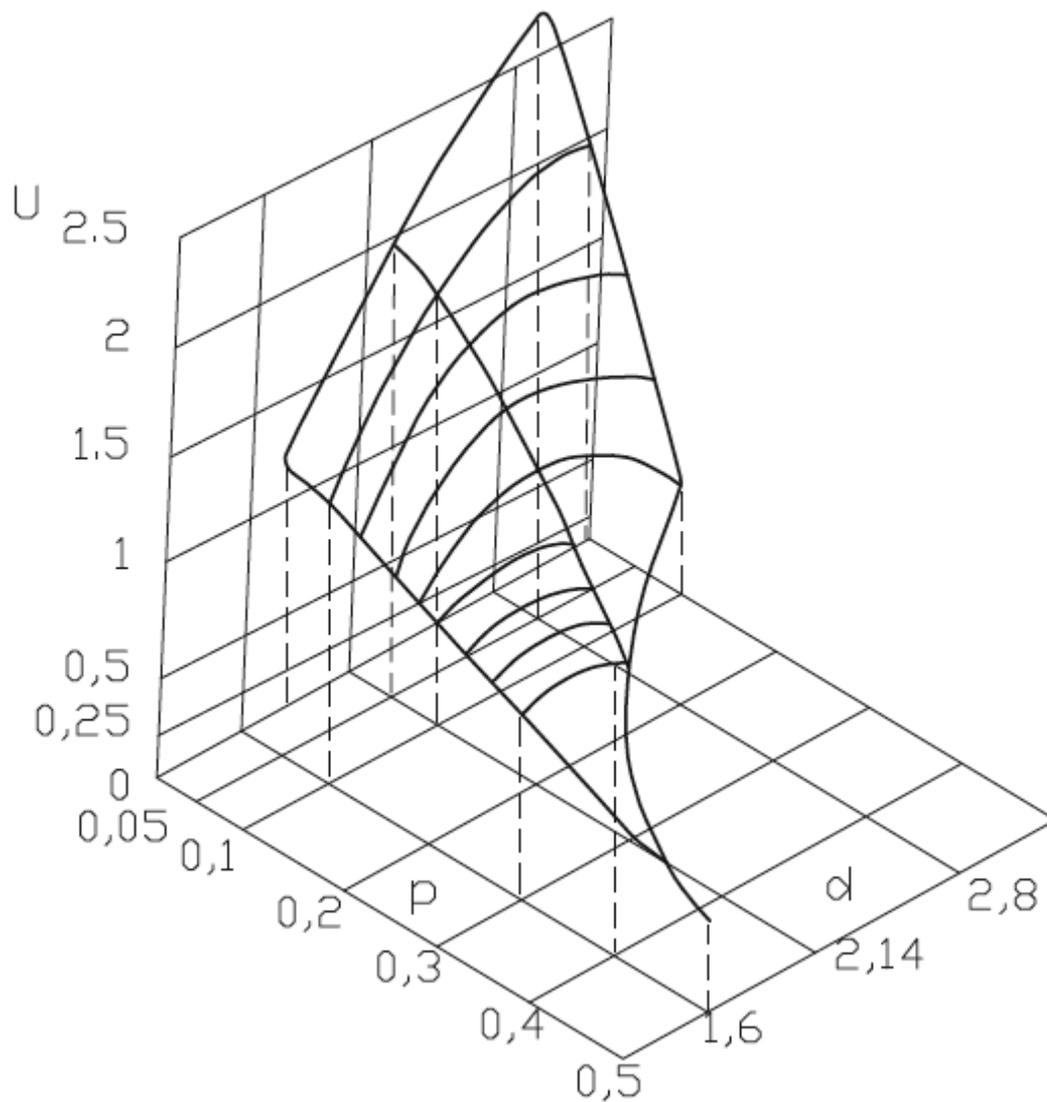


Рис.3.6. График зависимости изменения объемного коэффициента эжекции  $u$  от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, покрытыми стеклоэмалью марки МК-5

Графики зависимостей гидравлического коэффициента полезного действия  $\eta$  от безразмерного перепада давления  $p_c / p_p$  и безразмерного эквивалентного диаметра  $d_p / d_c$  для эжектора традиционной конструкции, имеющего покрытие из стеклоэмали марки МК-5, эжектора с кольцевыми соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5 представлены на рис. 3.7; 3.8; 3.9; 3.10.

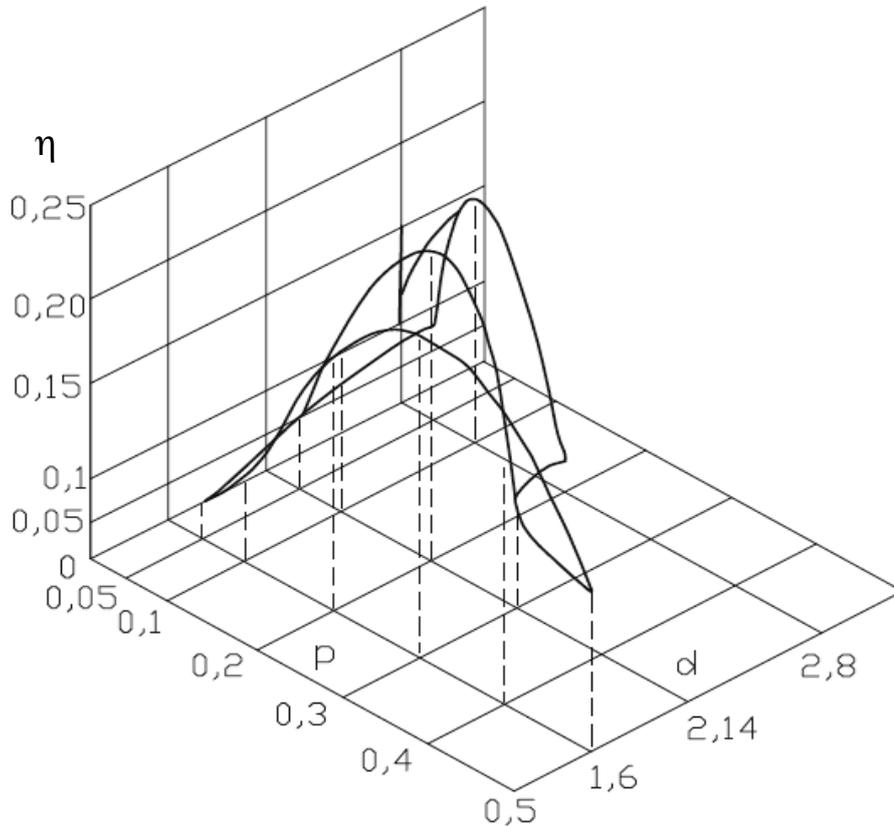


Рис.3.7. График зависимости гидравлического КПД ( $\eta$ ) от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора традиционной конструкции

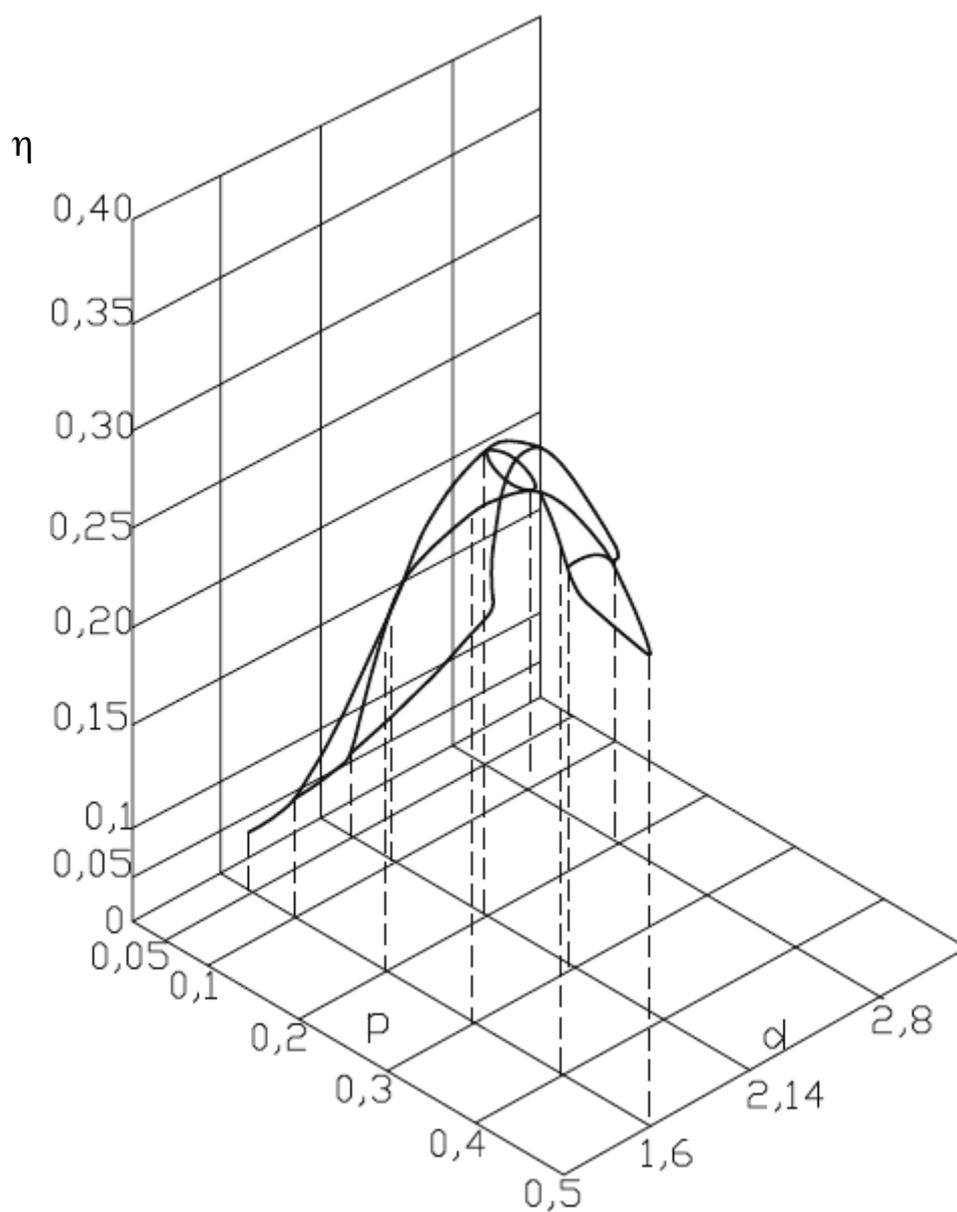


Рис.3.8. График зависимости гидравлического КПД ( $\eta$ ) от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора традиционной конструкции, покрытого стеклоэмалью марки МК-5

