

Е. Я. Соколов Н. М. Зингер

# СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

3-е издание, переработанное



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1989

ББК 31.363

С 59

УДК 621.527.4/5

Рецензент Г. А. Филиппов

Редактор издательства Т. И. Мушинска

**BOOKS.PROEKTANT.ORG**

**БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ**

**для проектировщиков  
и технических специалистов**

**Соколов Е. Я., Зингер Н. М.**

С 59 Струйные аппараты.— 3-е изд., перераб.— М.: Энергоатомиздат, 1989.— 352 с.: ил.

ISBN 5-283-00079-6

Изложены теория и методика расчета основных типов струйных аппаратов. Приведены номограммы для определения достижимых показателей и выбора оптимальных геометрических параметров аппаратов. Рассмотрены результаты экспериментальных исследований, обосновывающие рекомендуемые расчетные зависимости и опытные коэффициенты. Описаны характерные схемы и конструкции струйных аппаратов. Второе издание вышло в 1970 г. В третьем издании материал обновлен, приведены машинные методы расчета.

Для инженерно-технических работников эксплуатационных и проектных организаций различных отраслей промышленности.

С  $\frac{2203060000-017}{051(01)-89}$  206-89

ББК 31.363

ISBN 5-283-00079-6

© Энергоатомиздат, 1989

## Предисловие

Струйные аппараты получили широкое распространение практически во всех отраслях техники. Их принципиальной особенностью является повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии при исключительной простоте конструкции.

Вышедшие в последнее время публикации посвящены, как правило, исследованию какого-либо одного типа струйного аппарата. В настоящей книге излагаются с единых позиций теория и методика расчета всех основных типов струйных аппаратов.

Наряду с зависимостями для определения достижимых параметров и оптимальных геометрических размеров аппаратов приводятся уравнения характеристик струйных аппаратов при переменных режимах. Расчетные уравнения сопровождаются примерами расчета. Приводятся результаты экспериментальных исследований, обосновывающие рекомендуемые расчетные зависимости и опытные коэффициенты.

Книга состоит из десяти глав, каждая из которых посвящена определенному типу струйных аппаратов. Рассматривается развитие теории струйных аппаратов, предлагается их классификация, даются газодинамические функции и их приложение к методам расчета струйных аппаратов.

В книге рассмотрены струйные аппараты как однофазные, так и равно азные, без изменения и с изменением агрегатного состояния одной из взаимодействующих сред.

Книга базируется в основном на теоретических и экспериментальных исследованиях, проведенных под руководством авторов в лаборатории теплофикации ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского. Первое издание книги вышло в 1960 г. Эта книга была широко использована в проектной и эксплуатационной работе, а также при изучении струйных аппаратов в вузах. В 1965 г. перевод книги был издан в ПНР. В 1970 г. вышло второе издание книги, дополненное результатами исследований, проведенных в 1960—1970 гг.

Настоящее, третье издание книги дополнено материалами по расчету струйных аппаратов для реальных газов, методом расчета струйных дроссельно-увлажнительных установок, развита методика расчета предельных режимов, уточнена методика расчета водовоздушных эжекторов на основе новых экспериментальных данных, введен до-

полнительный раздел по расчету водовоздушных аппаратов с рабочим потоком, диспергированным в форсунке.

Большое участие в проведении экспериментальных исследований струйных аппаратов, материалы которых использованы в книге, приняли сотрудники ВТИ К. С. Андреева, Р. П. Сазонов, А. И. Белевич.

Предисловие, § 1.1 и 1.2 написаны Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером совместно. Главы 1, 2, 4—6, 8, § 9.4 написаны Е. Я. Соколовым; гл. 3, 7, 9 и 10 — Н. М. Зингером; п. 2.9.3 написан А. И. Белевичем.

Авторы выражают благодарность доктору техн. наук профессору Г. А. Филиппову за замечания при рецензировании книги. Кроме того, авторы считают необходимым отметить большой труд А. П. Солодова при подготовке рукописи к печати.

*Авторы*

## ГЛАВА ПЕРВАЯ

# ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

### 1.1. Принципиальная схема струйного аппарата

Струйными аппаратами называются устройства, в которых осуществляется процесс инъекции, заключающийся в передаче кинетической энергии одного потока другому потоку путем непосредственного контакта (смешения).

Смешиваемые потоки могут находиться в одной и той же фазе (жидкой, паровой, газовой) или в разных фазах (например, пар и жидкость, газ и твердое тело и др.). В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар может превратиться в жидкость). Поток, вступающий в процесс смешения с большей скоростью, называется рабочим, с меньшей скоростью — инжектируемым.

Как правило, в струйных аппаратах происходит сначала преобразование потенциальной энергии и теплоты в кинетическую энергию. В процессе движения через проточную часть струйного аппарата происходит выравнивание скоростей смешиваемых потоков, а затем обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию или теплоту.

Обычно давление смешанного потока на выходе из струйного аппарата выше давления инжектируемого потока перед аппаратом, но ниже давления рабочего потока<sup>1</sup>.

Принципиальная схема струйного аппарата показана на рис. 1.1. Основные элементы аппарата: рабочее сопло, приемная камера, камера смешения, диффузор. Потоки рабочей и инжектируемой сред поступают в камеру смешения, где происходит выравнивание скоростей, сопровождающееся, как правило, повышением давления. Из камеры смешения поток поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления. Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления инжектируемого потока, поступающего в приемную камеру.

<sup>1</sup> В пароводяных инжекторах давление смешанного потока может превышать давление рабочего потока.

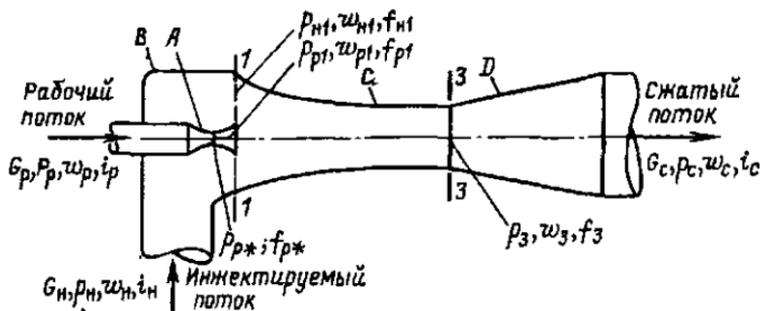


Рис. 1.1. Схема струйного аппарата:

А — рабочее сопло; В — приемная камера; С — камера смешения; D — диффузор

Повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии является основным, принципиальным качеством струйных аппаратов. Благодаря этому качеству использование струйных аппаратов во многих отраслях техники позволяет получать более простые и надежные технические решения по сравнению с применением механических нагнетателей (компрессоров, насосов, газодувок, вентиляторов и др.).

Простота схем включения струйных аппаратов в различные установки наряду с исключительной простотой их конструкции, а также несложностью их изготовления обеспечили широкую область использования этих аппаратов в технике.

## 1.2. Развитие теории струйных аппаратов

Основы теории струйных аппаратов были заложены в работах Цейнера (Zeuner) и Ренкина (Rankin) [94, 90] в конце прошлого столетия. Результаты теории Цейнера—Ренкина, основывающейся на применении уравнения импульсов к смешивающимся потокам, широко использовались в последующих работах и были подтверждены опытом. Однако эта теория не может дать полного решения задачи расчета струйных аппаратов. Такие вопросы, как выбор рационального профиля и определение продольных (осевых) размеров аппарата, не могут быть решены на основе теории Цейнера—Ренкина.

В ряде работ, опубликованных в последующие годы [1, 12а], на основе общего гидродинамического анализа процесса были рассмотрены задачи расчета осевых размеров и выбора профиля проточной части аппарата.

В течение длительного периода теория струйных аппаратов развивалась главным образом как исследование и разработка методов расчета аппаратов определенного назначения. Создание общей теории и методики расчета струйных аппаратов затруднялось из-за недостаточного уровня базовых наук, в первую очередь гидромеханики

и газовой динамики. Прогресс, достигнутый этими науками, позволил подойти к решению такой задачи.

Развитие техники теплоснабжения и вентиляции явилось стимулом для разработки конструкций и теории расчета струйных насосов (элеваторов) и газоструйных аппаратов с малой степенью расширения и малой степенью сжатия.

В период 1931—1940 гг. в ЦАГИ под руководством К. К. Баулина, во ВТИ под руководством Л. Д. Бермана [10], а также в Теплосети Мосэнерго, Гидроэнергетическом институте и других организациях были проведены исследования, в результате которых была разработана методика расчета и были созданы достаточно совершенные конструкции струйных насосов. На основе проведенных работ был создан метод определения основных размеров этих аппаратов и были выведены уравнения характеристик, описывающие работу струйных насосов при нерасчетных режимах.

Развитие промышленной теплофикации и рационализация теплового хозяйства промышленных предприятий выдвинули задачу создания пароструйных аппаратов с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия (пароструйных компрессоров).

В период 1935—1948 гг. в ЦКТИ под руководством А. Н. Ложкина было проведено исследование пароструйных компрессоров и была разработана их конструкция [57]. Результаты этих работ представляют главным образом практический интерес. На основе полученных данных были запроектированы и внедрены в промышленность первые пароструйно-компрессорные установки.

Развитию теории паро- и газоструйных компрессоров значительно способствовали работы по исследованию и разработке методики расчета этих аппаратов, выполненные в ЦАГИ и АН СССР под руководством С. А. Христиановича и М. Д. Миллионщикова [60].

В совершенствовании методов расчета струйных аппаратов, физическом объяснении процесса, протекающего в приемной камере аппарата, и разработке инженерных зависимостей для расчета рациональных осевых размеров струйного аппарата большая роль принадлежит теории свободной струи, представленной в наиболее полном и систематизированном виде в работах Г. Н. Абрамовича [2].

Для трактовки существа внутренних процессов, протекающих в газоструйных аппаратах с большой степенью расширения и большой или умеренной степенью сжатия (газоструйные эжекторы и компрессоры), представляют интерес исследования, проведенные в МЭИ под руководством М. Е. Дейча [29].

В СССР и за рубежом проведены широкие экспериментальные и теоретические исследования паро- и газоструйных эжекторов (аппаратов с большой степенью расширения и большой степенью сжатия). Стимулом для развития этих работ является применение пароструйных эжекторов в конденсационных установках паровых турбин, а также использование парожеторных холодильных установок в системах кондиционирования воздуха.

Из советских исследований в этой области наибольший интерес представляют работы, выполненные во ВТИ [11, 13—15, 39—41, 44]. В этих работах впервые дан подробный качественный анализ характеристик пароструйных эжекторов конденсационных установок и показаны особенности условий работы и характеристик многоступенчатых струйных эжекторов при переменных режимах их работы.

В СССР и за рубежом опубликован ряд работ, посвященных систематизации методов расчета струйных аппаратов. Целевым назначением этих работ, как правило, является вывод формул для расчета основных размеров струйного аппарата рассматриваемого типа для заданных расчетных условий. Из советских работ к ним относятся книги Г. А. Аронса [4], П. Н. Каменева [47], С. Ю. Келлера [50], М. Г. Шумелишского [83] и др. Представляют также интерес работы зарубежных авторов: Виганда [92, 93], Флюгеля [88а], Павел-Ремингена [89], Викторина [91] и др.

Значительно меньше было опубликовано работ, посвященных исследованию характеристик струйных аппаратов, т. е. условиям работы струйных аппаратов при нерасчетных режимах. К этой группе исследований относятся работы Л. Д. Бермана и Г. И. Ефимочкина [16—20], П. А. Когана, И. А. Шамиса и А. Н. Якушина [52, 53], В. К. Шукина и И. И. Калмыкова [84], Ю. Н. Васильева [24, 25].

Во ВТИ под руководством авторов было проведено теоретическое и экспериментальное исследование большинства типов струйных аппаратов, применявшихся на практике. Целью этих работ были разработка методики расчета основных размеров струйных аппаратов и вывод уравнений характеристик, описывающих работу струйных аппаратов при переменном режиме.

Основные результаты проведенных исследований были опубликованы в разное время в периодической печати [9, 36—45, 69—75], а также в сборниках различных научных конференций. Эти исследования показали, что расчет струйных аппаратов с цилиндрической камерой смешения при одинаковом агрегатном состоянии рабочего и инжектируемого потоков, газо (паро) струйных компрессоров, газоструйных инжекторов, струйных насосов можно полностью базировать на теоретических уравнениях. Опытными величинами в этих уравнениях являются только коэффициенты скорости проточной части аппарата.

Для расчета струйных аппаратов с конической камерой смешения, а также аппаратов с различным агрегатным состоянием рабочего и инжектируемого потоков приходится применять уравнения, частично построенные на эмпирических закономерностях.

### 1.3. Классификация струйных аппаратов

В литературе струйные аппараты одного и того же типа встречаются под самыми различными названиями, например инжекторы, компрессоры, эжекторы, элеваторы, насосы и др. В настоящей книге

принята классификация струйных аппаратов, учитывающая существо происходящих в аппарате процессов.

Процессы, характерные для всех без исключения струйных аппаратов, описываются тремя законами:

сохранения энергии<sup>1</sup>

$$h_p + uh_n = (1 + u) h_c, \quad (1.1)$$

где  $h_p$ ,  $h_n$ ,  $h_c$  — энтальпии рабочего и инжектируемого потоков до аппарата и смешанного потока после аппарата, кДж/кг;  $u = G_n/G_p$  — коэффициент инжекции<sup>2</sup>, т. е. отношение массового расхода инжектируемого потока к массовому расходу рабочего потока;

сохранения массы

$$G_c = G_p + G_n, \quad (1.2)$$

где  $G_p$ ,  $G_n$ ,  $G_c$  — массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, кг/с;

сохранения импульса, который для камеры смешения произвольной формы (см. рис. 1.1) записывается так<sup>3</sup>:

$$I_{p1} + I_{n1} = \int_{f_3}^{f_1} p df + I_{c3}, \quad (1.3)$$

где  $I_{p1}$ ,  $I_{n1}$  — импульс рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения, Н;  $I_{c3}$  — импульс смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, Н;  $\int_{f_3}^{f_1} p df$  — интеграл импульса по боковой поверхности камеры смешения между сечениями 1-1 и 3-3. В цилиндрической камере смешения  $\int_{f_3}^{f_1} p df = 0$ .

Импульс потока в любом сечении

$$I = Gw + pf, \quad (1.4)$$

где  $G$  — массовый расход, кг/с;  $w$  — скорость, м/с;  $p$  — давление, Па (Н/м<sup>2</sup>);  $f$  — сечение, м<sup>2</sup>.

В зависимости от свойств и условий взаимодействия рабочего и инжектируемого потоков в струйных аппаратах возникает ряд дополнительных процессов, которые специфичны только для аппаратов определенного типа. Эти процессы существенно отражаются в работе аппаратов данного типа и должны учитываться при их расчете.

<sup>1</sup> Кинетической энергией рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и сжатого потока после аппарата обычно пренебрегают.

<sup>2</sup> Для удобства термин «коэффициент инжекции» принят в книге для всех типов струйных аппаратов: инжекторов, эжекторов, струйных насосов и т. п.

<sup>3</sup> На рис. 1.1 отсутствует сечение 2-2, так как показана камера смешения произвольной формы. Обычно 2-2 обозначает входное сечение цилиндрической камеры смешения.

Процессы, происходящие в струйных аппаратах, зависят в первую очередь от агрегатного состояния взаимодействующих сред.

С этих позиций можно все струйные аппараты разбить на следующие три группы: 1) аппараты, в которых агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково; 2) аппараты, в которых рабочий и инжектируемый потоки находятся в разных агрегатных состояниях, не изменяющихся в процессе смешения этих потоков; 3) аппараты с изменяющимся агрегатным состоянием сред. В этих аппаратах рабочий и инжектируемые потоки до смешения находятся в разных фазах, а после смешения — в одной фазе, т. е. в процессе смешения изменяется агрегатное состояние одного из потоков.

К первой группе относятся газо (паро) струйные компрессоры, эжекторы и инжекторы, а также струйные насосы.

Ко второй группе относятся струйные аппараты для пневмотранспорта, водовоздушные эжекторы и струйные аппараты для гидротранспорта.

К третьей группе относятся пароводяные инжекторы и струйные подогреватели.

Условия работы струйных аппаратов зависят также от упругих свойств взаимодействующих сред. Под упругими свойствами или сжимаемостью понимается значительное изменение удельного объема среды при изменении ее давления. На практике применяются струйные аппараты, в которых: а) обе среды (рабочая и инжектируемая) упруги; б) одна из сред упруга; в) обе среды неупруги.

Работа равнофазных аппаратов с упругими средами зависит в значительной мере от степени сжатия инжектируемой среды, а также от степени расширения рабочей среды. Здесь и далее для краткости степенью сжатия называется отношение давления  $p_c/p_n$ , т. е. отношение конечного давления сжатия к начальному, хотя более строго было бы назвать это отношение степенью повышения давления, поскольку под степенью сжатия обычно понимается отношение удельных объемов. Аналогично под степенью расширения рабочего потока здесь понимается отношение давлений  $p_p/p_n$ , т. е. отношение начального давления перед соплом к конечному за соплом, хотя более строго было бы назвать это отношение степенью снижения давления.

По степени сжатия и степени расширения равнофазные струйные аппараты для упругих сред можно классифицировать следующим образом:

1) аппараты с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия. Такие аппараты в дальнейшем будем называть газоструйными или пароструйными компрессорами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах является пар или газ. Степень расширения рабочего потока в компрессорах велика. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед компрессором во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, развиваемая такими аппаратами, обычно находится в пределах

$2,5 \geq p_c/p_n \geq 1,2$ . К ним относятся аппараты для повышения давления отработавшего пара, газа в сети и др.;

2) аппараты с большой степенью расширения и большой степенью сжатия. Такие аппараты обычно применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум. В дальнейшем будем называть их газоструйными или пароструйными эжекторами. Степень расширения рабочего потока в эжекторах также весьма значительна. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед эжектором  $p_p/p_n$  также во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами,  $p_c/p_n \geq 2,5$ ;

3) аппараты с большой степенью расширения и малой степенью сжатия. Такие аппараты в дальнейшем будем называть газоструйными или пароструйными инжекторами. Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах является пар или газ. Степень расширения рабочего потока в инжекторах значительна, но степень сжатия мала:  $p_c/p_n < 1,2$ . Поскольку степень сжатия мала, упругие свойства инжектируемого и смешанного потоков проявляются слабо. Поэтому при расчете таких аппаратов в основных расчетных уравнениях могут не учитываться свойства сжимаемости инжектируемого и смешанного потоков. К таким аппаратам относятся: паровоздушные дутьевые инжекторы топочных устройств котлов и котельных установок, воздушные обдувочные инжекторы, газовые инжекционные горелки и др. На практике применяются также равнофазные струйные аппараты, в которых свойства сжимаемости рабочего и инжектируемого потоков не проявляются. Такие аппараты в дальнейшем будем называть струйными насосами.

Рабочей и инжектируемой средой в этих аппаратах в большинстве случаев является жидкость. К таким аппаратам относятся водоструйные насосы для откачки воды из скважин и колодцев; элеваторы, широко используемые в теплофикационных системах для присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям, и др.

Рабочей и инжектируемой средой в струйных насосах может быть также газ или пар, но в этом случае степень расширения рабочего тела должна быть значительно меньше критического отношения давления; должна быть мала также и степень сжатия ( $p_c/p_n \leq 1,2$ ).