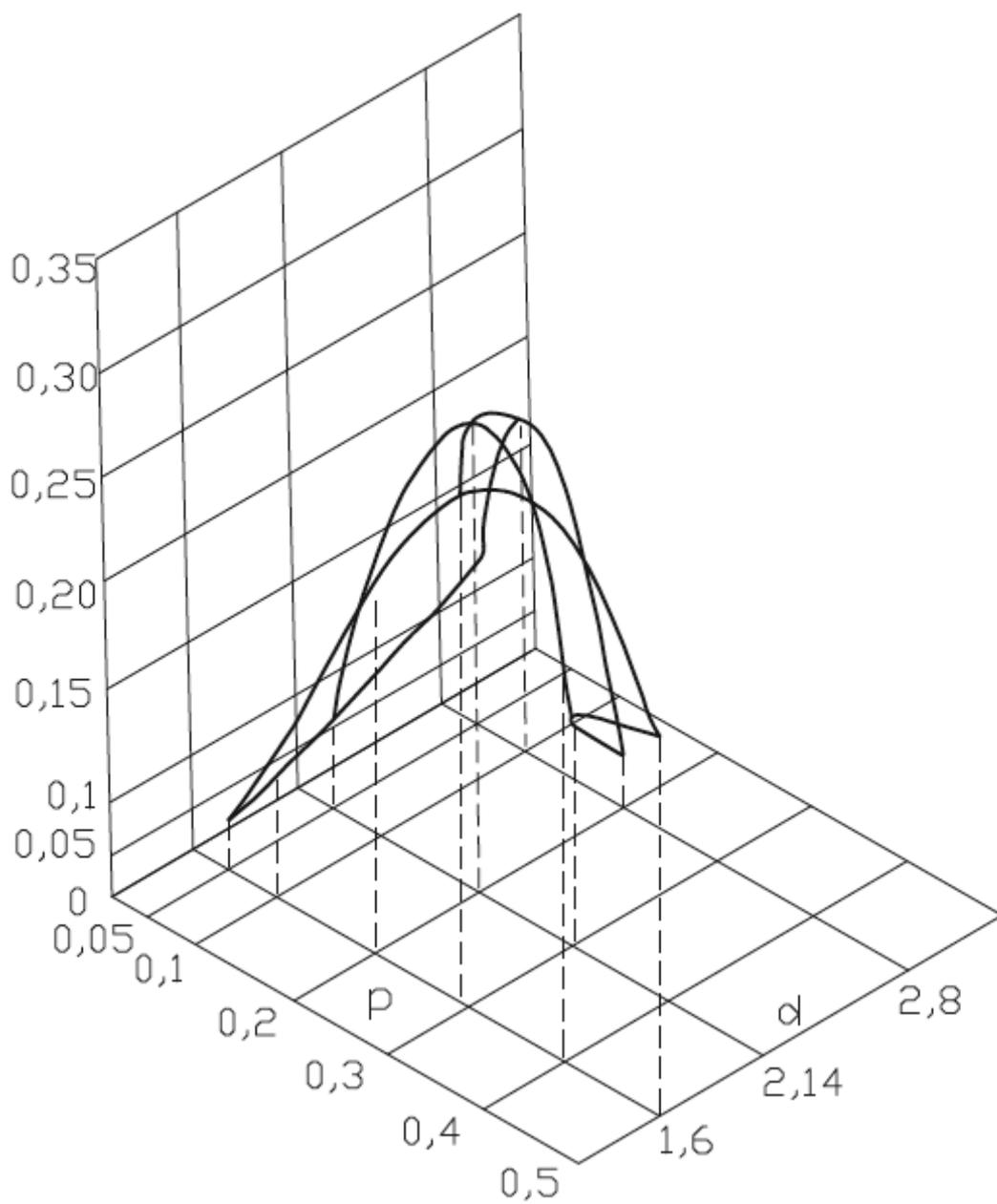


Рис.3.9. График зависимости гидравлического КПД ( $\eta$ )  
от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$   
для эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения.

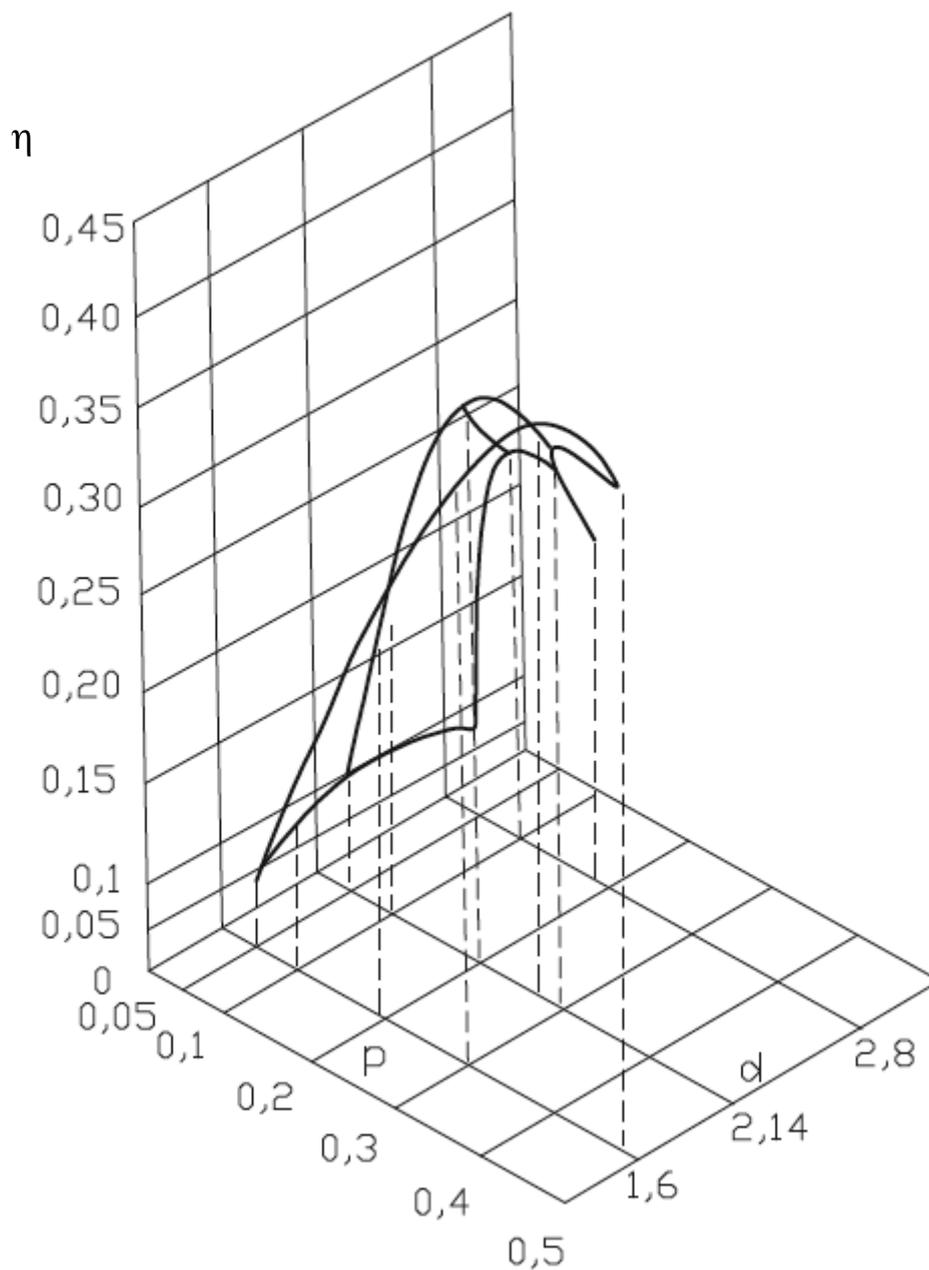


Рис.3.10. График зависимости гидравлического КПД ( $\eta$ ) от значений  $\bar{d} = \Delta d_c / \Delta d_p$ ;  $\bar{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$  для эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, покрытыми стеклоэмалью марки МК-5

## В ы в о д ы :

1. Покрытие эжектора традиционной конструкции стеклоэмалью марки МК-5 позволяет увеличить коэффициент эжекции с 2,16 до 2,48, повысить коэффициент полезного действия с 0,14 до 0,29.

2. При использовании кольцевых рабочего сопла и камеры смешения по сравнению с эжектором традиционной конструкции увеличиваются коэффициент эжекции с 2,16 до 2,4 и коэффициент полезного действия с 0,14 до 0,23.

3. Использование кольцевых рабочего сопла и камеры смешения с покрытием из стеклоэмали марки МК-5 позволяет повысить по сравнению с эжектором традиционной конструкции коэффициент эжекции с 2,16 до 2,85 и коэффициент полезного действия с 0,14 до 0,42.

## 4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭЖЕКЦИИ ГАЗА ГИДРОСТРУЙНЫМ АППАРАТОМ

### 4.1. Существующие методы расчета гидроструйных аппаратов

Математическая модель процесса, обобщающая количественные взаимосвязи между его факторами, позволяет проанализировать их роль во взаимодействии и определить оптимальные условия проведения процесса.

Существующие методы моделирования можно разбить на три большие группы:

1. Экспериментальные методы моделирования, в которых аппроксимируются данные, полученные в ходе эксперимента. Эти методы дают наиболее точные результаты при эксплуатации устройств, рассчитанных и спроектированных с их помощью в условиях, соответствующих условиям проведения эксперимента, но приводят к серьезным погрешностям при отклонении от эмпирических значений параметров. Основным недостатком экспериментальных методов моделирования является невозможность с их помощью прогнозировать поведение устройств при работе в нерасчетных режимах.

2. Полуэмпирические модели, составленные на основе критериальных уравнений с использованием эмпирических коэффициентов, могут применяться в более широком диапазоне значений факторов процесса.

3. Теоретические (портретные) модели отражают внутреннюю сущность явлений, происходящих при протекании процесса. Модели этой группы обладают наиболее точными прогнозирующими свойствами и могут быть использованы в любых условиях проведения процесса.

Первое практическое применение водоструйного насоса было в 1859 г. при осушении болот в Северной Италии, вблизи г. Модены. В качестве водоструйного насоса использовалась сужающаяся труба конструкции Ж.Б. Вентури. Первое теоретическое обоснование работы гидроструйного устройства было предложено четыре года спустя [92].

Дальнейшее развитие теория гидроструйных аппаратов получила в работе [91]. Результаты теории Цейнера–Ренкина, основывающейся на применении уравнения импульсов к смешивающимся потокам, широко использовались в последующих работах и были подтверждены опытом.

В течение весьма длительного периода времени теория струйных аппаратов развивалась главным образом как исследование и разработка методов расчета аппаратов определенного назначения. Созданию общей теории и методики расчета струйных аппаратов препятствует сложность процессов, происходящих при смешении потоков и при взаимной передаче энергии от активного потока к пассивному.

Для расчета гидроструйных насосов к настоящему времени используются методы, основанные на следующих теориях:

1. Теории смешения двух потоков.
2. Теории распространения струи в массе покоящейся или движущейся жидкости.
3. Теории механики тел переменной массы.