Разнофазные струйные аппараты в зависимости от упругих свойств взаимодействующих сред можно разделить на три типа:

1) аппараты с упругой рабочей и неупругой инжектируемой средами; к ним относятся пневмотранспортные струйные аппараты (газ инжектирует сыпучее твердое тело или жидкость);

2) аппараты с неупругой рабочей и упругой инжектируемой средами; к ним относятся жидкостно-газовые эжекторы, например водовоздушные эжекторы;

3) аппараты, в которых обе среды неупруги; к ним относятся аппараты для гидротранспорта твердых сыпучих тел, в которых жидкость инжектирует сыпучее твердое тело.

Группа аппаратов	Состояние взаимодействующих сред	Свойства взаимодействующих сред	Степень сжатия, создаваемая аппаратом	Аппараты
Равнофазные	Агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред одинаково	Упругие среды	1,2—2,5 >2,5 <1,2	Газо (паро) струйные компрессоры Газо (паро) струйные эжекторы Газо (паро) струйные инжекторы
		Неупругие среды	Любая	Струйные насосы
Разнофазные	Агрегатное состояние рабочей и инжектируемой сред неодинаково	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Струйные аппараты для пневмотранспорта
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая	Любая	Водовоздушные эжекторы
		Рабочая и инжектируемая — неупругие	Любая	Струйные аппараты для гидротранспорта
Изменяющейся фазности	Агрегатное состояние одной из сред изменяется	Рабочая — упругая, инжектируемая — неупругая	Любая	Пароводяные инжекторы
		Рабочая — неупругая, инжектируемая — упругая	Любая	Пароводяные смешивающие подогреватели

Струйные аппараты, в которых полностью изменяется агрегатное состояние одного из взаимодействующих потоков, можно разделить на два типа. К первому типу относятся аппараты, в которых рабочей средой является пар, а инжектируемой — жидкость (парожидкостные инжекторы). Ко второму типу относятся аппараты, в которых рабочей средой является жидкость, а инжектируемой — пар (струйные подогреватели).

Указанная классификация струйных аппаратов приведена в табл. 1.1. В названии аппарата вначале, как правило, указывается вид рабочей среды (газ, пар, вода). В этих названиях учтена установившаяся терминология.

Каждый из указанных типов струйных аппаратов имеет свои характерные особенности, которые должны учитываться при его расчете.

В то же время все струйные аппараты имеют много общего, поскольку процесс их работы описывается уравнениями (1.1) — (1.3).

В настоящей книге по чисто методическим соображениям детально рассмотрены процессы и выведены все расчетные уравнения только для двух типов струйных аппаратов — газоструйных компрессоров и струйных насосов. Введением в эти расчетные уравнения ряда дополнительных условий получены уравнения для расчета других типов струйных аппаратов.

#### 1.4. Газодинамические функции

При расчете струйных аппаратов широко используются газодинамические функции (см. приложения 1—5). Рассмотрим вывод основных газодинамических функций.

При преобразовании внутренней энергии газового потока в кинетическую энергию связь между изменением температуры потока и развиваемой им скоростью определяется формулой

$$\omega_a^2/2 = c_p (T_0 - T), \quad (1.5)$$

где  $\omega_a$  — изоэнтропная скорость потока, м/с;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $T_0$  — температура торможения потока, К,  $T$  — температура потока при скорости  $\omega$ , К.

Газовая постоянная потока  $R = c_p - c_v$ , Дж/(кг·К). Удельная изохорная теплоемкость  $c_v = c_p/k$ , где  $k$  — показатель адиабаты.

Поэтому

$$c_p = kR/(k-1). \quad (1.6)$$

Из совместного решения (1.5) и (1.6) следует

$$\omega_a = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R (T_0 - T)}. \quad (1.7)$$

Скорость звука в газе

$$a = \sqrt{kRT}. \quad (1.8)$$

Критической скоростью потока называется скорость потока, равная местной скорости звука.

Из условия  $a = w_a$  путем совместного решения уравнений (1.7) и (1.8) выводится формула для расчета температуры потока при его критической скорости:

$$T_* = \frac{2}{k+1} T_0. \quad (1.9)$$

Приняв в уравнении (1.7)  $T = T_*$ , получим выражение для расчета критической скорости потока  $a_*$ , м/с:

$$a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_0 v_0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}}, \quad (1.10)$$

где  $p_0$ ,  $v_0$ ,  $\rho_0$  — параметры торможения потока: давление (Па), удельный объем ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) и плотность ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ).

Газодинамические функции связывают термодинамические параметры потока (температуру, давление, плотность и др.) с его приведенной скоростью, т. е. отношением скорости потока при его изоэнтропном (адиабатном) течении к критической скорости:

$$\lambda = w_0/a_*. \quad (1.11)$$

Из совместного решения уравнений (1.7) и (1.10) находим

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \frac{T}{T_0}\right)}. \quad (1.12)$$

Т а б л и ц а 1.2. Показатели адиабаты и газовые постоянные ряда рабочих тел

Рабочее тело	Химическая формула	Молекулярная масса $M$	$k = c_p/c_v$	Газовая постоянная $R$	
				Дж/(кг·град)	ккал/(кг·град)
Азот	$N_2$	28	1,40	297	0,071
Аргон	Ar	39,9	1,68	208	0,050
Водород	$H_2$	2	1,41	4121	0,985
Воздух	—	29	1,40	287	0,0685
Водяной пар	$H_2O$	18	1,30	463	0,110
Гелий	He	4	1,66	2078	0,496
Диоксид углерода	$CO_2$	44	1,30	189	0,0448
Кислород	$O_2$	32	1,40	259,7	0,062
Криптон	Kr	83,8	1,67	100,3	0,024
Ксенон	Xe	131,3	1,70	63,8	0,015
Метан	$CH_4$	16	1,31	522,9	0,125
Неон	Ne	20,2	1,68	411,4	0,098
Оксид углерода	CO	28	—	296	0,071
Светильный газ	—	11,5	—	720	0,172

В табл. 1.2 приведены значения показателя адиабаты и газовой постоянной ряда газов и паров, широко используемых в промышленности.

Как видно из уравнения (1.12), приведенная изоэнтропная скорость может изменяться от  $\lambda = 0$  при  $T = T_0$ , т. е. при  $w_a = 0$ , до  $\lambda_{\text{макс}} = \sqrt{(k+1)/(k-1)}$  при  $T = 0$ , т. е. при истечении потока в абсолютный вакуум.

Для двухатомных газов  $k = 1,4$ ;  $\sqrt{2k/(k+1)} = 1,08$ ;  $\lambda_{\text{макс}} = 2,45$ ; для перегретого водяного пара  $k = 1,3$ ;  $\sqrt{2k/(k+1)} = 1,06$ ;  $\lambda_{\text{макс}} = 2,77$ ; для сухого насыщенного водяного пара  $k = 1,13$ ;  $\sqrt{2k/(k+1)} = 1,03$ ;  $\lambda_{\text{макс}} = 4,05$ .

Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

функция  $\tau(\lambda)$  — относительная температура, т. е. отношение абсолютной температуры  $T$  изоэнтропно движущегося газа в данном сечении к абсолютной температуре торможения  $T_0$ .

Из уравнения (1.12) следует

$$\tau = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2. \quad (1.13)$$

Значения функции  $\tau$  при характерных значениях  $\lambda$ : при  $\lambda = 0$   $\tau = 1$ ; при  $\lambda = 1$   $\tau_* = 2/(k+1)$ , при  $\lambda = \lambda_{\text{макс}} = \sqrt{(k+1)/(k-1)}$   $\tau = 0$ . На рис. 1.2 показана зависимость  $\tau = f(\lambda)$  при трех значениях показателя адиабаты  $k = 1,13$ ;  $1,30$ ;  $1,40$ ;

функция  $\Pi$  — относительное давление, т. е. отношение давления  $p$  изоэнтропно движущегося газа в данном сечении к давлению торможения  $p_0$ .

На основе уравнения Клапейрона—Менделеева для идеального газа

$$p/\rho = RT; \quad p_0/\rho_0 = RT_0,$$

где  $\rho_0$  и  $\rho$  — удельная плотность потока в заторможенном состоянии и при температуре  $T$ , кг/м<sup>3</sup>.

Из этих уравнений следует

$$\frac{p}{p_0} \frac{\rho_0}{\rho} = \Pi \frac{\rho_0}{\rho} = \frac{T}{T_0} = \tau. \quad (1.14)$$

По уравнению Пуассона

$$\left. \begin{aligned} \text{или} \quad p/\rho^k &= p_0/\rho_0^k \\ p/\rho_0 &= (p/\rho_0)^{1/k} = \Pi^{1/k}. \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

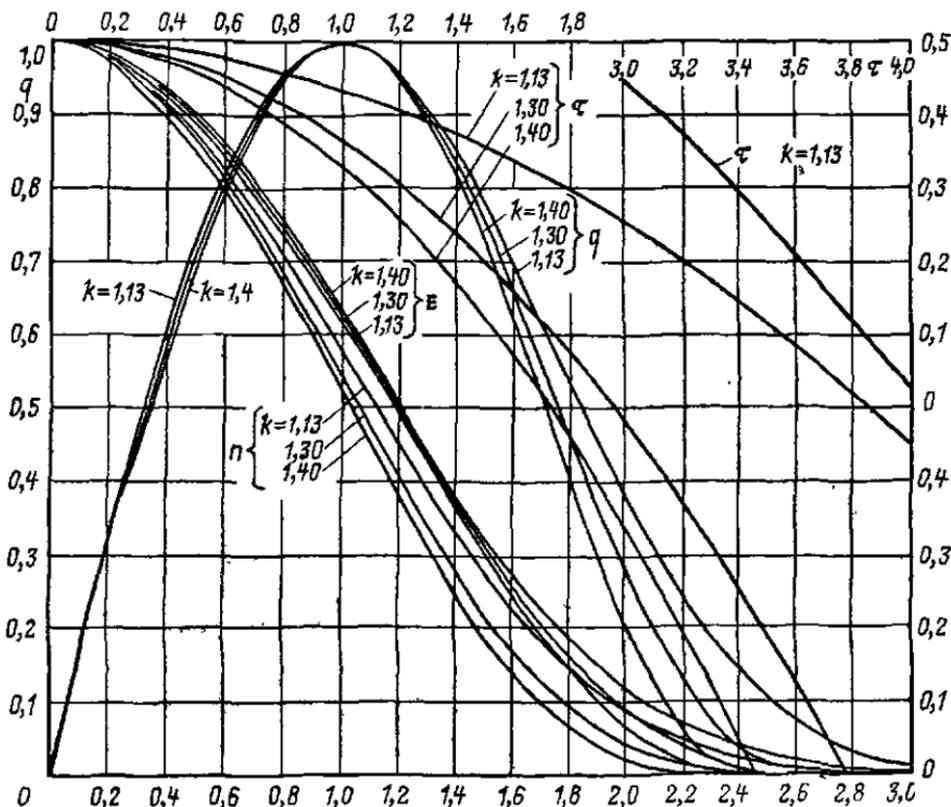


Рис. 1.2. Газодинамические функции

Из совместного решения (1.14) и (1.15) следует

$$\Pi^{k-1/k} = \tau,$$

или

$$\Pi = \frac{p}{p_0} = \tau^{k/k-1} = \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right]^{k/k-1}. \quad (1.16)$$

Значения относительного давления  $\Pi$  при характерных значениях  $\lambda$ : при  $\lambda = 0$   $\Pi = 1$ ; при  $\lambda = 1$   $\Pi_* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1}$ ; при  $\lambda = \lambda_{\text{макс}}$   $\Pi = 0$ .

На рис. 1.2 показана зависимость  $\Pi = f(\lambda)$  для значений показателя адиабаты  $k = 1,13; 1,30; 1,40$ ;

функция  $\epsilon(\lambda)$  — относительная плотность, т. е. отношение плотности  $\rho$  изоэнтропно движущегося потока в данном сечении к его плотности  $\rho_0$  в заторможенном состоянии.

Из уравнения (1.15) следует

$$\epsilon = \frac{\rho}{\rho_0} = \Pi^{1/k} = \tau^{1/k-1} = \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right]^{1/k-1}. \quad (1.17)$$

Относительная плотность  $\varepsilon$  при характерных значениях  $\lambda$ : при  $\lambda = 0$   $\varepsilon = 1$ ; при  $\lambda = 1$   $\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/k-1}$ ; при  $\lambda = \lambda_{\text{макс}}$   $\varepsilon = 0$ .

Зависимость  $\varepsilon = f(\lambda)$  показана на рис. 1.2;

функция  $\beta(\lambda)$  — относительный удельный объем, т. е. отношение удельного объема  $v$  изэнтропно движущегося газа в данном сечении к удельному объему  $v_0$  заторможенного потока. На основе уравнения (1.17)

$$\beta = \frac{v}{v_0} = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{[1 - (k-1)/(k+1)\lambda^2]^{1/(k-1)}}. \quad (1.18)$$

В приложении 1 показана взаимосвязь основных газодинамических функций.

В приложении 2 приведены количественные значения  $\lambda_{\text{макс}}$  и основных газодинамических функций при  $\lambda = 1$  для четырех значений показателя адиабаты: 1,4; 1,3; 1,25; 1,13, а в приложениях 3—5 приведены значения функций  $\tau(\lambda)$ ,  $\Pi(\lambda)$ ,  $\varepsilon(\lambda)$ ,  $q(\lambda)$  для трех значений показателя адиабаты: 1,4; 1,3; 1,13. На рис. 1.2 показаны графики этих функций.

Из более сложных газодинамических функций при расчете струйных аппаратов широко используется функция  $q(\lambda)$ . Функция  $q(\lambda)$  представляет собой приведенную массовую скорость, т. е. отношение массовой скорости  $w_a \rho$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), изэнтропно текущего потока в данном сечении к массовой скорости этого потока  $a_* \rho_*$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), в критическом сечении:

$$q = \frac{w_a \rho}{a_* \rho_*} = \frac{w_a}{a_*} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{\rho_0}{\rho_*} = \frac{\lambda \varepsilon}{\varepsilon_*}. \quad (1.19)$$

Из условия сплошности потока следует, что функция  $q$  равна отношению площадей критического сечения потока и данного сечения:

$$q = f_*/f, \quad (1.20)$$

где  $f_*$  — площадь критического сечения потока;  $f$  — площадь данного сечения потока.

Для критического сечения  $f = f_*$ ,  $\varepsilon = \varepsilon_*$ ,  $\lambda = \lambda_* = 1$

$$q_* = \lambda_* = 1. \quad (1.21)$$

В различных модификациях функцию  $q$  можно записать так:

$$\begin{aligned} q &= \frac{f_*}{f} = \frac{\varepsilon \lambda}{\varepsilon_*} = \lambda_{\text{макс}} \left( \frac{\Pi}{\Pi_*} \right)^{1/k} \sqrt{1 - \Pi^{k-1/k}} = \\ &= \left( \frac{k+1}{k} \right)^{k/k-1} \lambda \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{1/k-1} = \lambda_{\text{макс}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_*} \sqrt{1 - \varepsilon^{k-1}}. \end{aligned} \quad (1.22)$$

Значения функции  $q(\lambda)$  приведены в приложениях 1—5 и на графиках рис. 1.2. Как видно из уравнений (1.22)  $q$  обращается в нуль

при значениях  $\lambda$ , равных 0 и  $\lambda_{\text{макс}}$ , достигая максимального значения  $q = 1$  при  $\lambda = 1$ .

При истечении в абсолютный вакуум ( $\lambda = \lambda_{\text{макс}}$ ) приведенный массовый расход  $q$  имеет нулевое значение, поскольку относительная удельная плотность  $\varepsilon$  обращается в нуль.

Влияние показателя адиабаты  $k$  на значения функции  $q(\lambda)$  заметно сказывается только в сверхзвуковой области при  $\lambda > 1$ .

В некоторых случаях, в частности при расчете профиля сверхзвуковой струи, используется функция  $z(\lambda)$ , представляющая приведенный импульс, т. е. отношение импульса потока  $I$  в данном сечении к импульсу  $I_*$  в критическом сечении.

Импульс потока,  $H$ , определяется по формуле

$$I = G\omega + pf, \quad (1.23)$$

где  $G$  — расход, кг/с;  $\omega$  — скорость, м/с;  $p$  — давление, Па;  $f$  — сечение, м<sup>2</sup>;

$$G\omega = f\rho\omega^2 = f\rho\lambda^2 a_*^2, \quad (1.24)$$

$\rho$  — плотность потока, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho = \rho_0 \varepsilon = \frac{p_0 \varepsilon}{RT_0} = \frac{2k}{k+1} \frac{p_0 \varepsilon}{a_*^2}, \quad (1.25)$$

где  $p_0$ ,  $\rho_0$ ,  $T_0$  — давление, плотность и температура потока в заторможенном состоянии.

Из совместного решения уравнений (1.24) и (1.25) следует

$$G\omega = \frac{2k}{k+1} p_0 f \varepsilon \lambda^2; \quad (1.26)$$

$$pf = p_0 \Pi f = p_0 f \varepsilon^k. \quad (1.27)$$

Из совместного решения уравнений (1.17), (1.23), (1.26) и (1.27) следует

$$I = p_0 f \varepsilon \left( \frac{2k}{k+1} \lambda^2 + \varepsilon^{k-1} \right) = p_0 f \varepsilon (1 + \lambda^2). \quad (1.28)$$

Импульс сил в критическом сечении, т. е. при  $\lambda = 1$ ,

$$I_* = 2p_0 f_* \varepsilon_*. \quad (1.29)$$

С учетом уравнения (1.22) приведенный импульс сил

$$z = \frac{I}{I_*} = \frac{f \varepsilon (1 + \lambda^2)}{2f_* \varepsilon_*} = 0,5 \left( \lambda + \frac{1}{\lambda} \right). \quad (1.30)$$

На рис. 1.3 показана зависимость  $z = f(\lambda)$ . При  $\lambda = 0$   $z = \infty$ ; при  $\lambda = 1$   $z = 1$ ; при  $\lambda = \lambda_{\text{макс}} = \sqrt{(k+1)/(k-1)}$   $z = k/\sqrt{k^2-1}$ .

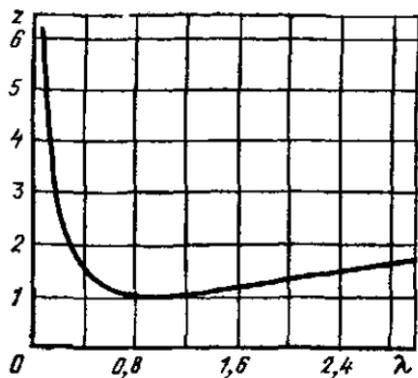


Рис. 1.3.  $z = f(\lambda)$

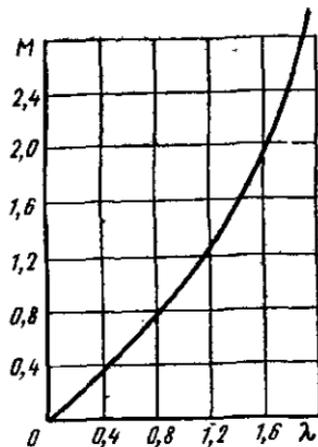


Рис. 1.4.  $M = f(\lambda)$

В некоторых расчетах, в частности при расчете характеристик струйных компрессоров и эжекторов без диффузоров, удобно использовать отношение газодинамических функций

$$\omega = \frac{q}{\Pi} = \frac{\lambda}{\varepsilon_* \Pi^{k-1/k}} = \frac{\lambda}{\varepsilon_* \tau} = \frac{\lambda}{\varepsilon_* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)}, \quad (1.31)$$

значения которых приведены в приложениях 3—5.