Метод расчета гидроструйных аппаратов, основанный на механике тел переменной массы, в частности, разрабатывался Г.Н. Сизовым [55].

Наибольшее распространение в практике получили методы расчета, предложенные сотрудниками МВТУ им. Н.Э.Баумана Ю.Л. Кирилловским и П.Г. Подвидзом [49] и ВТИ им. Ф.Э.Дзержинского Е.А. Соколовым, Н.М. Зингером [59], а также метод П.Н. Каменева [32], позволяющий рассчитывать струйные аппараты, работающие на разнофазных жидкостях.

Эти методы при введении эмпирических соотношений и коэффициентов в уравнение изменения количества движения – теорему импульсов – достаточно хорошо описывают работу гидроструйных аппаратов, работающих на однородных или разнородных жидкостях и гидросмесях.

При расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов с компактной струей – эжекторов – применение этих уравнений дает завышенные по сравнению с экспериментальными расчетные значения объемного коэффициентов эжекции  $u_0$  [43]. Это объясняется тем, что при работе эжекторов масса подсасываемого газа оказывается в тысячу раз меньше массы рабочей жидкости; поэтому при обмене импульсами между жидкостью и газом последний не способен сколько-нибудь значительно изменить скорость рабочей струи.

На некорректность использования теоремы импульсов для расчета жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей, в частности, обращается внимание в работе Б.Ф. Лямаева [43].

Основные виды потерь энергии в жидкостно-газовых эжекторах связаны с работой сжатия газа от  $p_n$  до  $p_c$  (при этом часть энергии

рассеивается в виде теплоты в жидкости) при рециркуляции газожидкостной смеси в камере смешения с образованием обратных токов, а также с затратами энергии на торможение встречных потоков жидкости и газа, на повторное сжатие газа из встречных потоков в камере смешения, на колебание рабочего потока относительно своей оси.

Существующие методики расчета жидкостно-газовых струйных аппаратов, как правило, являются эмпирическими (базирующимися на экспериментальных моделях) и справедливы в достаточно узком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

Широко используется для расчетов жидкостно-газовых струйных аппаратов метод Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера, основывающийся на теореме импульсов [59].

Методика расчета водовоздушных эжекторов, предложенная Л.Д. Берманом и Г.И. Ефимочкиным [14], основывается на экспериментальных моделях процесса эжектирования газа потоком жидкости. Эта методика дает более точные результаты в исследуемом диапазоне изменения режимных параметров, чем методика Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера.

Уравнение характеристик водовоздушных эжекторов в соответствии с описываемой методикой имеет вид

$$1) \text{ при } 1,3 < \frac{d_r}{d_c} < 2,0$$

$$u = 0,152 \left( \frac{d_r}{d_c} \right)^{1,96} \left[ 1 - 0,47 \left( \frac{d_r}{d_c} \right)^{2,94} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_p; \quad (4.1)$$

$$2) \text{ при } 2,0 < \frac{d_r}{d_c} < 2,8$$

$$u = 0,47 \left( \frac{d_r}{d_c} \right)^{0,234} \left[ 1 - 0,243 \left( \frac{d_r}{d_c} \right)^{0,556} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right] d_c^{0,5} v_p \quad (4.2)$$

где  $d_r$  и  $d_c$  – соответственно диаметры выходного сечения сопла и камеры смешения;

$v_p$  – скорость жидкости в выходном сечении сопла;

$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_p - p_n}$  – безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений, см. формулу (1.14);

Уравнения (4.1) и (4.2) показывают, что в отличие от методики Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера, где объемный коэффициент подсоса  $u_0$  не только является функцией безразмерного перепада давления  $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$  и безразмерного диаметра  $\frac{d_r}{d_c}$ , но и зависит еще от абсолютных значений диаметра сопла  $d_c$  и скорости истечения воды из рабочего сопла  $v_p$ , т.е. от перепада давлений  $\Delta p_p = p_p - p_n$ . Это приводит к расслоению кривых  $u = f\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}; \frac{d_r}{d_c}\right)$ , так как каждому значению  $\Delta p_p$  и  $d_c$  будет соответствовать своя кривая.

Оптимальное значение геометрического параметра эжектора  $\frac{d_r}{d_c}$ , отвечающее максимальному значению, может быть выражено как функция  $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$ . При  $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \leq 0,106$  оно составляет  $\left(\frac{d_r}{d_c}\right)_{\text{опт}} = 2$ , а при  $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} > 0,106$  оптимальное значение этого параметра рекомендуется определять по формуле

$$\left(\frac{d_r}{d_c}\right)_{\text{опт}} = 0,935 \left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)^{-0,34}. \quad (4.3)$$

Приведенные зависимости действительны для жидкостно-газовых аппаратов с компактной струей в следующих диапазонах изменения давлений  $p_c$  и  $p_p$ :

$$p_c^{\max} = 0,1 \dots 0,11 \text{ МПа}; p_c^{\min} = 1,7 \sqrt[3]{p_n^2} \text{ МПа}; p_p^{\max} = 3,3 \left[ \left(\frac{d_r}{d_c}\right)^2 - 1 \right] \text{ МПа};$$

$$\text{при } 1,3 < \frac{d_r}{d_c} < 2,0 \quad p_p^{\min} = 0,47(p_c - p_n) \left(\frac{d_r}{d_c}\right)^{2,94} + p_n,$$

$$\text{при } 2,0 < \frac{d_r}{d_c} < 2,8 \quad p_p^{\min} = 2,43(p_c - p_n) \left(\frac{d_r}{d_c}\right)^{0,566} + p_n.$$

Для обеспечения устойчивой работы эжектора рекомендуется принимать

$$\frac{d_r}{d_c} > 1,3 \text{ и } m_p > 1,5 m_p^{\min}.$$

Из приведенного обзора следует вывод о необходимости создания теоретической модели работы жидкостно-газовых струйных аппаратов, позволяющей адекватно описывать не только их работу, но и конструктивные и режимные параметры.

#### 4.2. Предлагаемый метод расчета гидроструйных аппаратов с компактной струей

Расчетная схема гидроструйного аппарата с компактной струей приведена на рис. 4.1.

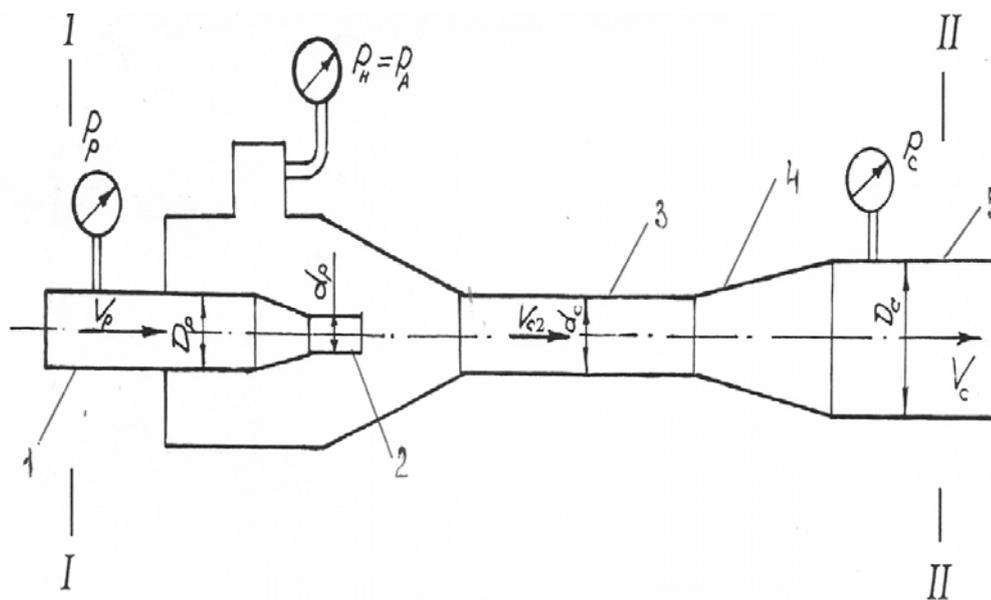


Рис.4.1. Расчетная схема гидроструйного аппарата с компактной струей: 1 – подводящий трубопровод жидкости; 2 – рабочее сопло; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – отводящий трубопровод

Полный напор, утилизируемый эжектором, представляет собой разность удельных энергий потока жидкости в подводящем трубопроводе и энергии потока газожидкостной смеси в отводящем трубопроводе. Эта энергия используется для сжатия эжектируемого низконапорного

потока газа с давлением  $p_n$ , равным атмосферному давлению  $p_a$ , до давления смеси  $p_c$ .

Уравнение Д. Бернулли для этих рассматриваемых сечений, без учета энергии положения, будет иметь вид

$$\Delta p_p + \rho_{\text{ж}} \frac{v_p^2}{2} = \Delta p_c + \frac{1}{\varphi_c^2} \rho_c \frac{v_c^2}{2}, \quad (4.4)$$

где  $\Delta p_p$  и  $\Delta p_c$  – давления соответственно в подводящем и отводящем трубопроводе, Па;

$v_p$  и  $v_c$  – скорости соответственно потока жидкости в подводящем трубопроводе и газожидкостной смеси в отводящем трубопроводе, м/с;

$\rho_{\text{ж}}$  и  $\rho_c$  – плотности жидкости и газожидкостной смеси при давлении  $p_c$ , кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi_c$  – коэффициент скорости, учитывающий потери в камере смешения и диффузоре.