В некоторых случаях при расчете струйных аппаратов используется число Маха, т. е. отношение изоэнтропной скорости газа к местной скорости звука  $a$ :

$$M = \omega_a/a. \quad (1.32)$$

Скорость звука в упругой среде

$$a = \sqrt{kRT}, \quad (1.33)$$

где  $T$  — температура среды, К;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·град).

Связь между  $M$  и  $\lambda$  определяется выражениями

$$\lambda = M \sqrt{\frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}; \quad (1.34a)$$

$$M = \lambda \sqrt{\frac{1}{\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \lambda^2}}, \quad (1.34b)$$

в соответствии с которыми  $M = 0$  при  $\lambda = 0$ ;  $M = 1$  при  $\lambda = 1$ ;  $M = \infty$  при  $\lambda = \lambda_{\text{макс}}$ . На рис. 1.4 показана зависимость  $M = f(\lambda)$ .

## 1.5. Скорость звука в реальных газах и газожидкостных смесях

В ряде случаев струйные аппараты работают на реальных газах или насыщенном паре. В таких средах показатель адиабаты  $k$  — переменная величина. В этих условиях весьма неудобно использование формулы (1.10) для расчета критической скорости потока.

Выражение для определения скорости звука в реальном газе при изоэнтропном течении выводится из уравнения Пуассона (1.15):

$$(\rho/\rho^k)_s = \text{const.}$$

Дифференцируя уравнение Пуассона, получаем

$$d(\rho/\rho^k)_s$$

или

$$(d\rho\rho^k - k\rho\rho^{k-1}d\rho)/\rho^{2k} = 0.$$

Отсюда следует, что

$$(d\rho/d\rho)_s = (k\rho/\rho)_s. \quad (1.35)$$

Как известно, скорость звука определяется по (1.8):

$$a = \sqrt{kRT} = \sqrt{k\rho/\rho}.$$

На основе (1.35) скорость звука в реальных газах может быть выражена как корень квадратный из отношения дифференциала изменения давления к дифференциалу изменения плотности при изоэнтропном процессе расширения:

$$a = \sqrt{(\partial p/\partial \rho)_s}. \quad (1.36)$$

Формула (1.36) известна как уравнение Лапласа. Для технических расчетов формула Лапласа может быть записана в следующем виде:

$$a = \sqrt{(\Delta p/\Delta \rho)_s}, \quad (1.37)$$

где  $a$  — средняя скорость звука в диапазоне указанного изоэнтропного изменения давления среды;  $\Delta p$  — небольшое конечное изменение давления;  $\Delta \rho$  — конечное изменение плотности среды при указанном изменении давления.

Пренебрегая скоростью потока перед аппаратом из-за его незначительности, можно скорость потока при его изоэнтропном расширении определить по формуле

$$\omega_a = \sqrt{2(\Delta h)_s}, \quad (1.38)$$

где  $(\Delta h)_s$  — изоэнтропное изменение энтальпии потока, Дж/кг.

На основе уравнений (1.37) и (1.38) из условия  $\omega_a = a = a_*$ , можно определить изоэнтропный перепад энтальпий  $(\Delta h_*)_s$ , соответствующий расширению потока от заторможенного состояния до критической скорости:

$$(\Delta h_*)_s = 0,5 (\Delta p/\Delta \rho)_s. \quad (1.39)$$

Критическая скорость потока

$$a_* = \sqrt{2(\Delta h_*)_s}. \quad (1.40)$$

Для определения  $(\Delta h_*)_s$  поступают следующим образом (рис. 1.5). На  $h, s$ -диаграмме через точку  $O$  с параметрами  $p_0, h_0$ , определяющими заторможенное состояние среды, проводят изоэнтропу  $s = \text{const}$ . Наносят ряд изобар  $p_1 - p_4$  в области  $p < p_0$ . Для каждого диапазона значений  $\Delta p = p_1 - p_2, \Delta p = p_2 - p_3$  и т. д. определяют  $(\Delta p / \Delta p)_s$  и  $(\Delta h)_s = h_0 - h_{\text{ср}}$ , где  $h_{\text{ср}} = (h_1 + h_2)/2, h_{\text{ср}} = \frac{(h_2 + h_3)}{2}$  и т. д. Сравни-

вают  $(\Delta h)_s$  и  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta p}\right)_s$ . Значение  $(\Delta h)_s$ , удовлетворяющее уравнению (1.39), и является критическим перепадом энтальпий  $(\Delta h_*)_s$ . Изобара, проходящая через точку, соответствующую  $(\Delta h_*)_s$ , определяет критическое давление  $p_{\text{кр}}$ .

Средний показатель адиабаты реальных газов может быть также найден на основе уравнения Пуассона. Если давление и плотность газа в заторможенном состоянии равны  $p_1$  и  $\rho_1$ , а в конце изоэнтропного расширения эти параметры газа равны  $p_2, \rho_2$ , то на основе уравнения Пуассона  $p_1/\rho_1^k = p_2/\rho_2^k$ , откуда средний показатель адиабаты газа для диапазона изменения давления от  $p_1$  до  $p_2$

$$k = \ln(p_1/p_2) / \ln(\rho_1/\rho_2). \quad (1.41)$$

На основе уравнения Лапласа (1.35) может быть также получена формула для определения скорости звука в газожидкостной, в том числе и водогазовой смеси. Средняя плотность водогазовой смеси

$$\rho_c = \frac{(1+u)}{\frac{uRT}{\rho_v} + \frac{1}{\rho_g}} = \frac{(1+u)\rho_g}{\rho_g v_g + uRT}, \quad (1.42)$$

где  $p_g$  — давление газа, Па;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $T$  — температура газа, К;  $v_g$  — удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;  $u = G_g/G_v$  — отношение массы газа  $G_g$  к массе воды  $G_v$  в смеси. В водовоздушных эжекторах  $u$  — массовый коэффициент инжекции. В результате дифференцирования (при постоянной температуре) уравнения (1.42) находим

$$\frac{\partial p}{\partial p} = \frac{(\rho_g v_g + uRT)^2}{(1+u)uRT}. \quad (1.43)$$

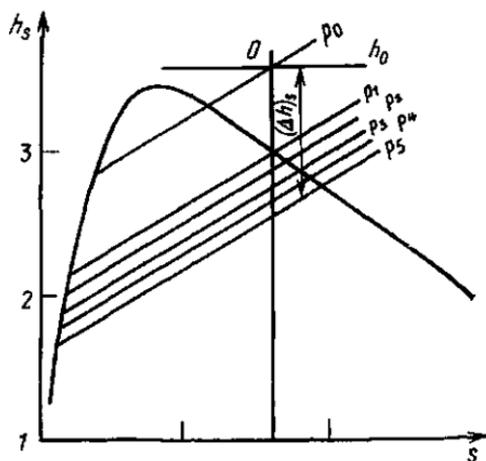


Рис. 1.5. К определению критических параметров потока

В соответствии с уравнением Лапласа из зависимости (1.43) следует, что скорость звука в водовоздушной смеси, м/с,

$$a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}} = \frac{(\rho_r v_r + u RT)}{\sqrt{(1+u) u RT}}. \quad (1.44)$$

Связь между объемным и массовым коэффициентами инжекции водовоздушного эжектора определяется уравнением

$$u_0 = \frac{V_r}{V_b} = \frac{G_r v_r}{G_b v_b} = u \frac{v_r}{v_b} = u \frac{RT}{\rho_r v_b}, \quad (1.45a)$$

или

$$u = u_0 \frac{\rho_r v_b}{RT}, \quad (1.45b)$$

где  $V_r$  и  $V_b$  — объемы газа и воды в смеси, м<sup>3</sup>;  $v_r$ ,  $v_b$  — удельные объемы газа и воды, м<sup>3</sup>/кг.

Из совместного решения уравнений (1.44) и (1.45) следует

$$a = \frac{\rho_r + u_0 \rho_r}{\sqrt{u_0 \rho_r \left( \rho_b + \frac{u_0 \rho_r}{RT} \right)}}, \quad (1.46a)$$

где  $\rho_b = 1/v_b$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

В связи с тем что значение  $u_0 \rho_r / RT$  незначительно по сравнению с  $\rho_b$ , им можно пренебречь. В этом случае скорость звука в водовоздушной смеси, м/с,

$$a = \frac{1 + u_0}{\sqrt{\frac{u_0 \rho_b}{\rho_r}}}. \quad (1.46b)$$

На рис. 1.6 приведена зависимость  $a = f(\rho_r, u_0)$ , построенная по (1.46b). Как видно из (1.46), при  $u_0 = 0$   $a = \infty$ , что вполне закономерно, поскольку в этом случае рассматриваемая среда представляет собой воду без примеси воздуха.

При  $u_0 = \infty$  значение  $a$  должно находиться по (1.46a), так как в этом случае значение  $\frac{u_0 \rho_r}{RT} = \infty$  и им пренебрегать нельзя. Из (1.46a) следует, что при  $u_0 = \infty$   $a = \sqrt{RT}$ .

На основе (1.46b) из условия  $da/du_0 = 0$  находят значение  $u_0$ , соответствующее минимальной скорости звука:

$$\frac{da}{du_0} = 0,5 \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_b}} \left( \frac{1}{u_0^{0,5}} - \frac{1}{u_0^{1,5}} \right) = 0. \quad (1.47)$$

Отсюда  $u_0 (a = \text{мин}) = 1$ , а минимальное значение скорости звука, м/с,

$$a_{\text{мин}} = 2\sqrt{p_r/\rho_B}. \quad (1.48)$$

Считая водовоздушную смесь условно упругой средой, можно на основе уравнения (1.35) определить показатель адиабаты этой среды. Из условия  $a = \sqrt{k p_r v_c}$  следует, что

$$k = a^2/p_r v_c, \quad (1.49)$$

где  $v_c$  — удельный объем водовоздушной смеси, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_c = \frac{v_B + u v_r}{1 + u}. \quad (1.50)$$

Из совместного решения (1.50) и (1.45б) следует

$$p_r v_c = \frac{p_r + u_0 p_r}{\rho_B + \frac{u_0 p_r}{RT}}. \quad (1.51)$$

Из совместного решения (1.46а), (1.49) и (1.51) находим

$$k = 1 + 1/u_0. \quad (1.52)$$

При  $u_0 = 0$   $k = \infty$ ; при  $u_0 = \infty$   $k = 1$ .

### 1.6. Прямой скачок уплотнений

Переход сверхкритической скорости газового потока в докритическую в трубопроводе постоянного сечения сопровождается резким повышением температуры, плотности и давления. Такой процесс называется скачком уплотнений.

Определим степень повышения температуры, плотности и давления газа в скачке уплотнений. Параметры газа до скачка: давление  $p_d$ , Па; плотность  $\rho_d$ , кг/м<sup>3</sup>; скорость  $w_d > a_*$ , м/с. Параметры газа после скачка: давление  $p_n$ , Па; плотность  $\rho_n$ , кг/м<sup>3</sup>; скорость  $w_n$ , м/с.

Импульс сил в прямом скачке остается постоянным. Импульс сил до скачка равен импульсу после скачка:

$$z(\lambda)_d = z(\lambda)_n.$$

В этих условиях из (1.30) следует

$$\lambda_d + \frac{1}{\lambda_d} = \lambda_n + \frac{1}{\lambda_n}, \quad (1.53)$$

где  $\lambda_d$  — приведенная скорость потока до скачка;  $\lambda_n$  — приведенная скорость после скачка.

Уравнение (1.53) имеет два решения:

$$\lambda_n = \lambda_d; \quad (1.54a)$$

$$\lambda_n = 1/\lambda_d. \quad (1.54б)$$

Решение (1.54а) соответствует изэнтропному течению. Решение (1.54б) соответствует прямому скачку.

Из решения (1.54б) следует, что в прямом скачке

$$\left. \begin{aligned} \lambda_n \lambda_d &= 1; \\ \omega_n \omega_d &= a_*^2, \end{aligned} \right\} \quad (1.55)$$

где  $\omega_d$  и  $\omega_n$  — скорости потока до и после скачка, м/с;  $a_*$  — критическая скорость потока, м/с.

Из первого закона термодинамики (закона сохранения энергии) следует

$$h_0 = h_d + \frac{\lambda_d^2 a_*^2}{2} = h_n + \frac{\lambda_n^2 a_*^2}{2}, \quad (1.56)$$

где  $h_0$ ,  $h_d$ ,  $h_n$  — удельные энтальпии потока соответственно в заторможенном состоянии, до и после скачка, кДж/кг.

При  $c_p = \text{const}$  (1.56) принимает вид

$$T_0 = T_d + \frac{\lambda_d^2 a_*^2}{2c_p} = T_n + \frac{\lambda_n^2 a_*^2}{2c_p}, \quad (1.57)$$

где  $T_0$ ,  $T_d$ ,  $T_n$  — температуры потока в заторможенном состоянии, до скачка, после скачка, К.

Поскольку

$$\frac{a_*^2}{2c_p} = \frac{k-1}{k+1} T_0, \quad (1.58)$$

из совместного решения уравнений (1.57) и (1.58) следует

$$\frac{T_n}{T_d} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_n^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_d^2} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_d^2}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_d^2}. \quad (1.59)$$

Из условия сохранения массы

$$\omega_d \rho_d f = \omega_n \rho_n f, \quad (1.60)$$

где  $\rho_d$  и  $\rho_n$  — плотности потока до и после скачка, кг/м<sup>3</sup>.

При постоянном сечении трубопровода, т. е. при  $f = \text{const}$ , уравнение (1.60) принимает вид

$$\omega_d \rho_d = \omega_n \rho_n$$

или

$$\rho_n / \rho_d = \omega_d / \omega_n = \lambda_d a_* / (\lambda_n a_*) = \lambda_d / \lambda_n. \quad (1.61)$$

С учетом уравнения (1.54б)

$$\left. \begin{aligned} \rho_{\Pi} / \rho_{\text{д}} &= \lambda_{\text{д}}^2; \\ \rho_{\Pi} &= \rho_{\text{д}} \lambda_{\text{д}}^2. \end{aligned} \right\} \quad (1.62)$$

На основе уравнения Клапейрона—Менделеева

$$\left. \begin{aligned} p_{\text{д}} &= RT_{\text{д}} \rho_{\text{д}}; \\ p_{\Pi} &= RT_{\Pi} \rho_{\Pi}, \end{aligned} \right\} \quad (1.63)$$

откуда следует

$$\frac{p_{\Pi}}{p_{\text{д}}} = \frac{T_{\Pi}}{T_{\text{д}}} \frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{\text{д}}}. \quad (1.64)$$

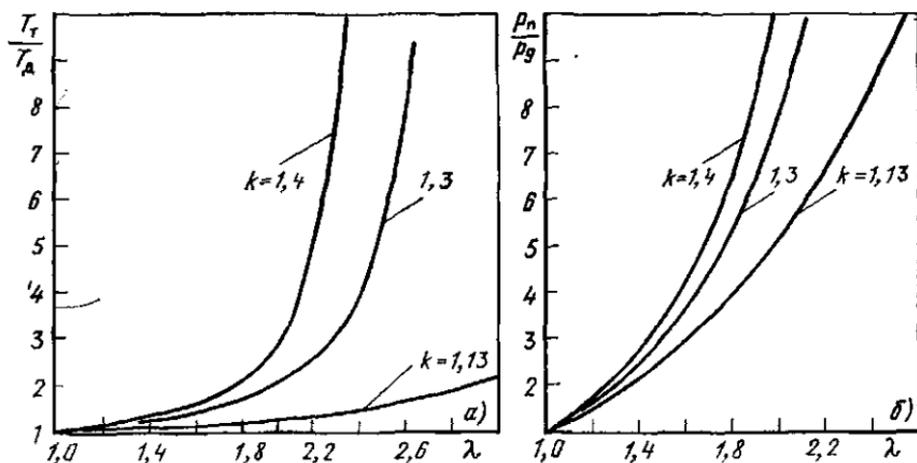


Рис. 1.7. Изменение параметров потока в прямом скачке уплотнений:  
а — степень изменения температуры; б — степень изменения давления

Из совместного решения уравнений (1.64), (1.59) и (1.61) следует

$$\frac{p_{\Pi}}{p_{\text{д}}} = \frac{\lambda_{\text{д}}^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{д}}^2}. \quad (1.65a)$$

На рис. 1.7 показан характер изменения параметров потока в прямом скачке уплотнений.

Степень повышения давления в прямом скачке может быть также выражена через число Маха. С учетом зависимости (1.34)

$$\frac{p_{\Pi}}{p_{\text{д}}} = \frac{2k}{k+1} M_{\text{д}}^2 - \frac{k-1}{k+1}. \quad (1.65б)$$

## 1.7. Анализ эффективности струйных аппаратов

Совершенство струйных аппаратов определяется значением КПД, представляющим собой отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком:

$$\eta = \frac{u(e_p - e_n)}{e_p - e_c}, \quad (1.66)$$

где  $e_p$ ,  $e_n$ ,  $e_c$  — удельные эксергии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков.

Удельной эксергией называют работу, которую можно получить с помощью одной массовой единицы рабочего тела, например 1 кг газа или пара, при обратимом изменении параметров торможения рабочего тела до параметров окружающей среды.

Удельная эксергия, кДж/кг, определяется по формулам [77]

$$e = h_0 - h_{0,c} - T_{0,c}(s_0 - s_{0,c}), \quad (1.67a)$$

или

$$e = c_p(T_0 - T_{0,c}) \left(1 - \frac{T_{0,c}}{T_{cp}}\right) + RT_{0,c} \ln \frac{p_0}{p_{0,c}}, \quad (1.67b)$$

где  $h_0$ ,  $T_0$ ,  $p_0$ ,  $s_0$  — удельная энтальпия, температура, давление, удельная энтропия рабочего тела в изоэнтропно заторможенном состоянии;  $h_{0,c}$ ,  $T_{0,c}$ ,  $p_{0,c}$ ,  $s_{0,c}$  — удельная энтальпия, температура, давление, удельная энтропия рабочего тела в состоянии равновесия с окружающей средой. Обычно принимают  $T_{0,c} = 293$  К,  $p_{0,c} = 100$  кПа.

$$T_{cp} = \frac{T_0 - T_{0,c}}{\ln \frac{T_0}{T_{0,c}}}.$$

С учетом (1.67a) выражение для КПД струйного аппарата принимает вид

$$\eta = \frac{u[h_c - h_n - T_{0,c}(s_c - s_n)]}{h_p - h_c - T_{0,c}(s_p - s_c)} \quad (1.68)$$

где  $h_p$ ,  $h_n$ ,  $h_c$  — удельные энтальпии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков в заторможенном состоянии;  $s_p$ ,  $s_n$ ,  $s_c$  — удельные энтропии этих потоков в заторможенном состоянии.

Сравним эффективность работы идеального и реального газоструйных аппаратов при одних и тех же начальных параметрах рабочей и инжектируемой сред ( $p_p = \text{idem}$ ,  $e_p = \text{idem}$ ,  $p_n = \text{idem}$ ,  $e_n = \text{idem}$ ).

На рис. 1.8 в  $h$ ,  $s$ -диаграмме показаны параметры взаимодействующих потоков для рассматриваемой задачи.

Состояние рабочего потока перед аппаратом определяется точкой  $p$  (энтропия  $s_p$ , энтальпия  $h_p$ , давление  $p_p$ ). Состояние инжектируемого потока перед аппаратом определяется точкой  $n$  (энтропия  $s_n$ , энтальпия  $h_n$ , давление  $p_n$ ).

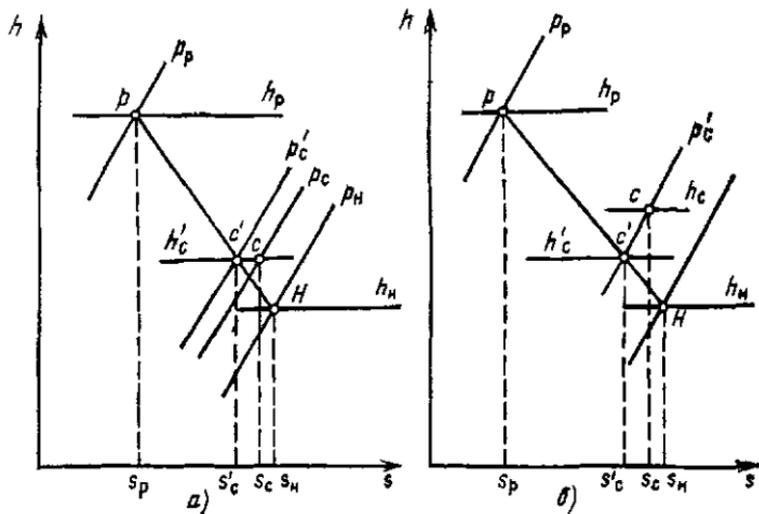


Рис. 1.8. Параметры взаимодействующих потоков струйного аппарата в  $h$ ,  $s$ -диаграмме:

$a$  — задан коэффициент инжекции  $u'$ ;  $b$  — задано давление сжатия  $p'_c$

При заданном коэффициенте инжекции  $u'$  энтальпия сжатого потока  $h'_c$  независимо от эффективности аппарата определяется на основе первого закона термодинамики по формуле

$$h'_c = \frac{h_p + u h_n}{1 + u}. \quad (1.69)$$

При постоянной энтальпии сжатого потока  $h'_c$  давление сжатого потока может быть различным в зависимости от эффективности струйного аппарата.

В идеальном процессе энтропия системы не меняется, поэтому сумма энтропий рабочего и инжектируемого потоков на входе в аппарат равна энтропии сжатого потока на выходе из аппарата:

$$s'_c = \frac{s_p + u s_n}{1 + u}. \quad (1.70)$$

На рис. 1.8,  $a$  уравнениям (1.69) и (1.70) удовлетворяет точка  $c'$ , лежащая на прямой  $pn$ , соединяющей на  $h$ ,  $s$ -диаграмме точки  $p$  и  $n$ , соответствующие начальным состояниям рабочего и инжектируемого потоков. Изобара  $p'_c$ , проходящая через эту точку, определяет давление сжатия в идеальном струйном аппарате. Точка  $c'$  делит прямую  $pn$  на отрезки  $pc'/c'n = u$ .

В действительном струйном аппарате процесс инжекции происходит с потерями, что вызывает рост энтропии  $s$  и соответствующее снижение давления  $p_c$  сжатого потока при неизменной энтальпии  $h'_c$ .

Состояние сжатого потока в действительном аппарате определится некоторой точкой  $c$ , энтропия которой  $s > s'$ , давление  $p_c < p'_c$ , а энтальпия равна  $h'_c$ .

Если заданным является давление сжатого потока  $p'_c$ , то действительное состояние сжатого потока определится точкой  $c$ , лежащей на изобаре  $p'_c$  с энтальпией  $h_c > h'_c$ , и энтропией  $s_c > s'_c$ . В этом случае коэффициент инжекции действительного аппарата (рис. 1.8, б)

$$u = \frac{h_p - h_c}{h_c - h_n} < u' = \frac{h_p - h'_c}{h'_c - h_n}.$$

Как видно из приведенных данных, при заданных давлениях  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p'_c$  коэффициент инжекции действительного струйного аппарата меньше коэффициента инжекции идеального аппарата.

На основе уравнения (1.66) можно написать для идеального аппарата следующее выражение:

$$1 = \frac{u' (e'_c - e_n)}{(e_p - e'_c)}, \quad (1.71)$$

где  $u'$  — коэффициент инжекции идеального аппарата;  $e'_c$  — удельная эксергия сжатого потока в идеальном аппарате.

Разделив уравнение (1.66) на уравнение (1.71), получим

$$\eta = \frac{u}{u'} \frac{(e_c - e_n)}{(e'_c - e_n)} \frac{(e_p - e'_c)}{(e_p - e_c)}. \quad (1.72)$$

Легко показать, что  $e_c > e'_c$ .

В самом деле, на основе уравнения (1.67)

$$e_c - e'_c = h_c - h'_c - T_{o.c} (s_c - s'_c) = \Delta h_c - T_{o.c} \Delta s, \quad (1.73)$$

где  $h_c$  и  $s_c$  — энтальпия и энтропия среды в состоянии  $c$ ;  $h'_c$ ,  $s'_c$  — то же в состоянии  $c'$ .

Но  $\Delta h_c = T_{cp} \Delta s$ , приближенно  $T_{cp} = (T_c + T'_c)/2$ , где  $T_c$  и  $T'_c$  — температуры среды в состояниях  $c$  и  $c'$ . Следовательно,  $e_c - e'_c = (T_{cp} - T_{o.c}) \Delta s$ . При  $T_{cp} > T_{o.c}$   $e_c > e'_c$ . Поскольку  $e'_c < e_c$ , то,  $(e_c - e_n)/(e'_c - e_n) > 1$  и  $(e_p - e'_c)/(e_p - e_c) > 1$ . Следовательно,

$$\eta > u/u'. \quad (1.74)$$

Неравенство (1.74) показывает, что при одном и том же давлении сжатия  $p_c$  КПД реального струйного аппарата больше величины отношения коэффициентов инжекции реального и идеального аппаратов, так как внутренние необратимые потери в струйном аппарате наряду со снижением коэффициента инжекции приводят к увеличению удельной эксергии сжатого потока.

В уравнении (1.67а) удельная эксергия потока выражена через удельную энтропию, т. е. через параметр, который непосредственно не замеряется. Для удобства анализа удельную эксергию потока можно выразить через параметры  $(p, T)$ , непосредственно замеряемые техническими приборами.

В (1.67б) удельная эксергия потока вещества представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = e_{\tau} + e_p, \quad (1.75)$$

где  $e_{\tau}$  — термическая составляющая удельной эксергии, кДж/кг;  $e_p$  — механическая составляющая удельной эксергии, кДж/кг.

Термическая составляющая удельной эксергии определяется по формуле [77]

$$e_{\tau} = c_p T_{o.c} \left( \frac{T_{\theta}}{T_{o.c}} - 1 \right) \left[ 1 - \frac{\ln \frac{T_{\theta}}{T_{o.c}}}{\frac{T_{\theta}}{T_{o.c}} - 1} \right], \quad (1.76)$$

где  $c_p$  — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);  $T_{\theta}$ ,  $T_{o.c}$  — температура торможения потока и температура окружающей среды.

Как видно из (1.76), термическая составляющая удельной эксергии зависит только от температуры торможения  $T_{\theta}$ , поскольку  $c_p$  и  $T_{o.c}$  — величины постоянные.

Механическая составляющая удельной эксергии потока

$$e_p = R T_{o.c} \ln \frac{p_{\theta}}{p_{o.c}}, \quad (1.77)$$

где  $R$  — газовая постоянная, кДж/(кг·К);  $p_{\theta}$ ,  $p_{o.c}$  — давление торможения потока и давление окружающей среды, Па.

При одинаковой удельной теплоемкости и одинаковой температуре торможения рабочего и инжектируемого потоков

$$T_p = T_n = T_c.$$

В этих условиях в соответствии с (1.76) должны быть также равны термические составляющие удельных эксергий рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, т. е.

$$e_{\tau.p} = e_{\tau.n} = e_{\tau.c}.$$

Поэтому при одинаковых теплоемкостях и одинаковых температурах рабочего и инжектируемого потоков в процессе преобразования энергии в струйном аппарате может только использоваться механическая составляющая эксергии и, следовательно, все потери должны компенсироваться только за счет диссипации механической составляющей эксергии.

Баланс механической составляющей эксергии в струйном аппарате на единицу массового расхода рабочего потока может быть записан так:

$$R_p T_{0.c} \ln \frac{p_p}{p_{0.c}} + u R_n T_{0.c} \ln \frac{p_n}{p_{0.c}} = (1+u) R_c T_{0.c} \ln \frac{p_c}{p_{0.c}} + D, \quad (1.78)$$

где  $R_p$ ,  $R_n$ ,  $R_c$  — газовые постоянные рабочего, инжектируемого и сжатого потоков;  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p_c$  — давления торможения рабочего, инжектируемого и сжатого потоков;  $D$  — потеря (диссипация) эксергии.

При идеальном преобразовании энергии  $D = 0$ . В этом случае при  $R_p = R_n = R_c$  уравнение (1.78) принимает следующий вид:

$$\ln \frac{p_p}{p_{0.c}} + u \ln \frac{p_n}{p_{0.c}} = (1+u) \ln \frac{p_c}{p_{0.c}}$$

или

$$\ln p_p p_n^u = \ln p_c^{1+u}. \quad (1.79)$$

Отсюда следует, что достижимое давление сжатия в идеальном процессе преобразования энергии

$$p_c = (p_p p_n^u)^{1/1+u} = p_p^{1/1+u} p_n^{u/1+u}. \quad (1.80)$$

Например, при  $p_p = 1$  МПа,  $p_n = 0,1$  МПа и  $u = 1,5$  достижимое давление сжатия при идеальном процессе преобразования энергии

$$p_c = [1 \cdot 0,1^{1,5}]^{0,4} = 0,25 \text{ МПа.}$$

На основе (1.80) выводится также формула для определения достижимого коэффициента инжекции при идеальном процессе преобразования энергии

$$u = \frac{\ln \frac{p_p}{p_c}}{\ln \frac{p_n}{p_c}} = \frac{\ln \frac{p_p}{p_n}}{\ln \frac{p_c}{p_n}} - 1. \quad (1.81)$$

Значения  $p_c$  и  $u$ , определяемые по (1.80) и (1.81), относятся к условиям, когда эксергетический КПД процесса преобразования энергии  $\eta_{экс} = 1$ .

В струйных аппаратах, даже идеализированных, т. е. без потерь на трение,  $\eta_{экс} < 1$ , поскольку основной особенностью струйных аппаратов является выравнивание скоростей смешиваемых потоков, а этот процесс приводит к потере на удар, т. е. к потере (диссипации) части работоспособной энергии потоков.

Для простоты рассмотрим, чему равна эта потеря при изобарном процессе, когда давление по длине камеры смешения остается постоянным и происходит только выравнивание профиля скоростей сме-

шанного потока. В действительности в камере смешения происходит более сложный процесс, сопровождающийся изменением давления в процессе выравнивания профиля скоростей.

При изобарном процессе количество движения смеси на выходе из камеры смешения равно сумме количеств движения поступающих в камеру смешения потоков:

$$[(G_p + G_n) \omega_3 = G_p \omega_{p2} + G_n \omega_{n2}, \quad (1.82)$$

где  $G_p$  и  $G_n$  — расходы рабочего и инжестируемого потоков, кг/с;  $\omega_{p2}$ ,  $\omega_{n2}$ ,  $\omega_3$  — скорости рабочего и инжестируемого потоков на входе в камеру смешения и смешанного потока на выходе из камеры смешения, м/с.

Отсюда

$$\omega_3 = \frac{G_p \omega_{p2} + G_n \omega_{n2}}{G_p + G_n}. \quad (1.83)$$

Кинетическая энергия рабочего и инжестируемого потоков на входе в камеру смешения

$$E_{вх} = G_p \frac{\omega_{p2}^2}{2} + G_n \frac{\omega_{n2}^2}{2}. \quad (1.84)$$

Кинетическая энергия смешанного потока на выходе из камеры смешения

$$E_{вых} = (G_p + G_n) \frac{\omega_3^2}{2} = \frac{(G_p \omega_{p2}^2 + G_n \omega_{n2}^2)^2}{2(G_p + G_n)}.$$

Потеря на удар при смешении

$$\Delta E = E_{вх} - E_{вых} = 0,5 \frac{G_p G_n}{G_p + G_n} (\omega_{p2} - \omega_{n2})^2. \quad (1.85)$$

Доля подведенной кинетической энергии, теряемой на удар, т. е. относительная потеря на удар,

$$\delta E = \frac{\Delta E}{E_{вх}} = \frac{u \left(1 - \frac{\omega_{n2}^2}{\omega_{p2}^2}\right)^2}{(1+u) \left(1 + u \frac{\omega_{n2}^2}{\omega_{p2}^2}\right)}, \quad (1.86)$$

где  $u = G_n/G_p$  — коэффициент инжестии аппарата.

Коэффициент полезного действия процесса смешения

$$\eta_{п.с} = 1 - \delta E. \quad (1.87)$$

Коэффициент полезного действия процесса смешения может одновременно рассматриваться как КПД идеализированного струйного аппарата, т. е. аппарата, в котором отсутствуют потери работоспособ-

ности (эксергии) на трение в рабочем сопле, камере смешения и диффузоре; единственной потерей является потеря на удар.

Как видно из (1.86), потеря на удар зависит в первую очередь от отношения скоростей инжектируемого и рабочего потоков на входе в камеру смешения  $w_{н2}/w_{р2}$ . Чем это отношение ближе к единице, тем меньше потеря на удар. При  $w_{н2}/w_{р2} = 1$   $\delta E = 0$ ; при  $w_{н2}/w_{р2} = 0$  потеря на удар достигает максимального значения  $\delta E_{\text{макс}} = u/(1+u)$ . Относительная потеря на удар зависит также от коэффициента инжекции  $u$ , возрастая при увеличении  $u$ . На рис. 1.9 показана зависимость  $\delta E$ ,  $\eta_{п.с} = f(w_{н2}/w_{р2}, u)$ .

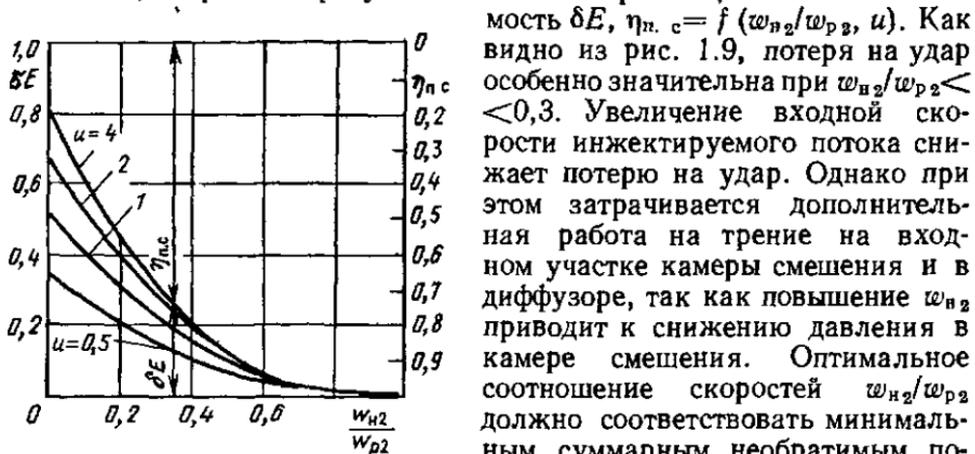


Рис. 1.9. Зависимость  $\delta E$ ,  $\eta_{п.с} = f \times (w_{н2}/w_{р2}, u)$

Как видно из рис. 1.9, потеря на удар особенно значительна при  $w_{н2}/w_{р2} < 0,3$ . Увеличение входной скорости инжектируемого потока снижает потерю на удар. Однако при этом затрачивается дополнительная работа на трение на входном участке камеры смешения и в диффузоре, так как повышение  $w_{н2}$  приводит к снижению давления в камере смешения. Оптимальное соотношение скоростей  $w_{н2}/w_{р2}$  должно соответствовать минимальным суммарным необратимым потерям в аппарате или, что то же, максимальному КПД струйного аппарата в целом.

### 1.8. Схемы струйных установок

Струйные установки могут выполняться как в виде одного, так и в виде группы струйных аппаратов, включенных последовательно или параллельно.

При последовательной схеме включения струйных аппаратов полный перепад давлений  $p_c - p_n^I$  или полная степень сжатия  $p_c/p_n^I$  получается в результате работы нескольких последовательно включенных аппаратов (ступеней). Здесь  $p_n^I$  — давление всасывания первой ступени;  $p_c$  — давление сжатия последней ступени. Каждый из последовательно включенных аппаратов создает часть полного перепада давлений (или степени сжатия). При последовательной схеме включения давление сжатия (нагнетания) первой ступени  $p_c^I$  практически <sup>1</sup> равно давлению всасывания второй ступени  $p_n^{II}$ , т. е.  $p_c^I = p_n^{II}$ . Аналогично давление сжатия второй ступени равно давлению всасывания третьей ступени:  $p_c^{II} = p_n^{III}$  и т. д.

<sup>1</sup> Если пренебречь потерей давления в соединительной линии.

Суммарный коэффициент инжекции многоступенчатой струйной установки определяется как отношение расхода инжектируемой среды первой (нижней) ступени к суммарному расходу рабочей среды во всех ступенях установки:

$$u = G_n^I / \sum G_p. \quad (1.88)$$

При заданных давлениях инжектируемой среды в первой ступени  $p_n^I$ , сжатой среды после струйной установки  $p_c$  и рабочей среды перед струйной установкой  $p_p$  энергетическая эффективность струйной установки характеризуется суммарным коэффициентом инжек-

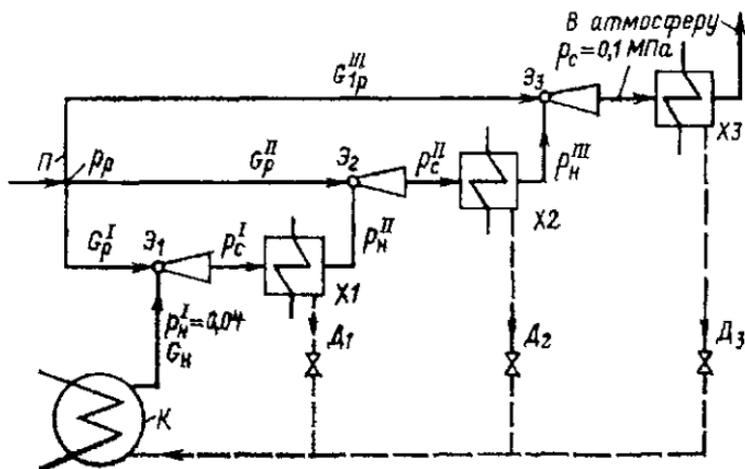


Рис. 1.10. Принципиальная схема трехступенчатой паровоздушной струйной установки:

$\mathcal{E}_1$ — $\mathcal{E}_3$  — струйные эжекторы соответственно первой, второй и третьей ступеней;  $X1$ — $X3$  — холодильники соответственно первой, второй и третьей ступеней;  $K$  — конденсатор, из которого отсасывается паровоздушная смесь;  $P$  — коллектор рабочего пара;  $D_1$ — $D_3$  — дренажи конденсата из холодильников соответственно первой, второй и третьей ступеней

ции  $u$ . Чем больше суммарный коэффициент инжекции  $u$ , тем меньше расходуется рабочей среды  $\sum G_p$  на повышение давления заданного количества инжектируемой среды  $G_n^I$  от давления  $p_n^I$  до давления  $p_c$ .