При повышении давления с  $p_a$  до  $p_c$  при изотермических условиях коэффициент эжекции  $u$  – отношение расхода газа  $Q_{\text{г}}$  к расходу жидкости  $Q_{\text{ж}}$  – уменьшится

$$\bar{u} = u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c},$$

а плотность эжектируемого газа возрастет

$$\bar{\rho}_{\text{г}} = \rho_{\text{г}} \frac{p_a + \Delta p_c}{p_a}.$$

Тогда плотность газожидкостной смеси выразится

$$\rho_c = \left( \frac{\rho_{\text{ж}} + \bar{\rho}_{\text{г}} \bar{u}}{1 + \bar{u}} \right) = \frac{\rho_{\text{ж}} + \rho_{\text{г}} \frac{p_a + \Delta p_c}{p_a} u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c}}{1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c}}. \quad (4.5)$$

Скорость газожидкостной смеси определяется из условия

$$v_c = \frac{Q_{\text{ж}} \left( 1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c} \right)}{\frac{\pi D_c^2}{4}}. \quad (4.6)$$

С учетом  $Q_{\text{ж}} = v_{\text{п}} \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}$  имеем

$$v_{\text{с}} = v_{\text{п}} \frac{D_{\text{п}}^2}{D_{\text{с}}^2} \left( 1 + u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}} \right), \quad (4.7)$$

тогда

$$\Delta p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{с}} + \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{п}}^2}{2} = \frac{1}{\varphi_{\text{с}}^2} \frac{\rho_{\text{ж}} + \rho_{\text{г}} \frac{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}}{p_{\text{а}}} u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}}}{1 + u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} - \Delta p_{\text{с}}}} \frac{v_{\text{п}}^2}{2} \frac{D_{\text{п}}^4}{D_{\text{с}}^4} \left( 1 + u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}} \right)^2,$$

$$\Delta p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{с}} + \rho_{\text{ж}} \frac{v_{\text{п}}^2}{2} = \frac{1}{\varphi_{\text{с}}^2} \left( \rho_{\text{с}} + \rho_{\text{г}} \frac{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}}{p_{\text{а}}} u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}} \bar{u} \right) \frac{v_{\text{п}}^2}{2} \frac{D_{\text{п}}^4}{D_{\text{с}}^4} \left( 1 + u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}} \right).$$

С погрешностью менее 1 % можно принять

$$\rho_{\text{ж}} + \rho_{\text{г}} \frac{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}}{p_{\text{а}}} u \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}} \approx \rho_{\text{ж}}.$$

Тогда

$$u = \frac{p_{\text{а}} + \Delta p_{\text{с}}}{p_{\text{а}}} \left[ \varphi_{\text{с}}^2 \frac{D_{\text{с}}^4}{D_{\text{п}}^4} \left( 2 \frac{(\Delta p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{с}})}{\rho_{\text{ж}} v_{\text{п}}^2} + 1 \right) - 1 \right]. \quad (4.8)$$

Скорость течения в подводящем трубопроводе определится из условия неразрывности потока, протекающего через подводящий трубопровод и рабочее сопло

$$v_{\text{п}} \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} = v_{\text{п,с}} \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}.$$

Скорость истечения жидкости из рабочего сопла можно определить следующим образом:

$$v_{\text{п,с}} = \varphi_1 \sqrt{2 \frac{\Delta p_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}}, \quad (4.9)$$

где  $\varphi_1$  – коэффициент скорости рабочего сопла.

С учетом

$$v_{\text{п}} = \frac{d_{\text{п}}^2}{D_{\text{п}}^2} \varphi_1 \sqrt{2 \frac{\Delta p_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}}$$

МОЖНО ЗАПИСАТЬ

$$u = \frac{p_a + \Delta p_c}{p_a} \left[ \varphi_c^2 \frac{D_c^4}{D_p^4} \left( \frac{D_p^4}{d_p^4 \varphi_1^2} \frac{\Delta p_p - \Delta p_c}{\Delta p_p} + 1 \right) - 1 \right]. \quad (4.10)$$

Коэффициент скорости  $\varphi_c^2$  можно определить из условия равенства потери давления в совместно работающих камере смешения и диффузоре  $\Delta p_c^*$  сумме потерь давления в камере смешения  $\Delta p_2$  и диффузоре  $\Delta p_3$ :

$$\Delta p_c^* = \Delta p_2 + \Delta p_3, \quad (4.11)$$

$$\rho_c \frac{v_c^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) = \rho_{c,2} \frac{v_{c2}^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) + \rho_c \frac{v_c^2}{2} \left( \frac{1}{\varphi_3^2} - 1 \right),$$

$$\frac{1}{\varphi_c^2} = \frac{\rho_{c,2} v_{c2}^2}{\rho_c v_c^2} \left( \frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) + \frac{1}{\varphi_3^2}, \quad (4.12)$$

где  $\rho_c$  – плотность газожидкостной смеси на выходе из диффузора, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{c,2}$  – плотность газожидкостной смеси в камере смешения, кг/м<sup>3</sup>;

$v_{c2}$  – скорость движения газожидкостной смеси в конце камеры смешения, м/с.

Преобразовывая (4.12), получаем:

$$\frac{1}{\varphi_c^2} = \frac{D_c^4}{d_c^4} \cdot \frac{1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_{c2}}}{1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c}} \left( \frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) + \frac{1}{\varphi_3^2}, \quad (4.13)$$

где  $\Delta p_{c2}$  – давление газожидкостной смеси в конце камеры смешения, МПа.

Можно записать

$$\bar{Q}_c = \frac{Q_{ж} \left( 1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_{cr}} \right)}{Q_{ж} \left( 1 + u \frac{p_a}{p_a + \Delta p_c} \right)} = \frac{Q_{c2}}{Q_c}, \quad (4.14)$$

где  $\bar{Q}_c$  – относительный объемный расход газожидкостной смеси;

$Q_{c2}$  – объемный расход газожидкостной смеси в камере смешения,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_c$  – объемный расход газожидкостной смеси в выходном патрубке эжектора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_{\text{ж}}$  – объемный расход рабочей жидкости,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Тогда

$$\varphi_c = \sqrt{\left[ \frac{D_c^4}{d_c^4} \bar{Q} \left( \frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) + \frac{1}{\varphi_3^2} \right]^{-1}}, \quad (4.15)$$

где  $\varphi_3$  – коэффициент скорости диффузора, являющийся константой,  $\varphi_3=0,9$ ;

$\varphi_2$  – коэффициент скорости камеры смешения;

$\bar{Q}$  – относительный объемный расход газожидкостной смеси.

Математическая обработка полученных нами экспериментальных данных позволила вывести следующие зависимости:

$$\varphi_2 = \bar{p}^2 (0,75\bar{d}^2 + 1,53) + \sqrt{0,567 - 0,15\bar{d}}, \quad (4.16)$$

$$\bar{Q} = \bar{p}^2 (14,16 - 3,45e^{\bar{d}}) + \sqrt{10,16e^{\bar{d}}}, \quad (4.17)$$

где  $\bar{p} = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$ ;  $\bar{d} = \frac{d_c}{d_p}$ .

Оценка адекватности полученной математической модели, использующей эмпирические зависимости ( $u = f(\bar{Q}, \varphi_2)$ ), проводилась по критерию Фишера. Квантиль распределения Фишера  $f = F_{1-p}$  составляет 5,3, для построенной математической модели расчетное значение критерия Фишера составило 0,054, что свидетельствует об ее адекватности.

**В ы в о д ы :**

1. Экспериментальные модели работы жидкостно-газовых аппаратов справедливы в достаточно узком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

2. Из теоретических (портретных) моделей работы эжекционных аппаратов наибольшее распространение получили модели, основанные на теореме сохранения импульсов смешивающихся потоков.

3. Для расчета жидкостно-газовых струйных аппаратов может быть использована математическая модель, полученная из баланса полных удельных энергий во входном и выходном сечениях аппарата.

4. Получена математическая модель, адекватно описывающая работу жидкостно-газового струйного аппарата.

## 5. ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЖЕКТОРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

### 5.1. Результаты производственных испытаний эжектора предлагаемой конструкции

Цель данного этапа исследований заключалась в проверке технологической целесообразности и выяснении технико-экономической эффективности предложенной конструкции эжектора.

Внедрение эжекторных аппаратов производилось на канализационных очистных сооружениях г.Заречного Пензенской области. Сточные воды с территории г.Заречного перекачиваются насосной станцией в приемную камеру очистных сооружений. Далее очищаемые сточные воды самотеком проходят здание решеток, песколовки, первичные радиальные отстойники, блок аэротенков, вторичные радиальные отстойники, контактные резервуары и сбрасываются в водоем.

Возвратный активный ил из вторичных отстойников перекачивается в голову аэротенков насосами марки СМ-250-200-400/6 (один рабочий; два резервных), имеющими следующие характеристики: производительность  $Q=540$  м<sup>3</sup>/ч, напор  $H=23$  м. Блок аэротенков состоит из четырех аэротенков. Аэротенки трехкоридорные – снабженные среднепузырчатой системой аэрации (перфорированные трубы). Воздух в систему аэрации подается тремя воздуходувками марки ВТ-80-11,5 мощностью  $N=160$  кВт и производительностью  $Q_{в}=5000$  м<sup>3</sup>/ч каждая.

С целью утилизации избыточной энергии потока иловой смеси, возвращаемой в аэротенк, на илопроводе были смонтированы эжектор традиционной конструкции и электрогидродинамическое устройство, позволяющее повышать активность возвратного ила.

Диаметр рабочего сопла эжектора составлял  $d_p=50$  мм, диаметр камеры смешения  $d_c=80$  мм, отношение  $\frac{d_c}{d_p} = \frac{80}{50} = 1,6$ . Таким образом,

используемый эжектор принадлежит к группе высоконапорных аппаратов, способных выдержать значительное противодавление.

На других секциях аэротенка вместе с электрогидродинамическими устройствами были смонтированы эжектор традиционной конструкции, имеющий покрытие из стеклоэмали марки МК-5, и эжектор с кольцевым соплом и кольцевой камерой смешения со стеклоэмалевым покрытием.

При пуске в эксплуатацию и выведении системы утилизации избыточной энергии возвратного ила на расчетные технологические

параметры (доза ила и коэффициент рециркуляции) перед эжекторами было установлено рабочее давление  $p_p=1,3$  атм. Давление на входе в эжектор и противодействие на выходе из эжектора контролировались манометрами. В выходных патрубках эжекторов было установлено давление  $p_c=0,26$  атм. Расход эжектируемого воздуха определялся по скорости потока в эжекционном патрубке, измеряемой чашечным анемометром.

Расход иловой смеси, пропускаемой через эжектор, определялся по формуле

$$Q_u = 3600 F_p \varphi_1 \sqrt{2 \frac{p_p \cdot 10^5}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.1)$$

где  $F_p$  – площадь рабочего сопла,  $\text{м}^2$ ;

$p_p$  – давление на входе в эжектор, атм;

$\rho$  – плотность иловой смеси,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\varphi_1$  – коэффициент скорости рабочего сопла.

Окислительная способность системы утилизации возвратного ила определялась по формуле

$$OC = m_y K_{\text{и}} Q_{\text{в}}, \text{ кг } O_2/\text{ч}, \quad (5.2)$$

где  $m_y$  – удельное содержание кислорода в воздухе,  $m_y = 0,278 \text{ кг} O_2/\text{м}^3$  при  $p_a=10^5$  Па и температуре воздуха  $T_{\text{в}}=20$  °С;

$Q_{\text{в}}$  – расход воздуха, подсасываемого эжектором,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$K_{\text{и}}$  – коэффициент использования кислорода воздуха в системе утилизации избыточной энергии возвратного ила.

Коэффициент использования кислорода воздуха определялся по увеличению концентрации кислорода в аэротенке при включении системы утилизации избыточной энергии возвратного ила. По методу В.М. Сивака [56] определялся объемный коэффициент массопередачи  $K_{La}$  до включения и после включения системы утилизации избыточной энергии возвратного ила.  $K_{\text{и}}$  вычислялся по формуле

$$K_{\text{и}} = \frac{(Q_{\text{и}} + Q_{\text{с}}) (K_{La}^2 (C_p - C^2) - K_{La}^1 (C_p - C^1))}{m_y Q_{\text{в}}}, \text{ ч}^{-1}, \quad (5.3)$$

где  $Q_{\text{и}}$  – расчетный расход иловой смеси,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$Q_{\text{с}}$  – расчетный расход сточных вод,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$K_{La}^1; C^1$  и  $K_{La}^2; C^2$  – соответственно объемный коэффициент массопередачи и концентрация кислорода в аэротенке до и после включения системы утилизации избыточной энергии возвратного ила,  $\text{ч}^{-1}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$C_p$  – предельное значение растворимости кислорода в иловой смеси, кг/м<sup>3</sup>.