Если в промежутке между ступенями из установки выводится значительное количество смешанной среды, вследствие чего расход инжектируемой среды через каждую последующую ступень меньше, чем расход смешанной среды после предыдущей ступени, то суммарный коэффициент инжекции многоступенчатой установки, как правило, получается большим, чем коэффициент инжекции одноступенчатой установки. В этих условиях применение многоступенчатых струйных установок вместо одноступенчатых оправдывается энергетически. Такие условия, в частности, имеют место в парожеторных установках конденсаторов паровых турбин, воздушных эжекционных

холодильных установках, установках струйных насосов, подающих воду с одного горизонта в линии, находящиеся под различными давлениями, и т. п.

На рис. 1.10 показана принципиальная схема трехступенчатой паровоздушной струйной установки для отвода паровоздушной смеси из конденсатора паровой турбины в атмосферу. Инжектируемая паровоздушная смесь, поступающая в эжектор первой ступени  $\mathcal{E}_1$ , имеет давление  $p_n^I = 4$  кПа. После диффузора эжектора третьей ступени  $\mathcal{E}_3$  давление равно  $p_c = 108$  кПа. При этом давлении воздух отводится в атмосферу. Полная степень сжатия, развиваемая этой установкой,  $p_c/p_n^I = 27$ . Если полная степень сжатия распределяется равномерно между тремя ступенями, то степень сжатия в каждой ступени  $\sqrt[3]{p_c/p_n^I} = 3$ .

Как видно из схемы, после каждой ступени установлен холодильник  $X$ , в котором конденсируется значительное количество пара, содержащегося в паровоздушной смеси после эжектора. Конденсат выводится из установки, благодаря чему сокращается расход инжектируемой среды через последующую ступень эжектора, что в свою очередь приводит к снижению расхода рабочего пара  $G_p$ .

В данной установке наличие холодильников позволяет еще, кроме того, сохранить на станции конденсат рабочего и инжектируемого пара. Суммарный коэффициент инжекции такой установки определяется по следующим формулам:

при двухступенчатой схеме

$$u = u^I u^{II} / (u^I + u^{II}); \quad (1.89)$$

при трехступенчатой схеме

$$u = \frac{u^I u^{II} u^{III}}{u^I u^{II} + u^I u^{III} + u^{II} u^{III}}, \quad (1.90)$$

где  $u^I$ ,  $u^{II}$ ,  $u^{III}$  — коэффициенты инжекции первой, второй и третьей ступеней;  $u^I = G_n^I/G_p^I$ ;  $u^{II} = G_n^{II}/G_p^{II}$ ;  $u^{III} = G_n^{III}/G_p^{III}$ ;  $G_n$  — расход инжектируемой среды в первой ступени;  $G_p^I$ ,  $G_p^{II}$ ,  $G_p^{III}$  — расходы рабочих (инжектирующей) среды в первой, второй и третьей ступенях.

Если отсутствует отвод среды из установки между ступенями, то последовательное включение струйных аппаратов невыгодно.

## ГАЗОСТРУЙНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

## 2.1. Принципиальная схема и процесс работы струйного компрессора

Наиболее общим случаем расчета струйных аппаратов, в которых не происходит изменения агрегатного состояния, является расчет однофазных струйных аппаратов с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия. Такие газоструйные аппараты обычно называются струйными компрессорами. В данной главе рассматривается работа струйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения, получивших наибольшее распространение на практике.

Теоретические методы выбора оптимальной формы камеры смешения струйных аппаратов пока не разработаны. Экспериментально установлено, что цилиндрическая камера смешения дает большую степень восстановления давления по сравнению с камерами другого профиля. Только при больших степенях сжатия, что обычно имеет место в газоструйных эжекторах, когда в цилиндрической камере смешения наступают предельные режимы, при очень малых коэффициентах инжекции от этой формы камеры смешения приходится отказываться. (Этот вопрос рассмотрен подробно в гл. 3.)

На рис. 2.1 представлена принципиальная схема струйного компрессора с цилиндрической камерой смешения; под ней показано изменение статических давлений. Рабочий газ с давлением  $p_p$  и скоростью  $w_p$  подводится к рабочему соплу<sup>1</sup>. Последнее имеет форму сопла Лавала с расширяющейся выходной частью, поскольку обычно степень расширения газа в сопле  $p_p/p_n > 1/\Pi_*$ .

Давление газа в сопле снижается от  $p_p$  до  $p_{p1} = p_n$ , а скорость увеличивается от  $w_p$  до  $w_{p1}$ . Скорость газа  $w_{p1}$  в сечении  $f_{p1}$  на выходе из сопла больше критической скорости  $a_{p*}$ , которую газ имеет в критическом сечении сопла  $f_{p*}$ . Рабочий газ, выходящий из сопла в приемную камеру со скоростью  $w_{p1}$ , подсасывает из приемной камеры газ, который поступает в приемную камеру с давлением  $p_n$ .

По мере удаления от сопла массовый расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет присоединения массы инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения, заполняет все сечение  $f_4$  приемной камеры.

Массовый расход движущегося потока достигает в этом сечении значения  $G_p + G_n$ , где  $G_p$  — расход рабочего газа, кг/с;  $G_n$  — расход инжектируемого газа, кг/с. Профиль скоростей в этом сечении имеет

<sup>1</sup> Поскольку скорость газа  $w$  в подводящем трубопроводе, как правило, невелика, давление газа  $p_p$  практически равно давлению торможения.

большую неравномерность по радиусу. На границе струи скорость потока мала. На оси струи скорость потока близка к скорости истечения рабочего потока из сопла.

Сечение, занимаемое потоком, при дальнейшем движении определяется профилем проточной части струйного аппарата, так как любое сечение струйного аппарата правее сечения  $f_4$  заполнено движущимся потоком. Сечение  $f_4$  является конечным сечением приемной камеры

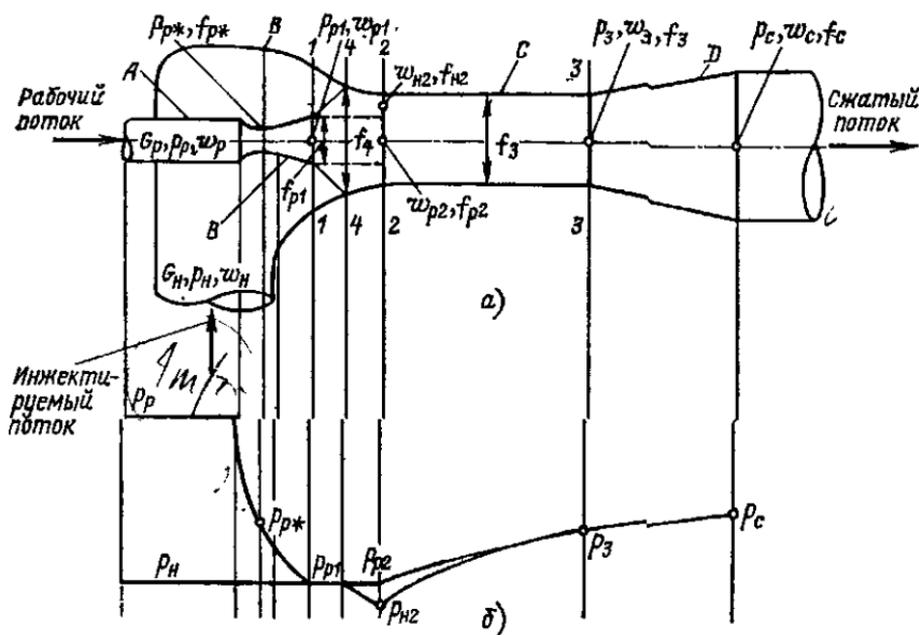


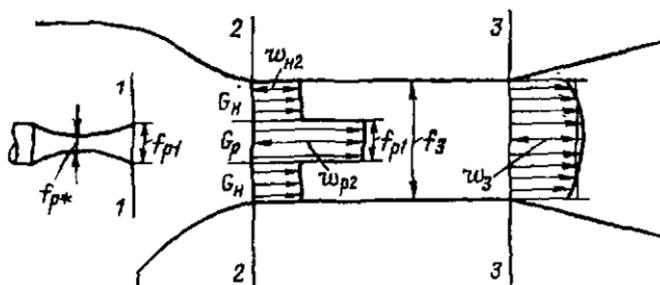
Рис. 2.1. Схема струйного компрессора;

а — схема струйного аппарата; б — изменение давления вдоль струйного аппарата; А — рабочее сопло; В — приемная камера; С — камера смешения; D — диффузор

и начальным сечением камеры смешения. В большинстве случаев, когда основная часть камеры смешения имеет цилиндрическую форму с сечением  $f_3 < f_4$  и движущийся поток проходит через входной участок камеры смешения, на котором его сечение уменьшается от  $f_4$  до  $f_3$ , скорость потока на этом участке растет, а давление падает. Во входном сечении 2-2 цилиндрического участка камеры смешения давление инжектируемого потока равно  $p_2$ .

Если при сверхкритическом отношении давлений  $p_p/p_H > 1/\Pi_*$  в струйном компрессоре установлено нерасширяющееся рабочее сопло или сопло Лавали с недостаточной по размеру площадью выходного сечения, то в выходном сечении сопла устанавливается более высокое давление, чем в приемной камере. В этом случае рабочий поток по выходе из сопла продолжает расширяться, скорость его растет, растет

Рис. 2.2. Эпюры скоростей во входном и выходном сечениях камеры смешения



также сечение, занимаемое этим потоком, т. е. рабочий поток на некоторой длине пути по выходе из сопла ведет себя так же, как и в расширяющейся части сопла. По мере удаления от сопла давления рабочего и инжектируемого потоков выравниваются и на некотором расстоянии от сопла делают одинаковыми.

На рис. 2.2 схематически показан профиль скоростей в двух крайних сечениях цилиндрической камеры смешения: входном и выходном. Во входном сечении камеры смешения профиль скоростей весьма неравномерен. Можно условно представить поток во входном сечении состоящим из двух соосных потоков<sup>1</sup>, центрального с массовым расходом  $G_p$  и большей средней скоростью  $\omega_{p2}$  и периферийного с массовым расходом  $G_n$  и значительно меньшей скоростью  $\omega_{n2}$ . В выходном сечении камеры смешения поток имеет достаточно равномерный профиль скоростей.

В цилиндрической камере смешения процесс выравнивания скоростей потоков сопровождается также выравниванием их давления и повышением его до  $p_3$ . Далее поток поступает в диффузор, где давление его растет от  $p_3$  до  $p_c$ , а скорость снижается от  $\omega_3$  до  $\omega_c$ . При давлении  $p_c$  со скоростью  $\omega_c$  смешанный поток выходит из струйного аппарата.

На рис. 2.3 представлен процесс работы газоструйного компрессора в  $h, S$ -диаграмме. Состояние рабочего потока перед компрессором определяется точкой  $A$ ; энтальпия  $h_p$ , давление  $p_p$ . Состояние инжектируемого потока перед компрессором определяется точкой  $D$ ; энтальпия  $h_n$ , давление  $p_n$ . При заданном коэффициенте инжекции

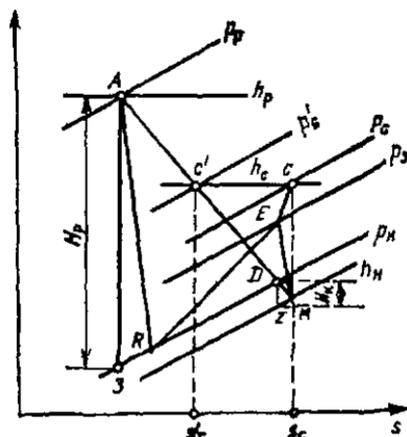


Рис. 2.3. Процесс струйного компрессора в  $h, s$ -диаграмме

<sup>1</sup> Такой профиль скоростей будет иметь место, если выходное сечение рабочего сопла  $f_{p1}$  совместить с входным сечением цилиндрической камеры смешения 2-2.

$u$  энтальпия сжатого потока на выходе из компрессора  $h_c$  определяется на основе закона сохранения энергии:

$$h_c = \frac{h_p + uh_u}{1 + u}. \quad (2.1)$$

В идеальном струйном аппарате без потерь состояние сжатого потока в  $h, s$ -диаграмме определяется точкой  $c'$  пересечения прямой  $AD$  с линией  $h_c = \text{const}$  (см. § 1.7). Энтропия этой точки  $s'_c$ . Изобара, проходящая через точку  $c'$ , определяет давление сжатого потока  $p'_c$  на выходе из идеального аппарата.

Действительный процесс струйной компрессии происходит с потерями, поэтому энтропия сжатого потока  $s_c$  после действительного струйного компрессора больше  $s'_c$ , а давление сжатого потока  $p_c$  ниже  $p'_c$ . Чем меньше потери в аппарате, тем ближе к  $p'_c$  давление сжатого потока  $p_c$ . Рабочий поток, поступающий в компрессор, расширяется в сопле от давления  $p_p$  до давления  $p_u$ . Состояние рабочего потока в конце этого расширения определяется точкой  $R$ .

В результате превращения  $H_{p\phi_1}^2$  теплоты в кинетическую энергию скорость рабочего потока во входном сечении цилиндрической камеры смещения достигает  $w_{p_2}$ . Коэффициент скорости  $\phi_1$  учитывает потери при расширении рабочего потока. Здесь  $H_p$  — изоэнтропный перепад энтальпий при расширении рабочего потока от давления  $p_p$  до давления  $p_u$ .

Инжектурируемый газ расширяется на входном участке камеры смещения от давления  $p_u$  до давления  $p_{u2}$ .

Состояние инжектурируемого потока в конце этого расширения определяется точкой  $M$ . В результате превращения  $H_{k\phi_4}^2$  теплоты в кинетическую энергию скорость инжектурируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смещения достигает  $w_{u2}$ . Коэффициентом скорости  $\phi_4$  учитываются потери при расширении инжектурируемого потока.

В камере смещения происходит выравнивание скоростей и повышение давления перемешиваемых потоков. Состояние потока в конце камеры смещения определяется точкой  $E$ . Поток имеет среднюю скорость  $w_3$  и статическое давление  $p_3$ .

Далее поток поступает в диффузор. В последнем происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную и тепловую. Состояние потока после диффузора определяется точкой  $s$ . Статическое давление потока равно  $p_c$ , энтальпия его равна  $h_c$ , энтропия его равна  $s_c$ .

При принятом в данном случае неизменном коэффициенте инжекции компрессора  $u = \text{idem}$  или неизменной энтальпии  $h_c = \text{idem}$  давление сжатого потока на выходе из диффузора реального компрессора  $p_c$  ниже, чем в идеальном компрессоре  $p'_c$  ( $p_c < p'_c$ ), из-за несовершенства процессов, происходящих в компрессоре.

## 2.2. Определение достижимых коэффициентов инжекции и степени сжатия струйного компрессора

В большинстве случаев при расчете струйных компрессоров решаются следующие две задачи:

1) определение достижимого коэффициента инжекции  $u$  компрессора при заданных параметрах рабочего ( $p_p, T_p$  или  $p_p, h_p$ ) и инжектируемого ( $p_n, T_n$  или  $p_n, h_n$ ) потоков перед аппаратом и заданном давлении сжатия  $p_c$ ;

2) определение достижимого давления сжатия компрессора  $p_c$  при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном коэффициенте инжекции  $u$ .

Составим уравнение импульсов для цилиндрического участка камеры смешения между сечениями 2-2 и 3-3 (см. рис. 2.1). Изменение количества движения равно импульсу силы.

Примем условно с целью упрощения выводов, что до поступления в камеру смешения на участке между плоскостью 1-1, совпадающей с выходным сечением рабочего сопла и входным сечением 2-2 цилиндрической камеры смешения рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются (см. рис. 2.1 и 2.2). Тогда уравнение импульсов можно записать так:

$$\varphi_2 (G_p \omega_{p2} + G_n \omega_{n2}) - (G_p + G_n) \omega_3 = (p_3 - p_{p2}) f_{p2} + (p_3 - p_{n2}) f_{n2}. \quad (2.2)$$

Здесь и в дальнейшем  $G_p, G_n$  — расходы рабочего и инжектируемого газов, кг/с;  $\omega_{p1}, \omega_{n2}, \omega_3$  — скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения, м/с;  $p_{p2}, p_{n2}, p_3$  — статические давления рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения, Па;  $f_{p2}, f_{n2}$  — площади рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения, м<sup>2</sup>;  $\varphi_2$  — коэффициент скорости камеры смешения.

Введением в первый член уравнения (2.2) множителя  $\varphi_2 < 1$  учитывается потеря количества движения в камере смешения из-за трения. Согласно принятому условию  $f_{p2} = f_{p1}$ , где  $f_{p1}$  — выходное сечение рабочего сопла, и  $\omega_{p2} = \omega_{p1}$ , где  $\omega_{p1}$  — скорость рабочего потока в выходном сечении сопла. При расчетном режиме работы компрессора  $p_{p2} = p_{p1} = p_n$ , где  $p_n$  — давление инжектируемой среды в приемной камере компрессора.

Пренебрегая начальными скоростями  $\omega_p$  и  $\omega_n$  рабочего и инжектируемого потоков в подводящих трубопроводах из-за малости этих скоростей по сравнению со скоростями этих потоков в камере смешения и вводя с помощью коэффициентов скорости поправку на неизоэнтропность процессов расширения и сжатия, можно выразить скорости потоков в характерных сечениях цилиндрической камеры смешения струйного компрессора следующими уравнениями.

Скорость рабочего потока во входном сечении

$$\omega_{p_2} = \Phi_1 a_{p*} \lambda_{p_2} = \Phi_1 a_{p*} \lambda_{p.н.} \quad (2.3)$$

При  $p_{p_2} = p_n$   $\Pi_{p_2} = p_{p_2}/p_p = p_n/p_p = \Pi_{p.н.}$ , откуда  $\lambda_{p_2} = \lambda_{p.н.}$ .  
Скорость инжектируемого потока во входном сечении

$$\omega_{n_2} = \Phi_4 a_{n*} \lambda_{n_2}. \quad (2.4)$$

Аналогично, пренебрегая скоростью  $\omega_c$  сжатого потока на выходе из диффузора, можно написать выражение для скорости смешанного потока в выходном сечении камеры смешения:

$$\omega_3 = (a_{c*} \lambda_{c3}) / \Phi_3. \quad (2.5)$$

В (2.3) — (2.5)  $\Phi_1$ ,  $\Phi_3$ ,  $\Phi_4$  — коэффициенты скорости рабочего сопла, диффузора, входного участка камеры смешения;  $a_{p*}$ ,  $a_{n*}$ ,  $a_{c*}$  — критические скорости рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, м/с:

$$\left. \begin{aligned} a_{p*} &= \sqrt{2 \frac{k_p}{k_p + 1} p_p v_p}; \\ a_{n*} &= \sqrt{2 \frac{k_n}{k_n + 1} p_n v_n}; \\ a_{c*} &= \sqrt{2 \frac{k_c}{k_c + 1} p_c v_c}; \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

$p^*$  — давление среды, Па;  $v$  — удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $k_p$ ,  $k_n$ ,  $k_c$  — показатели адиабаты рабочего, инжектируемого и сжатого потоков;  $\lambda_{p_2} = \lambda_{p.н.}$ ,  $\lambda_{n_2}$ ,  $\lambda_{c3}$  — приведенные изэнтропные скорости рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2-2 и сжатого потока в сечении 3-3;  $a_{c*} \lambda_{c3}$  — скорость на входе в диффузор, м/с, необходимая для изэнтропного сжатия потока в диффузоре от давления  $p_3$  до давления  $p_c$ .

В цилиндрической камере смешения

$$f_{p_2} + f_{n_2} = f_3. \quad (2.7)$$

Как будет показано далее (§ 2.5), критическое сечение любого потока, м<sup>2</sup>,

$$f_* = \frac{G a_*}{k \Pi_* p_0}, \quad (2.8)$$

где  $G$  — расход, кг/с;  $a_*$  — критическая скорость, м/с;  $p_0$  — давление торможения, Па;  $\Pi_*$  — относительное давление в критическом сечении [см. (1.16)];  $k$  — показатель адиабаты.

Согласно (1.20) площадь любого сечения потока  $f$  может быть выражена через площадь критического сечения  $f_*$  по формуле

$$f = f_*/q, \quad (2.9)$$

где  $q$  — приведенная массовая скорость.

\* Здесь и далее все давления абсолютные.

На основе (2.8) и (2.9) площадь рабочего потока в сечении 2-2

$$f_{p2} = \frac{G_p a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} \rho_p q_{p2}} = \frac{G_p a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} \rho_p q_{p,н}}. \quad (2.10)$$

В (2.10) принято  $q_{p2} = q_{p,н}$ , поскольку при расчетном режиме  $\rho_{p2} = \rho_p$  и, следовательно,  $\Pi_{p2} = \Pi_{p,н}$ .

Площадь инжектируемого потока в сечении 2-2

$$f_{n2} = \frac{G_n a_{n*}}{k_n \Pi_{n*} \rho_n q_{n2}}. \quad (2.11)$$

Площадь смешанного потока в сечении 3-3

$$f_3 = \frac{G_c a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c q_{c3}}, \quad (2.12)$$

где  $G_c$  — расход смешанного потока.

В (2.10) — (2.12)  $q_{p2} = q_{p,н}$ ,  $q_{n2}$ ,  $q_{c3}$  — приведенные массовые скорости рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2-2 и сжатого потока в сечении 3-3.

На основе (2.7) при цилиндрической камере смешения

$$f_3 = \frac{G_p a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} \rho_p q_{p,н}} + \frac{G_n a_{n*}}{k_n \Pi_{n*} \rho_n q_{n2}} = \frac{G_c a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c q_{c3}}. \quad (2.13)$$

На основе закона сохранения массы

$$G_c = G_p + G_n = G_p (1 + u), \quad (2.14)$$

где  $u = G_n/G_p$  — коэффициент инжекций.

После подстановки в (2.2) выражений для скоростей по (2.3) — (2.5), выражений для сечений по (2.10) — (2.13), выражений для расходов по (2.14) и соответствующих преобразований выводится следующее уравнение для расчета коэффициента инжекции газоструйного компрессора:

$$u = \frac{K_1 \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \lambda_{p,н} - K_3 \lambda_{c3}}{K_4 \lambda_{c3} - K_2 \frac{a_{n*}}{a_{c*}} \lambda_{n2}}, \quad (2.15a)$$

где  $K_1$  — коэффициент скорости рабочего потока;  $K_2$  — коэффициент скорости инжектируемого потока:

$$K_1 = \Phi_1 \Phi_2 \Phi_3; \quad (2.16)$$

$$K_2 = \Phi_2 \Phi_3 \Phi_4; \quad (2.17)$$

$$K_3 = 1 + \Phi_3 \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{\rho_c}{\rho_p} \frac{(\Pi_{c3} - \frac{\rho_n}{\rho_c})}{k_p \Pi_{p2} \lambda_{c3} q_{p,н}}; \quad (2.18a)$$

$$K_4 = 1 + \Phi_3 \frac{a_{n*}}{a_{c*}} \frac{\rho_c}{\rho_n} \frac{(\Pi_{c3} - \Pi_{c2})}{k_n \Pi_{n2} \lambda_{c3} q_{n2}}; \quad (2.19a)$$

$$\Pi_{c3} = \frac{\rho_{n2}}{\rho_c} = \Pi_{n2} \frac{\rho_n}{\rho_c}.$$

На основе экспериментальных исследований рекомендуется принимать  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ , чему соответствуют  $K_1 = 0,834$  и  $K_2 = 0,812$ .

При одинаковых показателях адиабаты и одинаковых газовых постоянных взаимодействующих потоков, т. е. при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$ , что имеет место в большинстве случаев, соотношения (2.15а) — (2.19а) существенно упрощаются.

Как показано ниже, в § 2.4, при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{a_{c*}}{a_{p*}} = \frac{1 + u \sqrt{\Theta}}{1 + u}; \quad \frac{a_{c*}}{a_{n*}} = \frac{1 + u \sqrt{\Theta}}{(1 + u) \sqrt{\Theta}},$$

где

$$\Theta = T_n/T_p = a_n^2/a_p^2.$$

При использовании указанных соотношений уравнения (2.15а), (2.18а) и (2.19а) приводятся к следующему виду:

$$u \sqrt{\Theta} = \frac{K_1 \lambda_{p, n} - K_3 \lambda_{c3}}{K_4 \lambda_{c3} - K_2 \lambda_{n2}}; \quad (2.15б)$$

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{\rho_c}{\rho_p} \frac{\left( \frac{\Pi_{c3} - \rho_n}{\rho_c} \right)}{k \Pi_* \lambda_{c3} q_{p, n}}; \quad (2.18б)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{\rho_c}{\rho_n} \frac{(\Pi_{c3} - \Pi_{c2})}{k \Pi_* \lambda_{c3} q_{n2}}, \quad (2.19б)$$

где  $\Pi_* = \Pi_{p*} = \Pi_{n*}$ .

В отличие от (2.15а), (2.18а), (2.19а) правая часть уравнений, (2.15б), (2.18б), (2.19б) не зависит от критической скорости смешанного потока  $a_{c*}$ , что значительно упрощает расчет.

Как видно из (2.15) — (2.19), для расчета достижимого коэффициента инжекции необходимо знать газодинамические функции рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения ( $\lambda_{p, n}$ ,  $q_{p, n}$ ) и ( $\lambda_{n2}$ ,  $\Pi_{n2}$ ,  $q_{n2}$ ) и смешанного потока в выходном сечении камеры смешения ( $\lambda_{c3}$ ,  $\Pi_{c3}$ ,  $q_{c3}$ ).

Из указанных газодинамических функций известны обычно только функции, относящиеся к рабочему потоку во входном сечении камеры смешения, так как при расчете струйных компрессоров обычно задаются давления рабочего и инжектируемого потоков перед компрессором  $p_p$  и  $p_n$ . Зная  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p$ , легко найти по газодинамическим таблицам значения газодинамических функций  $\lambda_{p, n}$  и  $q_{p, n}$  рабочего потока в выходном сечении сопла, которые по условию принимаются неизменными и для входного сечения 2-2 цилиндрической камеры сме-

шения. Остальные газодинамические функции должны определяться специальным расчетом, метод которого приводится ниже.

Газодинамические функции инжектируемого потока во входном сечении 2-2 цилиндрической камеры смешения ( $\lambda_{н2}$ ,  $\Pi_{н2}$ ,  $q_{н2}$ ) и смешанного потока в выходном сечении 3-3 камеры смешения ( $\lambda_{с3}$ ,  $\Pi_{с3}$ ,  $q_{с3}$ ) не могут выбираться произвольно, так как они взаимно связаны уравнением (2.13). Задача заключается в выборе таких взаимосвязанных между собой значений газодинамических функций взаимодействующих потоков, при которых достижимый коэффициент инжекции компрессора имеет максимальное значение.

При цилиндрической камере смешения приведенные массовые скорости потоков в сечениях 2-2 и 3-3 связаны следующей зависимостью, вытекающей из (2.13):

$$q_{н2} = \frac{u}{(1+u) \frac{a_{с*}}{a_{н*}} \frac{k_{н}}{k_{с}} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{с*}} \frac{\rho_{н}}{\rho_{с}} \frac{1}{q_{с3}} - \frac{a_{р*}}{a_{н*}} \frac{k_{н}}{k_{р}} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{р*}} \frac{\rho_{н}}{\rho_{р}} \frac{1}{q_{р.н}}} . \quad (2.20a)$$

При одинаковых показателях адиабаты и одинаковых газовых постоянных рабочего и инжектируемого потоков, т. е. при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$ , уравнение (2.20a) приводится к следующему виду:

$$q_{н2} = \frac{u \sqrt{\theta}}{\frac{\rho_{н}}{\rho_{с}} \frac{(1+u \sqrt{\theta})}{q_{с3}} - \frac{\rho_{н}}{\rho_{р}} \frac{1}{q_{р.н}}} \quad (2.20б)$$

Как видно из (2.20), газодинамическая функция  $q_{н2}$  инжектируемого потока в сечении 2-2 зависит от газодинамической функции  $q_{с3}$  сжатого потока в сечении 3-3.

Уравнения (2.15) — (2.19) совместно с (2.20) являются основными при расчете достижимых параметров.

Напомним, что газодинамические функции потока в данном сечении (например,  $\lambda_{н2}$ ,  $\Pi_{н2}$  и  $q_{н2}$ ), фигурирующие в расчетных уравнениях, не являются независимыми величинами, а связаны между собой соотношениями (1.22) (см. рис. 1.2).

Следует иметь в виду, что эта связь может быть неоднозначной. Например, с одним значением  $q_{н2}$  в соответствии с графиками на рис. 1.2 могут быть сопоставлены два значения  $\Pi_{н2}$  (или  $\lambda_{н2}$ ). Поскольку в данном случае речь идет о входном участке цилиндрической камеры смешения, в котором скорость инжектируемого потока не может превышать критическую ( $w_{н2} \leq a_{н*}$ ), необходимо использовать левую ветвь кривой  $q = f(\lambda)$ , соответствующую значениям  $\lambda \leq 1$  (рис. 1.2).

Как уже указывалось, значение  $\Pi_{с2}$ , фигурирующее в уравнении (2.19), связано с  $\Pi_{н2}$  соотношением

$$\Pi_{с2} = \frac{\rho_{н}}{\rho_{с}} \Pi_{н2}.$$

В том случае, когда задан коэффициент инжекции  $u$ , а искомой величиной является давление сжатия  $p_c$ , расчет проводится по модифицированному уравнению (2.15), приведенному к следующему виду:

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{\frac{a_{p*}}{a_{c*}} \left[ K_1 \lambda_{p, n} + \varphi_3 \frac{\Pi_{p, n}}{\Pi_{p*}} \frac{1}{k_p q_{p, n}} \right] + u \frac{a_{n*}}{a_{c*}} \times \left[ K_2 \lambda_{n2} + \varphi_3 \frac{\Pi_{n2}}{\Pi_{n*}} \frac{1}{k_n q_{n2}} \right] - (1 + u) \lambda_{c3}}{\varphi_3 \Pi_{c3} \left[ \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{\Pi_{p, n}}{\Pi_{p*}} \frac{1}{k_p q_{p, n}} + u \frac{a_{n*}}{a_{c*}} \frac{1}{\Pi_{n*} k_n q_{n2}} \right]} \quad (2.21a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{K_1 \lambda_{p, n} + \varphi_3 \frac{\Pi_{p, n}}{\Pi_*} \frac{1}{k q_{p, n}} + u \sqrt{\Theta} \times \left[ K_2 \lambda_{n2} + \varphi_3 \frac{\Pi_{n2}}{\Pi_*} \frac{1}{k q_{n2}} \right] - (1 + u \sqrt{\Theta}) \lambda_{c3}}{\varphi_3 \Pi_{c3} \left[ \frac{\Pi_{p, n}}{\Pi_*} \frac{1}{k q_{p, n}} + u \sqrt{\Theta} \frac{1}{\Pi_* k q_{n2}} \right]}, \quad (2.21b)$$

где  $\Pi_* = \Pi_{p*} = \Pi_{n*}$ .

Порядок определения достижимых параметров для заданных условий зависит от формулировки задачи расчета, т. е. от того, какой из параметров (коэффициент инжекции или давление сжатия) необходимо определить. Поскольку достижимые параметры струйного компрессора зависят от газодинамических параметров потоков в сечениях 2-2 и 3-3 камеры смешения, при решении как первой, так и второй задачи задаются рядом значений  $\lambda_{c3}$  в выходном сечении 3-3 камеры смешения и для каждого из них определяют достижимые параметры. На основе проведенных расчетов выбирают значения  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}}$ , соответствующие максимальным достижимым параметрам, т. е. максимальный  $u$  или  $p_c$ . Интервал возможных значений  $\lambda_{c3}$  ограничивается рядом условий, приведенных ниже.

При цилиндрической камере смешения значения  $\lambda_{c3}$ , которыми следует задаваться, должны находиться в области  $\lambda_{c3} \leq 1$ , так как скорость смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения не может быть больше критической  $w_3 \leq a_{c*}$ .

Как уже было указано, значение  $\lambda_{n2}$  также не может быть выше  $\lambda_* = 1$ . Поэтому реальный интерес представляют только те значения  $\lambda_{c3} \leq 1$ , при которых  $\lambda_{n2} \leq 1$ .

Кроме вышеуказанного ограничения газодинамических функций ( $\lambda_{c3} \leq 1$  и  $\lambda_{n2} \leq 1$ ) необходимо учесть еще одно ограничивающее условие, заключающееся в том, что не только во входном сечении цилиндрической камеры смешения  $\lambda_{n2} \leq 1$ , но в любом сечении цилиндрической камеры смешения, которое мы условно назовем S-S, ско-

рость инжектируемого потока не может превышать критическую скорость. Это условие может быть записано так:

$$\omega_{ns} \leq a_{n*} \text{ или } \lambda_{ns} \leq 1,$$

где  $\omega_{ns}$ ,  $\lambda_{ns}$  — абсолютная и приведенная изэнтропные скорости инжектируемого потока в сечении  $S-S$  цилиндрической камеры смешения.

При одинаковом статическом давлении рабочего и инжектируемого потоков в сечении  $S-S$ , равном  $p_{ps} = p_{ns} = p_n \Pi_{ns}$ , приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении  $S-S$  по аналогии с уравнением (2.20) определяется по формуле

$$q_{ns} = \frac{u}{(1+u) \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} - \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{ps}}}. \quad (2.22a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_n = R_p$

$$q_{ns} = \frac{u \sqrt{\Theta}}{\frac{p_n}{p_c} \frac{(1+u \sqrt{\Theta})}{q_{cs}} - \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{ps}}}. \quad (2.22b)$$

При критической скорости инжектируемого потока в сечении  $S-S$   $\omega_{ns} = a_{n*}$  и  $q_{ns} = q_{n*} = 1$ . В аппарате возникает так называемый второй предельный режим<sup>1</sup>.

На основе уравнения (2.22) находится коэффициент инжекции компрессора при втором предельном режиме:

$$(u_{пр})_2 = \frac{\frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} - \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{ps}}}{1 - \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}}}. \quad (2.23a)$$

При  $k_n = k_p$  и  $R_n = R_p$

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\Theta} = \frac{\frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} - \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{ps}}}{1 - \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}}}. \quad (2.23b)$$

Газодинамическая функция  $q_{ps}$  при втором предельном режиме находится по относительному давлению рабочего потока в сечении  $S-S$ :

$$\Pi_{ps} = p_{ps}/p_p = p_{n*}/p_p = (p_n/p_n) \Pi_{n*}.$$

<sup>1</sup> Первый предельный режим возникает при  $q_{n*} = 1$ , третий предельный режим — при  $q_{cs} = 1$ . Более подробно см. § 2.9.

Действительный коэффициент инжекции струйного компрессора не может превышать  $(u_{пр})_2$ , т. е.  $u \leq (u_{пр})_2$ .

Как видно из выражения (2.236),  $(u_{пр})_2 \sqrt{\Theta}$  определяется как частное от деления двух разностей. При заданных  $\Theta$ ,  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p_c$ , а следовательно, и при вполне определенных значениях  $P_{ps}$  и  $q_{ps}$  коэффициент инжекции при втором предельном режиме  $(u_{пр})_2$  зависит только от выбранной газодинамической функции  $q_{cs}$ . При увеличении  $q_{cs}$  значение  $(u_{пр})_2$  снижается вследствие уменьшения числителя и увеличения знаменателя уравнения (2.236). При некотором  $q_{cs}$  числитель уравнения (2.236) становится равным нулю. При дальнейшем повышении  $q_{cs}$  коэффициент инжекции при втором предельном режиме  $(u_{пр})_2$  становится отрицательным,  $(u_{пр})_2 < 0$ . Значение  $q_{cs}$ , соответствующее этому условию, определяется из выражения

$$\frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} - \frac{p_p}{p_p} \frac{1}{q_{ps}} \leq 0$$

или

$$q_{cs} \geq \frac{p_p}{p_c} q_{ps}.$$

Условие  $q_{cs} \geq \frac{p_p}{p_c} q_{ps}$  является признаком невозможности работы компрессора, так как при этом режиме  $u \leq (u_{пр})_2 \leq 0$ . Поэтому при расчете струйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения значения  $q_{cs}$  выбираются в области  $q_{cs} < \frac{p_p}{p_c} q_{ps}$ .

Следует, однако, указать, что в диапазоне степеней расширения  $p_p/p_n$  и степеней сжатия  $p_c/p_n$ , при которых обычно работают струйные компрессоры, условие  $q_{cs} \geq \frac{p_p}{p_c} q_{ps}$  для аппаратов с диффузорами имеет место очень редко. В большинстве случаев  $\frac{p_p}{p_c} q_{ps} > 1$ , в то время как  $q_{cs} \leq 1$ .

При значении  $q_{cs} = p_n/p_c$  знаменатель выражения (2.236) становится равным нулю, а  $(u_{пр})_2 = \infty$ . Если  $q_{cs} < p_n/p_c$ , то коэффициент инжекции при втором предельном режиме становится отрицательным:  $(u_{пр})_2 < 0$ . Однако в отличие от предыдущего значение  $(u_{пр})_2 < 0$ , вызванное неравенством  $q_{cs} < p_n/p_c$ , является признаком того, что в рассматриваемых условиях возникновение второго предельного режима физически невозможно, и поэтому его не следует учитывать при расчете.

При расчете достижимого коэффициента инжекции компрессора  $u$  поступают следующим образом. Для каждого выбранного значения  $\lambda_{cs} (q_{cs}) \leq 1,0$  определяют по (2.23) величину  $(u_{пр})_2$ , принимают  $u = (u_{пр})_2$ , определяют по (2.20) значение  $q_{n2}$ , определяют по (2.15) значение  $u$ . Если по (2.15)  $u > (u_{пр})_2$ , то принимают  $u = (u_{пр})_2$ .