Концентрация растворенного кислорода в аэротенке после включения системы утилизации избыточной энергии возвратного ила доводилась до первоначальных значений путем сокращения подачи сжатого воздуха от воздуходувок. По контрольным приборам определялось снижение энергопотребления воздуходувками ЭЭЗ [кВт·ч].

Регулируя давление на входе в эжекторы задвижками, определяли характеристики работы эжекторов и в нерасчетных режимах. На рис. 5.1 и 5.2 представлены полученные зависимости изменения расхода эжектируемого воздуха, коэффициента эжекции, окислительной способности системы, утилизации избыточной энергии возвратного ила, экономии энергозатрат на систему аэрации при увеличении окислительной мощности от давления на входе в эжектор для: 1) эжекторов традиционной конструкции; 2) эжектора традиционной конструкции, имеющего покрытие из стеклоэмали марки МК-5; 3) эжектора с кольцевыми соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 5.1 и 5.2, показывает, что при рабочем давлении перед эжекторами  $p_p$ , атм, замена эжектора традиционной конструкции на эжектор с покрытием из стеклоэмали марки МК-5 позволяет:

- увеличить расход воздуха, эжектируемого одним аппаратом, с 83,1 до 104 м<sup>3</sup>/ч;
- повысить коэффициент эжекции с 0,70 до 0,87;
- повысить окислительную способность системы аэрации в одном аэротенке с 5,7 до 7,2 кгО<sub>2</sub>/ч;
- снизить энергозатраты на систему аэрации в одном аэротенке на 2,16 кВт/ч.

Замена эжектора традиционной конструкции на эжектор с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5, позволяет:

- увеличить расход воздуха, эжектируемого одним аппаратом, с 83,1 до 125,2 м<sup>3</sup>/ч;
- повысить коэффициент эжекции с 0,7 до 1;
- повысить окислительную способность системы аэрации в одном аэротенке с 5,7 до 8,7 кгО<sub>2</sub>/ч;
- снизить энергозатраты на систему аэрации в одном аэротенке на 3,6 кВт/ч.

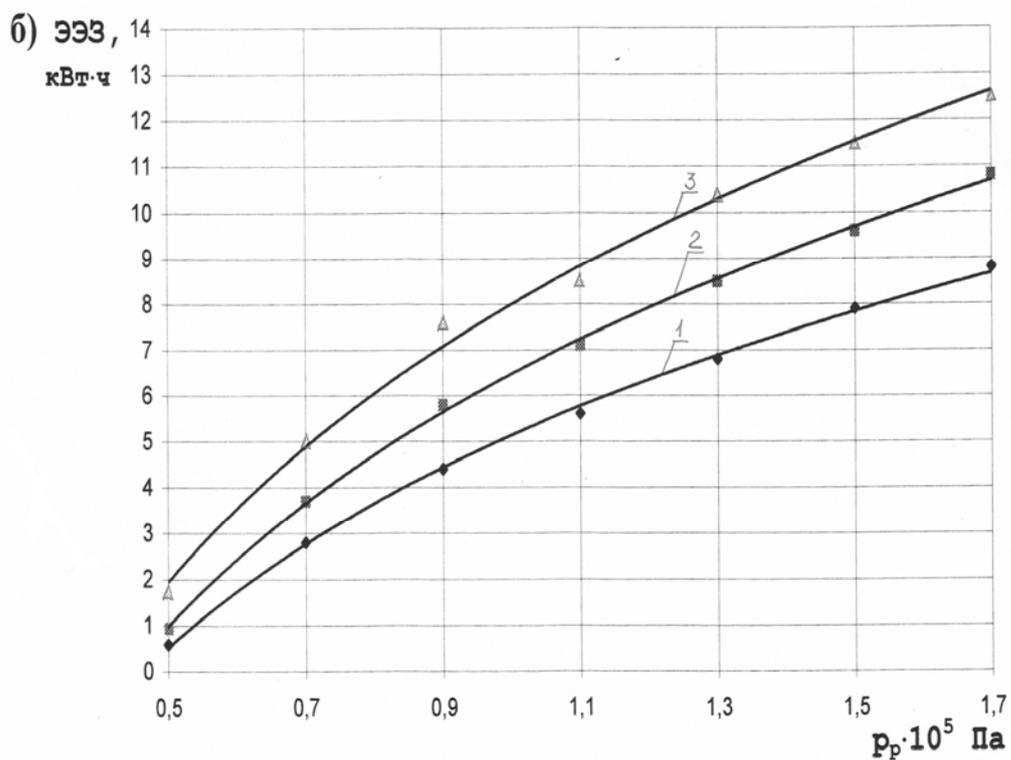
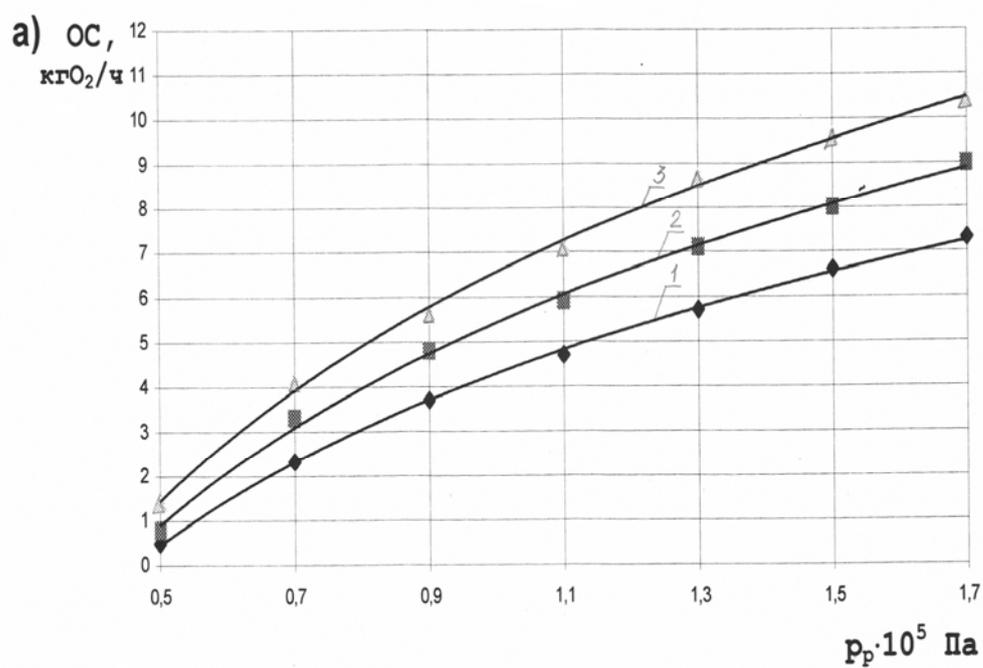


Рис. 5.1. Зависимости окислительной способности ОС (а) и экономии энергозатрат ЭЭЗ (б) от давления на входе в эжектор  $p_p$ :

1 – эжектор традиционной конструкции; 2 – эжектор традиционной конструкции, покрытый стеклоэмалью; 3 – эжектор с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, покрытыми стеклоэмалью

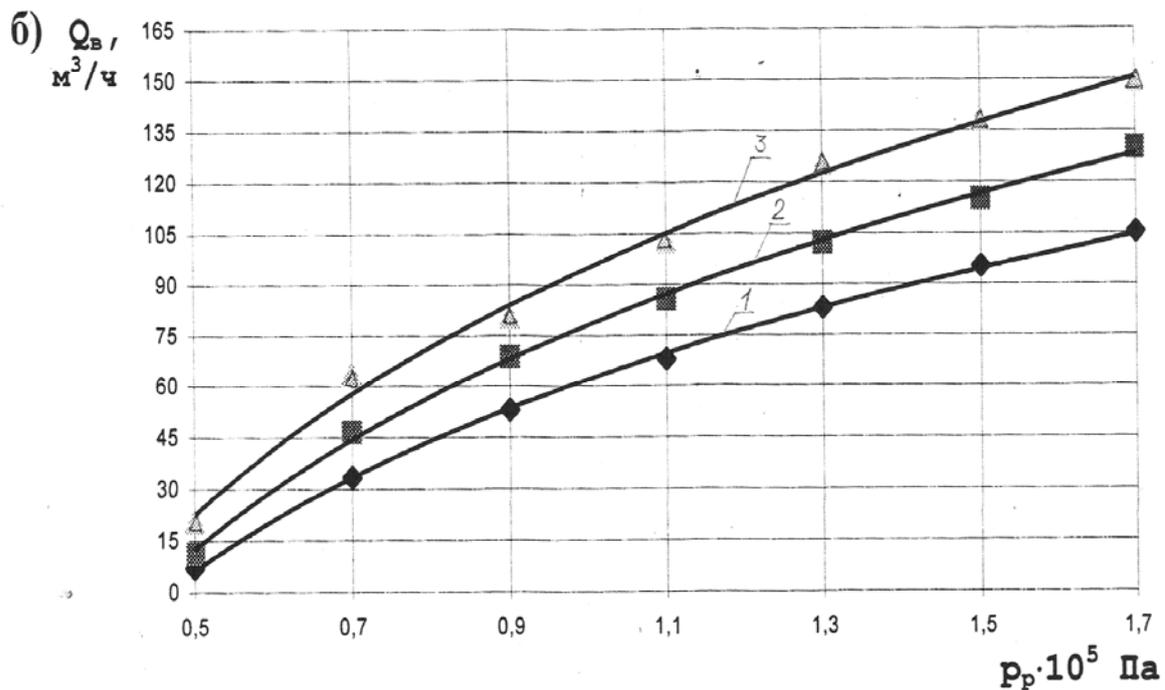
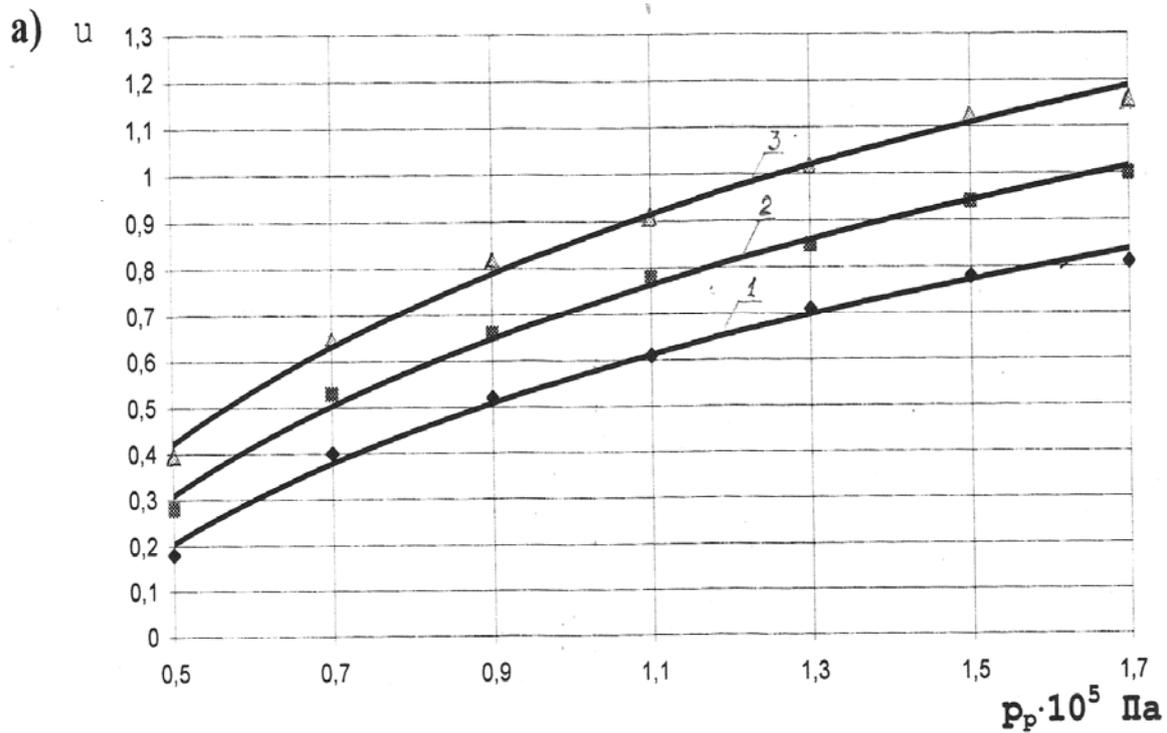