В том случае, когда по (2.15)  $u < (u_{пр})_2$ , задаются новым значением  $u$  или  $u \sqrt{\theta}$ , находят по (2.20) новое значение  $q_{н2}$  и вновь определяют по (2.15) значение  $u$  или  $u \sqrt{\theta}$ . Расчет считается законченным, если расхождение между предварительно принятым значением  $u$  и найденным по (2.15) не превосходит 3 %, т. е.  $0,97 \leq \frac{u_{предв}}{u_{найден}} \leq 1,03$ .

При проведении расчетов в области невысоких значений  $\lambda_{сз} \ll 1$ , а следовательно, и  $q_{сз} \ll 1$ , в которых  $(u_{пр})_2$  заведомо выше ожидаемого расчетного значения, целесообразно для ускорения расчета принимать предварительно  $u < (u_{пр})_2$ .

Теперь рассмотрим метод определения достижимого давления сжатия  $p_c$  или достижимой степени повышения давления  $p_c/p_n$ . На основе (2.22) из условия  $q_{нс} = 1$  выводится формула для расчета степени повышения давления при втором предельном режиме  $(p_c/p_n)_{пр2}$ :

$$\left( \frac{p_c}{p_n} \right)_{пр2} = \frac{C}{q_{сз}}, \quad (2.24)$$

где

$$C = \frac{(1+u) \frac{a_{с*}}{a_{н*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{с*}}}{\frac{a_{р*}}{a_{н*}} \frac{k_p}{k_r} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{р*}} \frac{p_n}{p_r} \frac{1}{q_{рс}} + u}. \quad (2.25a)$$

При заданных значениях  $p_n$ ,  $p_r$  и  $u$  значение  $C$  постоянно.

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$C = \frac{1 + u \sqrt{\theta}}{\frac{p_n}{p_r} \frac{1}{q_{рс}} + u \sqrt{\theta}}. \quad (2.25b)$$

На основе (2.24) из условия  $(p_c/p_n)_{пр2} \leq 1$  следует, что при  $q_{сз} \geq C$  работа струйного компрессора невозможна, так как при этом степень повышения давления при втором предельном режиме  $(p_c/p_n)_{пр2}$  равна единице или меньше нее.

Определение достижимой степени повышения давления  $p_c/p_n$  производится следующим образом. Выбирают ряд значений  $\lambda_{сз}$  ( $q_{сз}$ ) в области, в которой работа компрессора возможна, т. е. в области  $\lambda_{сз}$  ( $q_{сз}$ )  $\leq 1$ , где  $q_{сз} < C$ . Для каждого выбранного значения  $\lambda_{сз}$  ( $q_{сз}$ ) определяют по (2.24)  $(p_c/p_n)_{пр2}$ . Принимают предварительно искомое значение  $p_c/p_n = (p_c/p_n)_{пр2}$ . Определяют  $q_{н2}$  по (2.20), затем определяют  $p_c/p_n$  по (2.21). Если полученное по (2.21) значение  $p_c/p_n$  больше  $(p_c/p_n)_{пр2}$ , то принимают  $p_c/p_n = (p_c/p_n)_{пр2}$ .

В том случае, когда полученное по (2.21) значение  $p_c/p_n$  меньше  $(p_c/p_n)_{пр2}$ , то задаются новым значением  $p_c/p_n$ , находят  $q_{н2}$  по (2.20) и вновь определяют по (2.21) значения  $p_c/p_n$ .

Расчет считается законченным, когда расхождение между предварительно принятым и найденным по (2.21) значениями  $p_c/p_n$  не превосходит 3 %, т. е.  $0,97 \leq \frac{(p_c/p_n)_{\text{предв}}}{(p_c/p_n)_{\text{найден}}} \leq 1,03$ . При проведении расчетов в области невысоких значений  $\lambda_{c3} \ll 1$ , а следовательно, и  $q_{c3} \ll 1$ , в которой  $(p_c/p_n)_{\text{пр2}}$  заведомо выше ожидаемого расчетного значения  $p_c/p_n$ , целесообразно для ускорения расчета принимать предварительное значение  $p_c/p_n < (p_c/p_n)_{\text{пр2}}$ .

На рис. 2.4 даны рассчитанные по вышеприведенным уравнениям с помощью ЭВМ зависимости  $u \sqrt{\theta} = f(p_p/p_n, p_c/p_n)$  и значения оптимального геометрического параметра  $f_3/f_{p*}$  (см. § 2.5).

На рис. 2.5, а показана для иллюстрации полученная на основе расчетов по (2.15) — (2.22) для струйных аппаратов с цилиндрической камерой смешения зависимость  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = f(p_c/p_n, u)$  при  $p_p/p_n = 15$  и  $k_p = k_n = 1,4$ .

Как видно из рис. 2.5, а, при малой степени сжатия ( $p_c/p_n = 1,1$ ) величина  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = 0,5$ . С повышением степени сжатия значение  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}}$  монотонно возрастает и при  $p_c/p_n = 1,8$  достигает 0,85. При дальнейшем повышении степени сжатия работа струйного аппарата ограничивается вторым предельным режимом, вследствие чего  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}}$  снижается. Так, при  $p_c/p_n = 3,0$   $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = 0,7$ ; при  $p_c/p_n = 5,0$   $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = 0,55$ .

На рис. 2.5, б показана зависимость  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = f(p_c/p_n)$  при  $k_p = k_n = 1,4$  для ряда значений  $p_p/p_n$  в диапазоне от 4 до 100. Этот рисунок показывает, что аналогичная зависимость  $(\lambda_{c3})_{\text{опт}} = f(p_c/p_n)$  имеет место и при других значениях степени расширения рабочего потока. При степени сжатия  $p_c/p_n \geq 2,0 \div 2,5$  достижимый коэффициент инжекции струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения заметно снижается из-за второго предельного режима. Один из путей повышения достижимого коэффициента инжекции струйных аппаратов, развивающих повышенную степень сжатия, заключается в применении камер смешения конической формы (более подробно см. гл. 3).

В том случае, когда  $k_p \neq k_n$ , критическая скорость сжатого потока, входящая в (2.15) — (2.24), может быть определена по (1.20) или (2.6), если известны параметры сжатого потока  $p_c$  и  $v_c$  или  $T_c$ , а также газовая постоянная  $R_c$  и показатель адиабаты  $k_c$ . Показатель адиабаты смешанного (сжатого) газа  $k_c$  может быть выражен через теплоемкость и газовую постоянную с помощью уравнения

$$k_c = \frac{1}{1 - \frac{R_c}{(c_p)_c}}, \quad (2.26)$$

где  $(c_p)_c$  — теплоемкость смешанного газа;  $R_c$  — газовая постоянная смешанного газа.

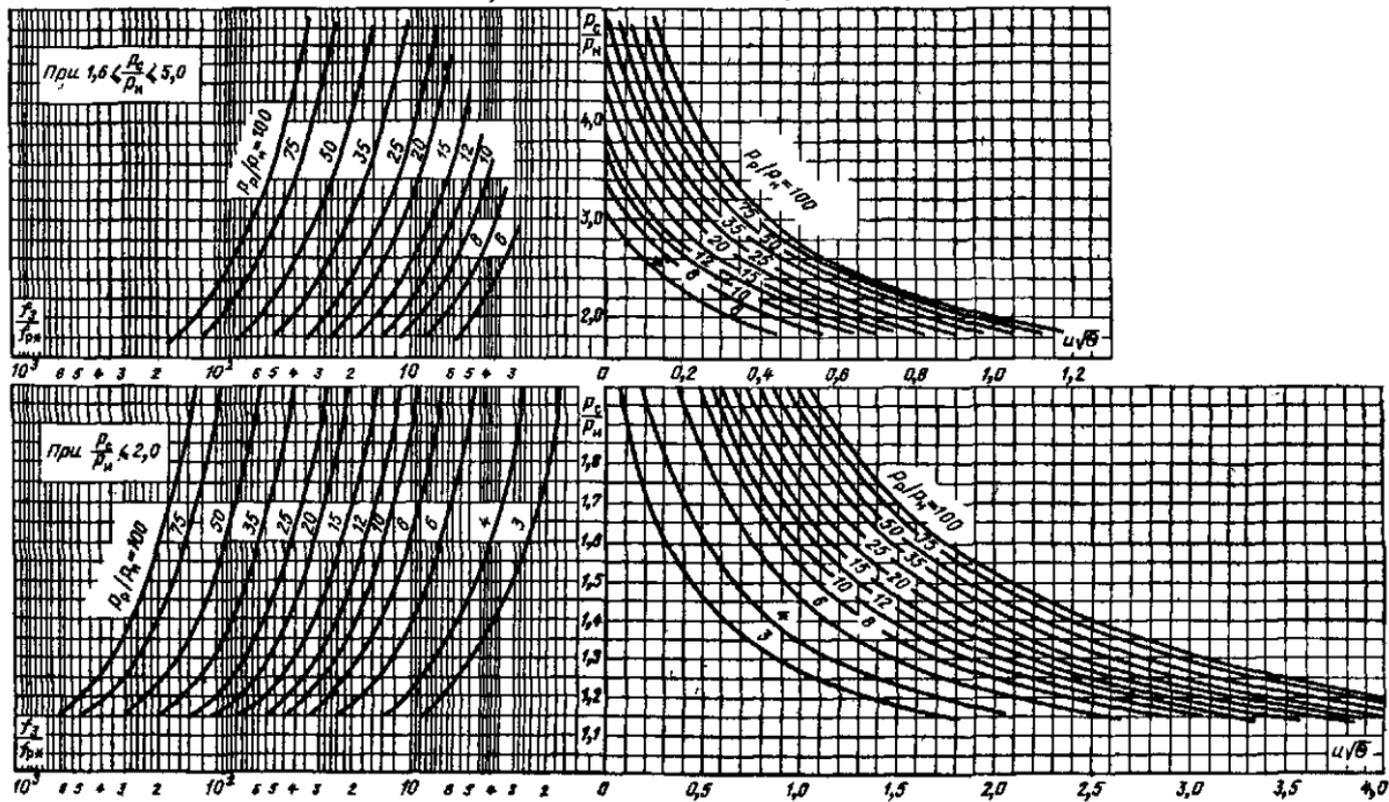
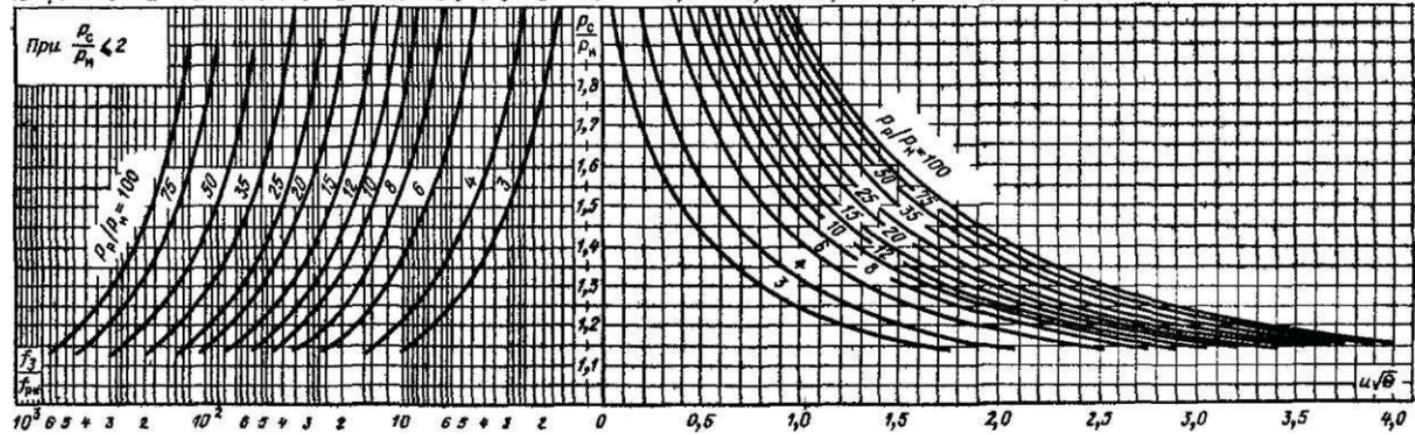
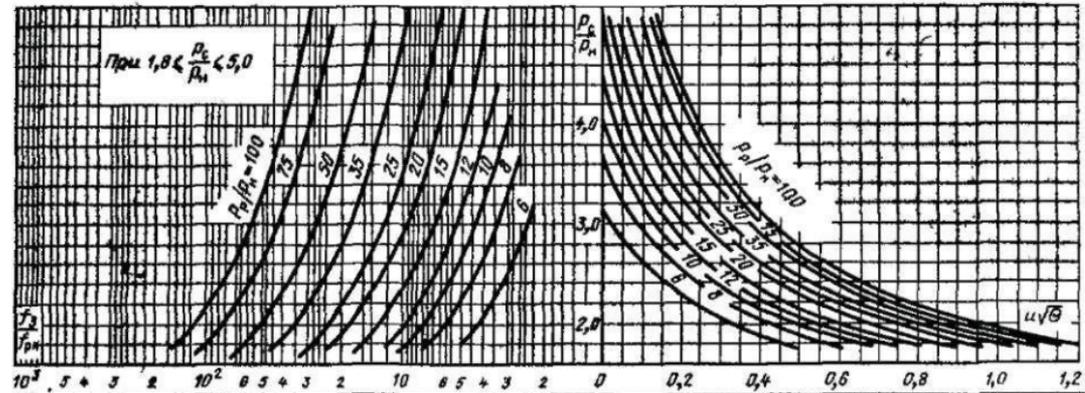


Рис. 2.4. Достижимые коэффициенты инжекции и значения основного геометрического параметра струйных аппаратов с цилиндрической камерой смешения:

$i_{\sqrt{\Theta}} = f(p_0/p_H; p_c/p_H)$ ;  $i_{\sqrt{\Theta}} = f(p_0/p_H; p_c/p_H)$ ;  $p_0/p_H$  — степень изменения давления рабочего потока;  $p_c/p_H$  — степень повышения давления инжектируемого потока;  $i_{\sqrt{\Theta}}$  — приведенный коэффициент инжекции;  $\Theta = T_H/T_D$

б) Показатель адиабаты  $k=1,3$



в) Показатель адиабаты  $\kappa=1,4$

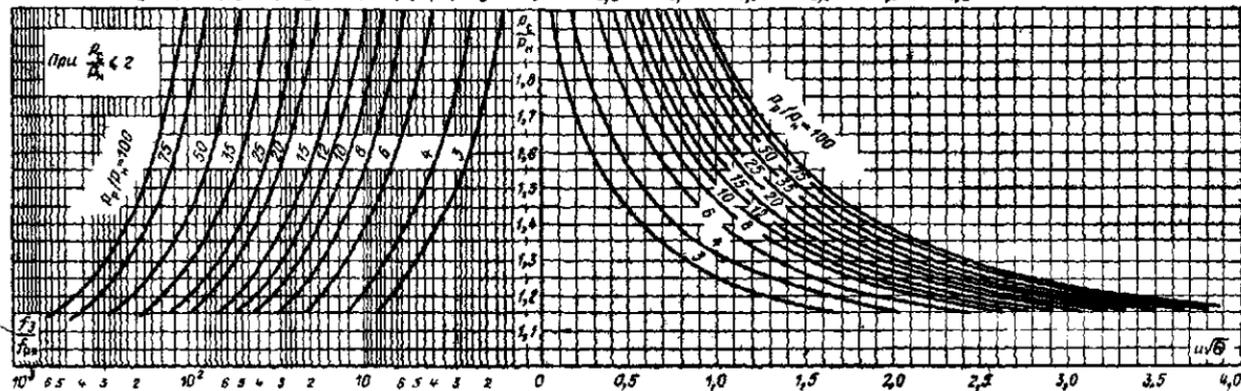
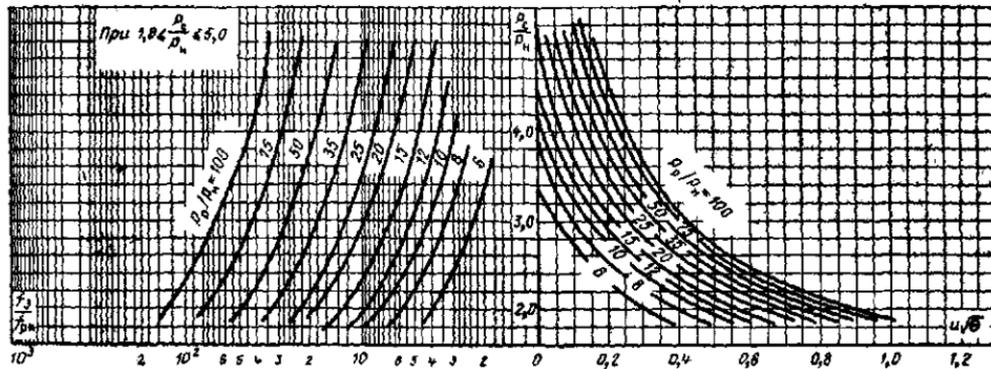
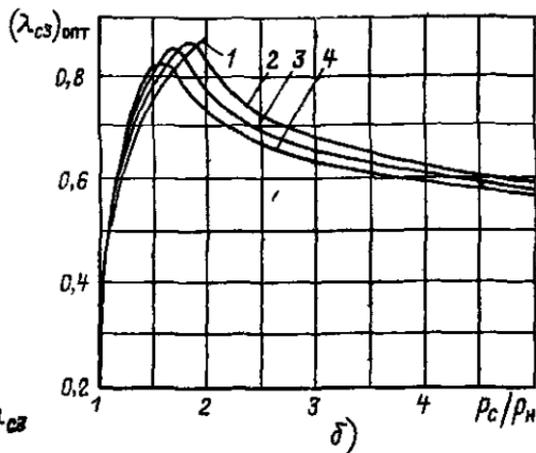
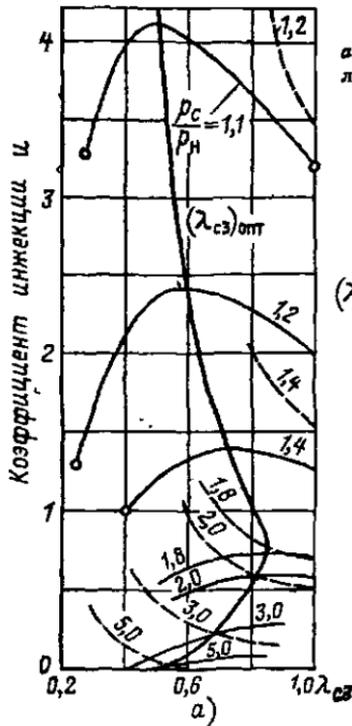


Рис. 2.5. Зависимость  $(\lambda_{сз})_{\text{опт}} = f(p_c/p_H)$ :

$a - p_D/p_H = 15$ ; сплошные линии —  $u_{\text{дост}}$ ; пунктирные линии —  $u_{\text{пр}}$ ;  $b - p_D/p_H = \text{var}$ ; 1—4 —  $p_D/p_H$  соответственно равно 4; 15; 50; 100



Теплоемкость смеси идеальных газов

$$(c_p)_c = \frac{(c_p)_p + u(c_p)_H}{1 + u}; \quad (2.27a)$$

газовая постоянная смеси идеальных газов

$$R_c = \frac{R_p + uR_H}{1 + u}, \quad (2.27b)$$

где  $(c_p)_p$  и  $R_p$  — теплоемкость и газовая постоянная рабочего газа;  $(c_p)_H$  и  $R_H$  — теплоемкость и газовая постоянная инжектируемого газа.