Рис. 5.2. Зависимости коэффициента эжекции  $u$  (а) и расхода эжектируемого воздуха  $Q_{\%}$  (б) от давления на входе в эжектор  $p_p$ :  
 1 – эжектор традиционной конструкции; 2 – эжектор традиционной конструкции, покрытый стеклоэмалью; 3 – эжектор с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, покрытыми стеклоэмалью

Снижение годовых затрат на электроэнергию, потребляемую системой аэрации станции биологической очистки при внедрении четырех аппаратов с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5, определяется по формуле

$$\Delta C_{\text{э}} = C_{\text{э}} - \bar{C}_{\text{э}},$$

где  $C_{\text{э}}$  и  $\bar{C}_{\text{э}}$  – соответственно годовые затраты на электроэнергию, потребляемую системой аэрации до и после реконструкции, руб./год,

$$C_{\text{э}} = \Pi_1 \sum_{i=1}^n N_{\text{в}i} + \Pi_2 \sum_{i=1}^n N_{\text{y}i} \frac{1}{\cos \varphi},$$

$$\bar{C}_{\text{э}} = \Pi_1 \sum_{i=1}^n \bar{N}_{\text{в}i} + \Pi_2 \sum_{i=1}^n N_{\text{y}i} \frac{1}{\cos \varphi};$$

здесь  $\Pi_1$  – тариф за 1 кВт·ч электроэнергии, учтенной электросчетчиком, руб.;

$\sum_{i=1}^n N_{\text{в}i}$ ,  $\sum_{i=1}^n \bar{N}_{\text{в}i}$  – годовой расход электроэнергии на систему аэрации до и после реконструкции, кВт·ч/год;

$\Pi_2$  – годовая ставка за 1 кВт установленной мощности, руб.;

$\sum_{i=1}^n N_{\text{y}i}$  – суммарная установленная мощность электродвигателей воздуходувок, кВт;

$\cos \varphi$  – коэффициент использования мощности.

$$\sum_{i=1}^n N_{\text{в}i} = 160 \cdot 3 \cdot 24 \cdot 365 = 4204800 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год},$$

$$\sum_{i=1}^n \bar{N}_{\text{в}i} = 4204800 - 3,6 \cdot 4 \cdot 24 \cdot 365 = 4078656 \text{ кВт} \cdot \text{с/год},$$

$$\sum_{i=1}^n N_{\text{y}i} = 160 \cdot 3 \frac{1}{0,85} = 565 \text{ кВт},$$

$$C_{\text{э}} = 0,62 \cdot 4204800 + 54 \cdot 565 = 2637486 \text{ руб./год},$$

$$\bar{C}_{\text{э}} = 0,62 \cdot 4078656 + 54 \cdot 565 = 2559277 \text{ руб./год},$$

$$\Delta C = 2637486 - 2559277 = 78209 \text{ руб./год}.$$

Экономический эффект от внедрения эжекторов новой конструкции определяется по формуле

$$\mathcal{E} = \Delta C - E_n \Delta K, \text{ руб./год,}$$

где  $E_n$  – нормативный коэффициент капиталовложений;

$\Delta K$  – увеличение капитальных затрат на повышение стоимости изготовления и монтажа эжектора новой конструкции, руб.

$$\mathcal{E} = 78209 - 0,12 \cdot 4 \cdot 5227 = 75700 \text{ руб./год.}$$

## 5.2. Рекомендации по проектированию и расчету эжектора предлагаемой конструкции

Рекомендуемое конструктивное решение эжектора с кольцевыми рабочими соплом и камерой смешения представлено на рис. 5.3.

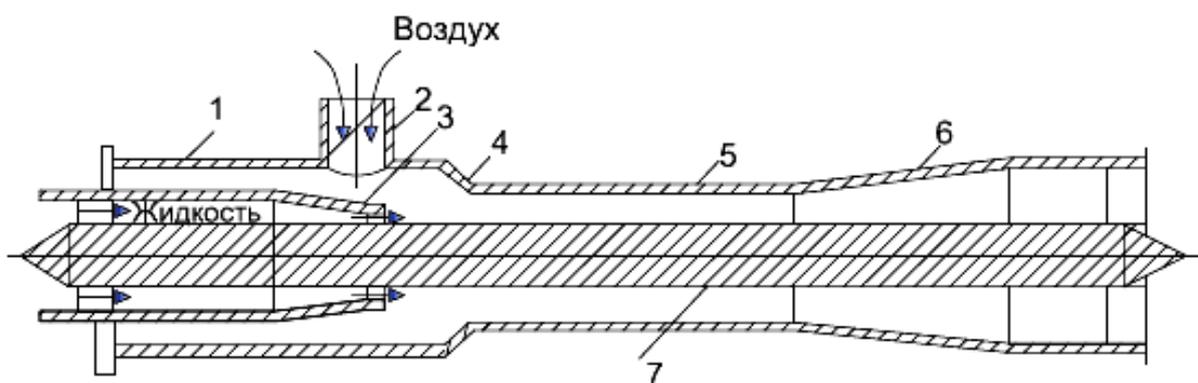


Рис.5.3. Схема эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения:

1 – корпус; 2 – воздушный патрубок; 3 – сопло подачи жидкости;  
4 – конфузор; 5 – камера смешения; 6 – диффузор; 7 – тело обтекания

На данную конструкцию получена приоритетная справка № 2000130415 от 18 декабря 2000 г. по заявке на патент “Эжектор”.

Диаметр подводящего патрубка  $D_p$  рекомендуется назначать из условия соблюдения в нем скорости течения жидкости  $v_p = 1,2 \dots 1,7$  м/с при пропуске расчетного расхода  $Q_p$ .

$$D_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi v_p}}, \text{ м.} \quad (5.4)$$

Площадь кольцевого рабочего сопла

$$F_p = \frac{Q_p}{\varphi_1 \sqrt{2 \frac{10^5 \Delta p_p}{\rho}}}, \text{ м}^2, \quad (5.5)$$

где  $\varphi_1 = 0,92$  – коэффициент скорости кольцевого рабочего сопла;

$\Delta p_p$  – избыточное давление на входе в рабочий патрубок, Па;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Площадь кольцевой камеры смешения рекомендуется [43] принимать для:

– высоконапорного эжектора  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,1 - 0,6$

$$F_c = 2,25 F_p, \text{ м}^2; \quad (5.6)$$

– средненапорного эжектора  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,05 - 0,1$

$$F_c = 4 F_p, \text{ м}^2; \quad (5.7)$$

– низконапорного эжектора  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,01 - 0,05$

$$F_c = 8 F_p, \text{ м}^2. \quad (5.8)$$

Наружный диаметр тела обтекания

$$d_T = \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi N}}, \text{ м}, \quad (5.9)$$

где  $N$  – рекомендуется принимать в пределах  $N=2 \dots 2,5$ .

Диаметр камеры смешения

$$d_c = \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi} + d_T^2}, \text{ м}. \quad (5.10)$$

Диаметр рабочего сопла

$$d_p = \sqrt{\frac{4 F_p}{\pi} + d_T^2}, \text{ м}. \quad (5.11)$$

Диаметр отводящего трубопровода  $D_c$  принимается на сортамент больше, чем диаметр подводящего  $D_p$ .

Угол конусности конфузора рабочего сопла принимается равным  $\alpha_1 = 12 \dots 15^\circ$  [43].

Длина цилиндрической части рабочего сопла  $l_{ц} = 0,5 d_p$  [43].

Угол конусности конфузора приемной камеры  $\alpha_2 = 45^\circ$  [43].

Угол конусности диффузора  $\alpha_3 = 8...10^\circ$  [43].

Длину камеры смешения рекомендуется определять по формуле [43]

$$l_{\text{к.с}} = 5\sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}, \text{ м.} \quad (5.12)$$

Диаметры цилиндрического рабочего сопла и цилиндрической камеры смешения, имеющие эквивалентную площадь:

$$\bar{d}_p = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi}}, \quad \bar{d}_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}. \quad (5.13)$$

Коэффициент эжекции

$$u = K \frac{p_a + \Delta p_c}{p_a} \left[ \varphi_c^2 \frac{D_c^4}{D_p^4} \left( \frac{D_p^4}{\bar{d}_p^4 \varphi_1^2} \cdot \frac{\Delta p_p - \Delta p_c}{\Delta p_p} + 1 \right) - 1 \right], \quad (5.14)$$

где  $K$  – коэффициент повышения эжекции (см. график на рис.2.8);

$$\varphi_c = \sqrt{\left[ \frac{D_c^4}{\bar{d}_c^4} \bar{Q}_c \left( \frac{1}{\varphi_2^2} - 1 \right) + \frac{1}{\varphi_3^2} \right]^{-1}}; \quad (5.15)$$

здесь  $\varphi_3$  – коэффициент скорости диффузора,  $\varphi_3 = 0,9$  [59];

$\bar{Q}_c$  – относительный расход водовоздушной смеси,

$$\bar{Q}_c = \frac{p_c^2}{p_p^2} \left( 14,16 - 3,45 e^{\frac{\bar{d}_c}{\bar{d}_p}} \right) + \sqrt{10,16 e^{\frac{\bar{d}_c}{\bar{d}_p}}}; \quad (5.16)$$

$\varphi_2$  – коэффициент скорости камеры смешения,

$$\varphi_2 = \frac{p_c^2}{p_p^2} \left( 0,75 \frac{d_c^2}{d_p^2} + 1,53 \right) + \sqrt{0,567 - 0,15 \frac{\bar{d}_c^2}{\bar{d}_p^2}}. \quad (5.17)$$

Диаметр воздушного патрубка

$$D_B = \sqrt{\frac{4Q_B u}{\pi v_B}}, \text{ м,} \quad (5.18)$$

где  $v_B$  – скорость воздуха в воздушном патрубке,  $v_B = 4$  м/с;

$Q_B$  – расход эжектируемого воздуха, м<sup>3</sup>/с,

$$Q_B = Q_{\text{ж}} u.$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе теоретического анализа процесса эжекции показано, что повышение эффективности работы жидкостно-газовых струйных аппаратов возможно за счет увеличения площади контакта потока эжектируемого газа с поверхностью рабочей струи и сокращения потерь энергии на трение жидкостно-газового потока о рабочие поверхности аппарата.

Увеличение площади контакта потока эжектируемого газа с поверхностью рабочей струи может быть достигнуто за счет использования кольцевого рабочего сопла в сочетании с кольцевой камерой смешения.

Оптимальным значением параметра кольцевой камеры смешения  $\bar{N}$  (отношение ее внутреннего радиуса к радиусу цилиндрической камеры смешения эквивалентной площади) лежит в пределах 2...2,5.

Сокращение потерь энергии на трение может быть достигнуто за счет изменения физико-химических свойств рабочей поверхности эжектора при ее покрытии стеклоэмалью. Гидродинамический эффект  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}$ , получаемый при покрытии рабочей камеры стеклоэмалью,

характеризуется интенсивным ростом до значения  $\frac{\Delta\lambda}{\lambda}=0,42$  при числе Рейнольдса  $Re=39000$  и далее увеличивается незначительно.

Промышленное внедрение эжектора с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5, вместо эжектора традиционной конструкции на линии возвратного ила станции биологической очистки сточных вод (г.Заречный Пензенской области) позволило: увеличить объем эжектируемого воздуха с 83,1 до 125,2 м<sup>3</sup>/ч; повысить окислительную способность системы аэрации с 5,7 до 8,7 кг O<sub>2</sub>/ч, снизить энергозатраты на систему аэрации на 3,6 кВт/ч.

Общий экономический эффект от внедрения четырех эжекторов с кольцевыми рабочим соплом и камерой смешения, имеющими покрытие из стеклоэмали марки МК-5, составил 75700 руб./год.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976.
2. Абрамович, Г.Н. Турбулентные смешения газовых струй [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.:Наука, 1974.
3. Андреев, С.Ю. Основные направления усовершенствования конструкций гидрокомпрессоров [Текст] / С.Ю. Андреев, Б.М. Гришин, Е.П. Тюкленкова // Архитектура и строительство: тез. докл. науч.-техн. конф. – Томск, 1999. – С. 16.
4. Андреев, С.Ю. Влияние конструктивных особенностей жидкостно-газовых струйных аппаратов (эжекторов) на эффективность их работы [Текст] / С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова, С.Н. Хазов // Человек и окружающая среда: сб. материалов III Международной науч.-практ. конф. – Пенза, 2000. – С. 34.
5. Андреев, С.Ю. Преаэрация и биофлокуляция как методы интенсификации очистки сточных вод [Текст] / С.Ю. Андреев, Е.Г. Чупраков, Е.П. Тюкленкова // Человек и окружающая среда: сб. материалов III Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза, 2000. – С. 37.
6. Андреев, С.Ю. Совершенствование конструкций гидроструйных компрессоров для повышения эффективности их работы [Текст] / С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова, С.Н. Хазов // Проблемы реформирования жилищно-коммунального хозяйства в России : сб. материалов Всерос. науч.-практ. конф. – Пенза, 2000. – С. 3.
7. Андреев, С.Ю. Интенсификация гидравлических систем аэрации путем повышения коэффициента эжекции воздуха [Текст] / С.Ю. Андреев, Б.М. Гришин, Е.П. Тюкленкова // Проблемы строительства, инженерного обеспечения и экологии городов: сб. материалов II Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза, 2000. – С. 32.
8. Аронс, Г.А. Струйные аппараты [Текст] / Г.А. Аронс. – М.: Госэнергоиздат, 1948.
9. Асланов, П.В. Турбулентные течения растворов поверхностно-активных веществ [Текст] / П.В. Асланов [и др.] // Механика жидкости и газа: Изв. АН СССР. – 1980. – №1.
10. Мхитарян, А.М. Аэромеханика [Текст]: учебник для вузов / под общ. ред. А.М. Мхитаряна. – М.: Машиностроение, 1984. – 352 с.

11. Басаргин, Б.Н. Исследование гидродинамики и массообменной способности аппаратов инжекторного типа [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / Б.Н. Басаргин. – Ярославль, 1974.
12. Баженов, М.И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов [Текст] / М.И. Баженов // Электрические станции. – 1967. – №4. – С.39-41.
13. Белявич, А.И. Конструкции и характеристики пароструйных эжекторов ТЭС и АЭС [Текст] / А.И. Белявич // Сб. науч. тр. ВТИ. – М.: Энергоиздат, 1985.
14. Берман, Л.Д. Методика расчета водоструйного эжектора [Текст] / Л.Д. Берман, Г.И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964. – №8. – С.92-94.
15. Берман, Л.Д. Водовоздушные насосы конденсационных установок паровых турбин [Текст] / Л.Д. Берман, Н.М. Зингер. – М.: Госэнергоиздат, 1962.
16. Брагинский, Л.Н. Моделирование аэрационных сооружений для очистки сточных вод [Текст] / Л.Н. Брагинский [и др.]. – Л.: Химия, 1980.
17. Васильев, Ю.Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения. Лопаточные машины и струйные аппараты [Текст] / Ю.Н. Васильев. – М.: Машиностроение, 1971. – Вып.5. – С.175-261.
18. Гришин, Б.М. Способы повышения эффективности работы гидроструйных компрессоров, используемых в качестве гидравлических систем аэрации [Текст] / Б.М. Гришин, С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова // Водоснабжение и водоотведение: качество и эффективность: материалы III Междунар. науч.-практ. конф. – Кемерово, СибГПУ, 2000. – С. 68.
19. Гришин, Б.М. Методы расчета водовоздушных эжекторов [Текст] / Б.М. Гришин, С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова, Т.В. Алексеева // Человек и окружающая природная среда – проблема взаимодействия: сб. материалов IV Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПДЗ, 2001. – С. 168.
20. Гришин, Б.М. Математическая модель водовоздушного эжектора [Текст] / Б.М. Гришин, С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова, С.Н. Хазов // Проблемы использования водных ресурсов и экологии гидросферы: сб. материалов IV Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПДЗ, 2001. – С.-57.

21. Гришин, Б.М. Внедрение эжектора с кольцевой камерой смешения, покрытого стеклоэмалью, на линии возвратного ила станции биологической очистки г. Заречного Пензенской области [Текст] / Б.М. Гришин, С.Ю. Андреев, Е.П. Тюкленкова, А.А. Уваров // Биосферосовместимые и средозащитные технологии при взаимодействии человека с окружающей природой: сб. материалов IV Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза: ПДЗ, 2001. – С. 17.

22. Гукасов, Н.А. Определение толщины пограничного слоя при движении воды по трубам, покрытым эмалью [Текст] / Н.А. Гукасов, В.В. Демидочкин, И.А. Каледа, В.И. Риккер // Теория, практика и перспективы использования труб с различными покрытиями: сб. материалов НТК. – Пенза, 2000. – 32 с.

23. Данквертс, П.В. Газожидкостные реакции [Текст] / П.В. Данквертс. – М.: Химия, 1973.

24. Дейч, М.Е. Техническая гидродинамика [Текст] / М.Е. Дейч. – М.: Энергия, 1974.

25. Дейч, М.Н. Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред [Текст] / М.Н. Дейч, Г.А. Филиппов. – М.: Энергоиздат, 1981.

26. Демидочкин, В.В. Совершенствование систем подачи и распределения воды с применением труб, покрытых эмалью [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.В. Демидочкин. – Пенза, 2000.

27. Ермаков, Ю.М. Полезный смерч [Текст] / Ю.М. Ермаков // Изобретатель и рационализатор. – 1982. – №11. – С.24-25.

28. Ефимочкин, Г.И. Конструкции и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения [Текст] / Г.И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1982. – №2. – С.48-51.

29. Ефимочкин, Г.И. Влияние конструкции сопла на работу струйного эжектора [Текст] / Г.И. Ефимочкин // Электрические станции. – 1964. – №5. – С.7-11.

30. Зангер, Н.Л. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения [Текст] / Н.Л. Зангер // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – №1. – С.12-25.

31. Звездин, Ю.Г. Исследование жидкогазового инжектора с диспергированием рабочей жидкости [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ю.Г. Звездин. – М.: МХТИ, 1971.

32. Каменев, П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве [Текст] / П.Н. Каменев. – М.: Стройиздат, 1964.

33. Каннингем, Хенсен, На. Кавитация в струйном насосе [Текст] / Каннингем Хенсен На // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1970. – №3. – С.79-91.

34. Карамбиров, С.Н. К выбору оптимальных безразмерных параметров струйного насоса [Текст] / С.Н. Карамбиров // Научные труды Московского гидромелиор. ин-та. – 1981. – Т.71. – С.105-111.

35. Келлер, С.Ю. Инжекторы [Текст] /С.Ю. Келлер. – М.: Машгиз, 1954.

36. Кореннов, Б.Е. Исследование водовоздушных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Б.Е. Кореннов. – М.: ВТИ,1980. – 23с.

37. Кукьян, А.А. Экспериментальные исследования влияния несоосности расположения насадки и камеры смешения струйного насоса и его рабочие характеристики [Текст] /А.А. Кукьян; Пермский политехн. ин-т // Межвузовский сб. тр. – 1976. – №189. – С.95-100.

38. Кульский, Л.А. Теоретические основы и технология кондиционирования воды [Текст] /Л.А. Кульский. – Киев: Наукова Думка, 1980. – 564 с.

39. Кутателадзе, С.С. Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем [Текст] / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.

40. Семерчан, А.А. К вопросу о применении жидкостных струй, вытекающих под давлением  $1000 \text{ кгс/см}^2$  в эжекторах [Текст] / А.А.Семерчан [и др.] // Инженерно-физический журнал. – 1960. – Вып.3, №2. – С. 28-31.

41. Карелин, Я.А. Очистка производственных сточных вод в аэротенках [Текст] / Я.А. Карелин, В.Н. Жуков, Б.Н. Репин. – М.: Стройиздат, 1973.

42. Кэрнс, На. Оптимизация струйных насосов [Текст] / На Кэрнс. // Энерг. машины и установки. – 1969. – №1. – С.92-102.

43. Лямаев, Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки [Текст] / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 256 с.

44. Лямаев, Б.Ф. Обобщенные характеристики водоструйных насосов [Текст] / Б.Ф. Лямаев // Судостроение. – 1971. – №10. – С.29-31.

45. Мешенгиссер, Ю.М. Теоретические обоснования и разработка новых полимерных аэраторов для биологической очистки сточных вод [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ю.М. Мешенгиссер. – М., 2005.

46. Мускевич, Г.Е. Гидравлические исследования и расчет водоструйных аппаратов гидроэлеваторов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.Е. Мускевич. – М.: Моск. гидромелиорат. ин-т, 1971. – 20 с.

47. Никитин, И.К. Обобщение полуэмпирической теории турбулентности на течения у шероховатых поверхностей с различными режимами проявления шероховатых свойств [Текст] / И.К. Никитин // Турбулентные течения. – М.: Наука, 1970.

48. Петухова, Г.А. Исследование рациональных профилей водоструйных аппаратов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.А. Петухова. – М., 1972. – 24 с.

49. Подвидз, Л.Г. Расчет струйных насосов и установок [Текст] / Л.Г. Подвидз, Ю.А. Кирилловский // Труды ВНГМ. – 1968. – Вып.38. – С.44-97.

50. Позняя, Н.Г. Структура пристеночного турбулентного течения, сформированного в различных условиях [Текст] / Н.Г. Позняя // Стратифицированные и турбулентные течения. – Киев: Наукова думка, 1979.

51. Попкович, Г.С. Системы аэрации сточных вод [Текст] / Г.С. Попкович, Б.Н. Репин. – М.: Стройиздат, 1986. – 133 с.

52. Путилов, М.И. К вопросу о расстоянии сопла в струйных аппаратах [Текст] / М.И. Путилов // Теплоэнергетика. – 1967. – №12. – С.64-66.

53. Рудник, В.П. Преобразователь характеристики центробежного насоса [Текст] / В.П. Рудник. – Киев: Будивельник, 1970. – 112 с.

54. Седов, Л.И. Механизм снижения трения полимерными добавками [Текст] / Л.И. Седов, В.А. Иоселевич, В.Н. Пилипенко // Проблемы турбулентных течений: сб. АН СССР. – М.: Наука, 1987. – С.9.

55. Сизов, Г.Н. Гидравлические расчеты специальных систем речных танкеров [Текст] / Г.Н. Сизов. – Л.: Судостроение, 1976. – 288 с.

56. Сивак, В.М. Янушевский Н.Е. Аэраторы для очистки природных и сточных вод [Текст] / В.М. Сивак, Н.Е. Янушевский. – Львов: Изд-во Львовского гос. ун-та «Вища школа», 1984.

57. Сильман, М.А. Пароводяные эжекторные холодильные машины [Текст] / М.А. Сильман, М.Г. Шумелишский. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.

58. Скорубко, А.М. Гидродинамические исследования кольцевых струйных насосов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.М. Скорубко. – М.: МВТУ, 1978. – 16 с.

59. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты [Текст] / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
60. Соколов, Е.Я. Расчет газоструйных аппаратов на ЭВМ [Текст] / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер, К.С. Андреева // Теплоэнергетика. – 1970. – №8. – С.30-33.
61. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети [Текст] / Е.Я. Соколов. – М.: Энергия, 1982.
62. Стахов, Е.А. Очистка нефтесодержащих сточных вод предприятий хранения и транспорта нефтепродуктов [Текст] / Е.А. Стахов. – Л.: Недра, 1983. – 263 с.
63. Степанов, А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение [Текст] / А.И. Степанов. – М.: Машгиз, 1960. – 464 с.
64. Стерлигова, Г.И. К исследованию поверхностных явлений на границе эмалевого покрытия [Текст] / Г.И. Стерлигова, А.Г. Стерлигов, И.А. Каледа // Теория, практика и перспективы использования труб с различными покрытиями: сб. материалов науч. техн. конф. – Пенза, 2000. – С. 30-31.
65. Темнов, В.К. Основы теории жидкостных эжекторов [Текст] / В.К. Темнов. – Челябинск: Челябинский политехн. ин-т, 1971. – 89 с.
66. Тодес, О.М. Аппараты со стационарным зернистым слоем [Текст] / О.М. Тодес, М.Э. Аэров, Д.А. Наринский. – Л.: Химия, 1979. – 176 с.
67. Тодес, О.М. Аппараты с кипящим слоем [Текст] / О.М. Тодес, О.Б. Цитович. – Л.: Химия, 1981. – 126 с.
68. Тольцман, В.Ф. Увеличение допустимой высоты всасывания насосов [Текст] / В.Ф. Тольцман // Водоснабжение и санитарная техника. -1961. – №1. – С.11-14.
69. Труб, И.А. О выборе типа газоотсасывающего устройства для вакуумного деаэрата отопительной котельной [Текст] / И.А. Труб, З.С. Гриднева // Водоснабжение и санитарная техника. – 1968. – №5. – С.22-25.
70. Уоллис, Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Г. Уоллис. – М.: Мир, 1972. – 440 с.
71. Фридман, Б.Э. Гидроэлеваторы [Текст] / Б.Э. Фридман. – М.: Стройиздат, 1960. – 324 с.

72. Хлебников, И.А. Исследование водоструйного насоса и его применение в железнодорожном водоснабжении [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / И.А. Хлебников. – Л.: ЛИИЖТ, 1951. – 25 с.
73. Циклаури, Д.С. Гидрокомпрессоры [Текст] / Д.С. Циклаури. – М.: Стройиздат, 1960. – 72 с.
74. Цыганков, А.С. Типоразмерный ряд водоструйных эжекторов [Текст] / А.С. Цыганков // Судостроение. – 1971. – №12. – С.27-30.
75. Чау, В.Л. Взаимодействие между основными и вторичными токами сверхзвуковых эжекторных систем и их рабочие характеристики [Текст] / В.Л. Чау, А.Л. Эдди // Труды американского общества инженеров-механиков. Сер.Д. – М.: Мир, 1964. – Т.86. – С.91-103.
76. Чернухин, В.А. О расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов [Текст] / В.А. Чернухин // Изв. Вузов. – 1977. – №8. – С.81-86.
77. Чиняев, И.А. Лопастные насосы [Текст]: справ. пособие / И.А. Чиняев. – Л.: Машиностроение, 1973. – 184 с.
78. Чугаев, Р.Р. Гидравлика [Текст] / Р.Р. Чугаев. – М.: Энергия, 1970.
79. Щербина, Г.С. Исследование и совершенствование гидроэлеваторов для гидротранспорта сыпучих материалов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.С. Щербина. – М.: Ин-т горного дела, 1979. – 24 с.
80. Шерстнюк, А.Н. Исследование микроэжекторов при работе на воздухе и гелие [Текст] / А.Н. Шерстнюк, В.В. Усанов, Т.М. Розеноер // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1977. – №3. – С.19-22.
81. Шенченко, Н.П. установка воздушного бака на всасывающей линии для обеспечения постоянного залива насосов [Текст] / Н.П. Шенченко // Водоснабжение и санитарная техника. – 1970. – №8. – С.37-38.
82. Шумелишский, М.Г. Эжекторные холодильные машины [Текст] / М.Г. Шумелишский. – М.: Госторгиздат, 1961.
83. Щукин, В.К. Газоструйные компрессоры [Текст] / В.К. Щукин, И.И. Калинин. – М.: Мацгиз, 1963.
84. Экспериментальные исследования парогазового инжектора с малой степенью сжатия [Текст] / А.А. Гарбуз [и др.] // Изв. вузов. Энергетика. – 1973. – №11. – С.100-106.
85. Юфин, А.П. Гидромеханизация [Текст]: учебник для вузов / А.П. Юфин. – М.: Стройиздат, 1965. – 466 с.

86. Яресько, О.В. Испытания насосов [Текст]: справ. пособие / О.В. Яресько. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.
87. Becker, H. Massaro T. Vortex evolution in a round jet, Journal of Fluid Mechanics;vol.31, part 3. – 1968.
88. Elsner, N. Und Kraft G/ Lehrbuch der Heizungs, Luftungs- und Klimatechnik. Band I. V.T. Steinkopff. – Dresden, 1973. -384 с.
89. Higbe, B. The rate of absorption of pure gas into a still liquid during short period of exposure Trans.Am.inst.chen.Enq. – 1935. – V.31. – p.365.
90. Wiegand, J. Dampfstrallapparaten in der Vacuumtechnik, Ing. Utrecht, 1955,Bd/67, №2.
91. Rankin, M. Pracedings ob the Royal Sce. – 1870.
92. Zeuner, G. Das Lokomotivenblasrohr. – 1863.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ И УСТРОЙСТВ.....	5
1.1. Принцип действия, основные показатели работы гидроструйных аппаратов.....	5
1.2. Область применения и основы расчета гидроструйных аппаратов.....	19
1.3. Основы проектирования и теория подобия гидроструйных аппаратов.....	28
1.4. Конструкции эжекторов.....	35
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ.....	50
2.1. Теоретические основы процесса аэрации воды.....	50
2.2. Повышение эффективности работы гидроструйных аппаратов за счет снижения потерь энергии на турбулентное трение при изменении свойств поверхности проточной части аппарата.....	69
2.3. Повышение эффективности работы гидроструйных аппаратов с компактной струей за счет изменения конструкции камеры смешения.....	79
3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ.....	88
3.1. Описание лабораторной установки для исследования эффективности работы гидроструйных аппаратов.....	88
3.2. Методика и результаты экспериментальных исследований эффективности работы гидроструйных аппаратов.....	90
4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЭЖЕКЦИИ ГАЗА ГИДРОСТРУЙНЫМ АППАРАТОМ.....	101
4.1. Существующие методы расчета гидроструйных аппаратов....	101
4.2. Предлагаемый метод расчета гидроструйных аппаратов с компактной струей.....	105

5. ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЖЕКТОРА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ .....	111
5.1. Результаты производственных испытаний эжектора предлагаемой конструкции .....	111
5.2. Рекомендации по проектированию и расчету эжектора предлагаемой конструкции .....	117
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	120
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	121



Научное издание

Гришин Борис Михайлович  
Андреев Сергей Юрьевич  
Исаева Антонина Михайловна  
Бикунова Марина Викторовна  
Сафронов Максим Александрович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ  
ЭЖЕКТОРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД  
С ПРИМЕНЕНИЕМ АЭРАЦИИ**

Монография

Редактор      М.А. Сухова  
Верстка        Н.А. Сазонова

---

Подписано в печать 25.02.2013. Формат 60x84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл.печ.л. 7,67. Уч.-изд.л. 8,25. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.  
Заказ №54.

---

Издательство ПГУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.