Из совместного решения (2.26) и (2.27) находим

$$k_c = \frac{\frac{k_p}{k_p - 1} + u \frac{k_H}{k_H - 1} \frac{R_H}{R_p}}{\frac{1}{k_p - 1} + u \frac{1}{k_H - 1} \frac{R_H}{R_p}}. \quad (2.28)$$

При  $k_p = k_H$  и  $R_p = R_H$ ;  $(c_p)_p = (c_p)_H = (c_p)_c$  температура сжатого потока газа определяется по формуле

$$T_c = (T_p + uT_H)/(1 + u). \quad (2.29)$$

На основе (1.20)

$$T_{\text{н}}/T_{\text{р}} = (a_{\text{н}*}/a_{\text{р}*})^2 = \Theta.$$

Из совместного решения находим

$$a_{\text{с}*} = \sqrt{\frac{a_{\text{р}*}^2 + u a_{\text{н}*}^2}{1 + u}} = a_{\text{н}*} \sqrt{\frac{(a_{\text{р}*}/a_{\text{н}*})^2 + u}{1 + u}}. \quad (2.30)$$

Строго говоря, формула (2.30) применима только для идеальных газов. Ею можно также пользоваться без существенной погрешности при расчете компрессоров, работающих на перегретом паре. При расчете компрессоров, работающих на насыщенном паре, поступают несколько иначе. Определяют энтальпию сжатого потока по формуле

$$h_{\text{с}} = \frac{h_{\text{р}} + u h_{\text{н}}}{1 + u}, \quad (2.31)$$

где  $h_{\text{р}}$ ,  $h_{\text{н}}$ ,  $h_{\text{с}}$  — энтальпии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков.

По найденному значению  $h_{\text{с}}$  и известному давлению  $p_{\text{с}}$  определяют удельный объем сжатого потока  $v_{\text{с}}$  по термодинамическим таблицам или диаграммам данного вещества, а затем по (1.20) определяют критическую скорость сжатого потока  $a_{\text{с}*}$ .

**Пример 2.1.** Заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков водяного пара перед струйным компрессором:  $p_{\text{р}}^* = 3$  МПа;  $t_{\text{р}} = 400$  °С = 673 К;  $v_{\text{р}} = 0,09933$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_{\text{р}} = 3232$  кДж/кг;  $s_{\text{р}} = 6,923$  кДж/(кг·К);  $p_{\text{н}} = 0,3$  МПа;  $t_{\text{н}} = 180$  °С = 453 К;  $v_{\text{н}} = 0,6838$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_{\text{н}} = 2824$  кДж/кг;  $s_{\text{н}} = 7,223$  кДж/(кг·К). Требуемое давление сжатия  $p_{\text{с}} = 0,6$  МПа. Определить достижимый коэффициент инжекции и КПД струйного компрессора.

**Решение.** В данном случае  $k_{\text{р}} = k_{\text{н}} = 1,3$ ;  $R_{\text{р}} = R_{\text{н}} = 0,5$  кДж/(кг·К). Определяем по (1.10) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{\text{р}*} = \sqrt{2 \frac{1,3}{2,3}} \sqrt{3 \cdot 10^6 \cdot 0,09933} = 580 \text{ м/с};$$

$$a_{\text{н}*} = \sqrt{2 \frac{1,3}{2,3}} \sqrt{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,6838} = 482 \text{ м/с};$$

$$a_{\text{н}*}/a_{\text{р}*} = \sqrt{\Theta} = 0,831; 1/\sqrt{\Theta} = 1,2.$$

По  $P_{\text{р, н}} = 0,3/3 = 0,1$  определяем по газодинамическим таблицам (приложение 4)  $\lambda_{\text{р, н}} = 1,77$ ;  $q_{\text{р, н}} = 0,49$ .

По (2.23) проверяем, нет ли области  $q_{\text{сз}}$ , в которой работа компрессора невозможна. Эта область определяется неравенством  $q_{\text{сз}} \geq \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{с}}} q_{\text{рс}}$ . Газодинамическую функцию  $q_{\text{рс}}$  находим по

$$P_{\text{рс}} = \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{н}}} P_{\text{н*}} = 0,1 \cdot 0,546 = 0,0546; q_{\text{рс}} = 0,326; \frac{p_{\text{р}}}{p_{\text{с}}} q_{\text{рс}} = \frac{3}{0,6} \cdot 0,326 = 1,63.$$

Поскольку физически возможная область значений  $q \leq 1,0$ , в данном случае отсутствует область значений  $q_{\text{сз}}$ , в которой работа компрессора невозможна.

\* Здесь и далее все давления абсолютные.

Т а б л и ц а 2.1. Расчет достижимого коэффициента инжекции струйного компрессора

$\lambda_{сз}$	$q_{сз}$	$\Pi_{сз}$	$(u_{пр})_{2X} \times \sqrt{\theta}$	Предварительные значения					Уточняемые значения					Расчетные значения		
				$u \sqrt{\theta}$	$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$\Pi_{с2}$	$u \sqrt{\theta}$	$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$\Pi_{с2}$	$u \sqrt{\theta}$	$u$	
1,0	1,0	0,546	0,388	0,388	0,792	0,57	0,829	0,415	0,472	—	—	—	—	—	0,388	0,466
0,9	0,9884	0,6194	0,403	0,403	0,797	0,58	0,823	0,412	0,472	—	—	—	—	—	0,403	0,484
0,8	0,9533	0,6854	0,456	0,456	0,815	0,6	0,812	0,406	0,49	—	—	—	—	—	0,456	0,547
0,7	0,895	0,7511	0,571	0,571	0,847	0,64	0,788	0,394	0,517	0,803	0,59	0,8176	0,409	0,497	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,497	0,786	0,57	0,829	0,4145	0,491	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,491	0,781	0,57	0,829	0,4145	0,491	0,491	0,59
0,6	0,814	0,812	0,795	0,49	0,689	0,47	0,88	0,44	0,451	0,656	0,45	0,890	0,445	0,433	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,433	0,641	0,44	0,895	0,448	0,425	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,425	0,633	0,43	0,899	0,45	0,42	0,42	0,5
0,5	0,713	0,866	1,32	0,42	0,530	0,35	0,932	0,466	0,369	0,488	0,32	0,943	0,472	0,337	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,337	0,459	0,30	0,9501	0,475	0,325	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,325	0,448	0,29	0,9533	0,477	0,319	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,319	0,442	0,29	0,9533	0,477	0,315	0,315	0,38
0,4	0,594	0,913	3,39	0,315	0,349	0,22	0,973	0,487	0,26	0,304	0,19	0,980	0,49	0,228	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,228	0,275	0,17	0,984	0,4920	0,208	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,208	0,256	0,16	0,986	0,493	0,195	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,195	0,243	0,15	0,987	0,493	0,185	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,185	0,233	0,15	0,987	0,493	0,178	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,178	0,226	0,14	0,989	0,494	0,173	0,173	0,21
0,3	0,460	0,950	—	0,173	0,162	0,10	0,994	0,497	0,129	0,126	0,08	0,996	0,498	0,101	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,101	0,101	0,07	0,997	0,498	0,081	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,081	0,075	0,05	0,998	0,499	0,061	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,061	0,058	0,03	0,999	0,499	0,047	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,047	0,050	0,03	0,999	0,499	0,041	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,041	0,044	0,03	0,999	0,499	0,036	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,036	0,039	0,03	0,999	0,499	0,032	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	0,032	0,035	0,03	0,999	0,499	0,029	0,029	0,035

Проводим расчет для ряда значений  $q_{св} (\lambda_{св}) \leq 1,0$ . Принимаем  $q_{св} = 1$ . Определяем  $q_{св} = 1$ ;  $\Pi_{св} = 0,546$ .

Определяем  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  по (2.236):

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = \frac{\frac{0,3}{0,6} \frac{1}{1} - \frac{0,3}{3} \frac{1}{0,326}}{1 - \frac{0,3}{0,6} \frac{1}{1}} = 0,388.$$

Определяем  $q_{нз}$  по (2.206):

$$q_{нз} = \frac{0,388}{\frac{0,3}{0,6} \frac{1,388}{1} - \frac{0,3}{3} \frac{1}{0,49}} = 0,792.$$

Находим по газодинамическим таблицам (см. приложение 4)  $\lambda_{нз} = 0,57$ ;  $\Pi_{нз} = 0,829$ ;  $\Pi_{сз} = \Pi_{нз} (p_{нз}/p_c) = 0,829 \cdot (0,3/0,6) = 0,4145$ .

Определяем по (2.156) — (2.196)

$$K_3 = 1 + 0,9 \frac{0,6}{3} \frac{(0,546 - \frac{0,3}{0,6})}{1,3 \cdot 0,546 \cdot 1 \cdot 0,49} = 1,024;$$

$$K_4 = 1 + 0,9 \frac{0,6}{0,3} \frac{(0,546 - 0,4145)}{1,3 \cdot 0,546 \cdot 1 \cdot 0,792} = 1,42;$$

$$u \sqrt{\theta} = \frac{0,834 \cdot 1,77 - 1,024 \cdot 1}{1,42 \cdot 1 - 0,812 \cdot 0,57} = 0,472.$$

Поскольку  $u \sqrt{\theta} = 0,472 > (u_{пр})_2 = 0,388$ , принимаем  $u \sqrt{\theta} = 0,388$ ;  $u = 0,388 \cdot 1,2 = 0,466$ . Аналогичные расчеты проведены при других значениях  $\lambda_{св}$ . Результаты расчета приведены в табл. 2.1. Как видно из результатов расчета, приведенных в табл. 2.1, максимальное  $u \sqrt{\theta} = 0,49$ . Максимальный коэффициент инжекции достигается при  $\lambda_{св} = 0,7$  и равен  $u_{макс} = 0,59$ .

При этом режиме давление инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения  $p_{нз} = \Pi_{нз} p_{н} = 0,829 \cdot 0,3 = 0,249$  МПа, а давление смешанного потока в выходном сечении камеры смешения,  $p_2 = \Pi_{сз} p_c = 0,751 \cdot 0,6 = 0,45$  МПа. Зависимость коэффициента инжекции от приведенной изоэнтропной скорости смешанного потока в выходном сечении камеры смешения  $u \sqrt{\theta} = f(\lambda_{св})$  показана на рис. 2.6.

Найдем КПД струйного компрессора при  $u = 0,59$  по (1.68). Исходные данные:  $h_p = 3232$  кДж/кг;  $s_p = 6,923$  кДж/(кг·К);  $h_n = 2824$  кДж/кг;  $s_n = 7,223$  кДж/(кг·К);  $h_c = (3232 + 0,59 \cdot 2824)/1,59 = 3081$  кДж/кг;  $p_c = 0,6$  МПа;  $s_c = 7,409$  кДж/(кг·К).

Принимаем  $T_{0,c} = 293$  К,

$$\eta = \frac{0,59 [3081 - 2824 - 293 (7,409 - 7,223)]}{3232 - 3081 - 293 (6,923 - 7,409)} = 0,41.$$

Пример 2.2. Заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков водяного пара перед струйным компрессором:  $p_p = 2$  МПа;  $t_p = 300$  °С;  $v_p =$

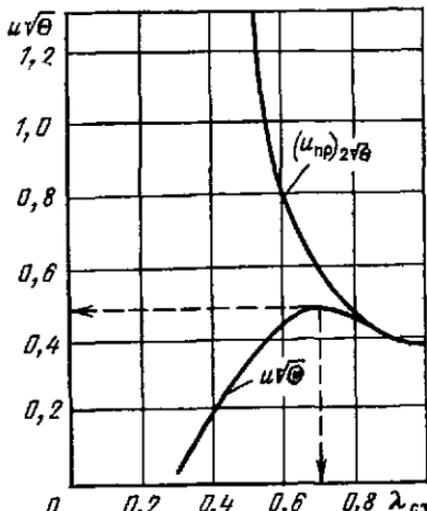


Рис. 2.6. Зависимость  $u \sqrt{\theta} = f(\lambda_{св})$

$\lambda_{сз}$	$q_{сз}$	$\Pi_{сз}$	$(\rho_c/\rho_n)_{пр2}$	Предварительные значения			
				$\frac{\rho_c}{\rho_n}$	$q_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$\Pi_{нз}$
1,0	1,0	0,546	1,51	1,51	0,91	0,72	0,738
0,9	0,988	0,6194	1,53	1,53	0,91	0,72	0,738
0,8	0,953	0,6854	1,58	1,58	0,91	0,72	0,738
0,7	0,895	0,7511	1,69	1,69	0,91	0,72	0,738
0,6	0,815	0,812	1,85	1,51	0,719	0,50	0,866
0,5	0,713	0,866	2,12	1,48	0,604	0,41	0,908
0,4	0,5941	0,913	2,54	1,47	0,49	0,32	0,943

$= 0,1255 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $h_p = 3024 \text{ кДж/кг}$ ;  $p_n = 0,2 \text{ МПа}$ ;  $t_n = 150^\circ\text{C}$ ;  $v_n = 0,9598 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $h_n = 2769 \text{ кДж/кг}$ . Коэффициент инжекции компрессора  $\mu = 1,2$ . Определить достижимое давление сжатия  $p_c$ .

Решение. В данном случае  $k_p = k_n = 1,3$ ;  $R_p = R_n = 0,5 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ . Определяем по (1.10) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{p*} = \sqrt{2 \cdot 1,3/2,3} \sqrt{2 \cdot 10^6 \cdot 0,1255} = 533 \text{ м/с};$$

$$a_{n*} = \sqrt{2 \cdot 1,3/2,3} \sqrt{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,9598} = 466 \text{ м/с};$$

$$\sqrt{\Theta} = 466/533 = 0,874; \quad 1/\sqrt{\Theta} = 1,14; \quad \mu \sqrt{\Theta} = 1,2 \cdot 0,874 = 1,05;$$

$$p_n/p_p = \Pi_{p, n} = 0,2/2 = 0,1; \quad \lambda_{p, n} = 1,77; \quad q_{p, n} = 0,49;$$

$$\Pi_{p, s} = (\rho_n/\rho_p) \Pi_{n*} = 0,1 \cdot 0,546 = 0,0546; \quad q_{p, s} = 0,326.$$

Проверяем, нет ли в области  $\lambda_{сз} (q_{сз}) \leq 1$  диапазона значений  $q_{сз} \geq C$ , в котором работа компрессора невозможна.

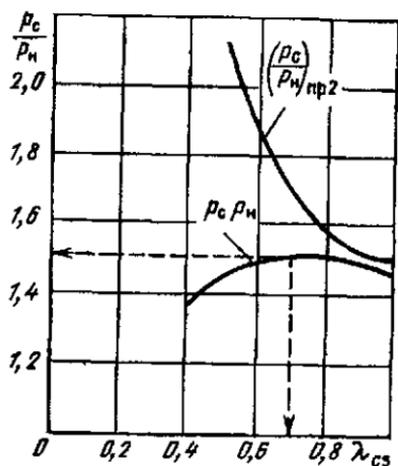


Рис. 2.7. Зависимость  $p_c/p_n = f(\lambda_{сз})$

Находим значение  $C$  по (2.25):

$$C = \frac{1 + 1,05}{0,1/0,326 + 1,05} = 1,51.$$

Поскольку  $C > q_{сз} = 1$ , работа компрессора возможна при любых значениях  $\lambda_{сз} (q_{сз}) \leq 1$ .

Задаемся значениями  $\lambda_{сз} = 1$ ,  $q_{сз} = 1$ .  $\Pi_{сз} = 0,546$ . Определяем по (2.24)

$$(\rho_c/\rho_n)_{пр2} = C/q_{сз} = 1,51/1 = 1,51.$$

Принимаем предварительно  $p_c/p_n = (\rho_c/\rho_n)_{пр2} = 1,51$ . Определяем по (2.20)

$$q_{нз} = \frac{1,05}{\frac{0,063(1 + 1,05)}{1} + \frac{0,1}{0,49}} = 0,91.$$

Определяем по газодинамическим таблицам (см. приложение 3)  $\lambda_{нз} = 0,72$ ;  $\Pi_{нз} = 0,7384$ . Определяем по (2.21)

степени повышения давления  $p_c/p_H$

ния	Уточненные значения					Расчетные значения		
	$\frac{p_c}{p_H}$	$q_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$\Pi_{нз}$	$\frac{p_c}{p_H}$	$\frac{(p_c/p_H)_{пред}}{(p_c/p_H)_{уточ}}$	$p_c/p_H$	$p_c$ , МПа
1,47	—	—	—	—	—	1,027	1,47	0,294
1,49	—	—	—	—	—	1,027	1,49	0,298
1,52	0,867	0,66	0,776	1,50	1,01	1,01	1,50	0,3
1,54	0,819	0,6	0,812	1,51	1,02	1,02	1,51	0,302
1,48	—	—	—	—	—	1,02	1,48	0,296
1,47	—	—	—	—	—	1,007	1,47	0,294
1,38	0,457	0,3	0,950	1,37	1,007	1,007	1,37	0,274

$$\frac{p_c}{p_H} = \frac{0,834 \cdot 1,77 + 0,9 \frac{0,1}{0,546} \frac{1}{1,3 \cdot 0,49} + 1,05 \left[ 0,812 \cdot 0,72 + 0,9 \frac{0,7384}{0,546} \frac{1}{1,3 \cdot 0,91} \right] - 2,05 \cdot 1}{0,9 \cdot 0,546 \left[ \frac{0,1}{0,546} \frac{1}{1,3 \cdot 0,49} + 1,05 \frac{1}{0,546 \cdot 1,3 \cdot 0,91} \right]} = 1,47;$$

$$\frac{(p_c/p_H)_{пред}}{(p_c/p_H)_{найден}} = \frac{1,51}{1,47} = 1,027 < 1,03.$$

Поэтому считаем при  $\lambda_{сз} = 1$  расчет законченным и принимаем  $p_c/p_H = 1,47$ . Аналогичные расчеты проводим при других значениях  $\lambda_{сз}$ . Результаты расчета приведены в табл. 2.2, откуда видно, что максимальная степень повышения давления  $p_c/p_H = 1,51$  и достигается при  $\lambda_{сз} = 0,7$ . Максимальное давление сжатия  $p_c = 0,302$  МПа. При этом режиме давление инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения  $p_{нз} = \Pi_{нз} p_H = 0,812 \cdot 0,2 = 0,1624$  МПа, а давление смешанного потока в выходном сечении камеры смешения  $p_s = \Pi_{сз} p_c = 0,751 \cdot 0,3 = 0,225$  МПа.

Зависимость степени повышения давления от изоэнтропной скорости потока в выходном сечении камеры смешения показана на рис. 2.7.

### 2.3. Расчет струйных компрессоров без диффузоров

В некоторых случаях из-за ограниченных габаритных размеров установок, а также при необходимости сообщения сжатому потоку большой скорости применяют струйные компрессоры без диффузоров.

Уравнения для расчета достижимых коэффициентов инжекции или степени сжатия таких аппаратов могут быть получены из уравнений (2.15) — (2.21), если принять в них  $\varphi_s = 1$  и заменить  $p_c$  отношением  $p_s/\Pi_{сз}$ . После соответствующих преобразований уравнение для расчета достижимого коэффициента инжекции «бездиффузорных» струйных компрессоров приводится к следующему виду:

$$u = \frac{K_{б1} \frac{a_{p*}}{a_{с*}} \lambda_{p,н} - K_{б2} \lambda_{сз}}{K_{б4} \lambda_{сз} - K_{б2} \frac{a_{п*}}{a_{с*}} \lambda_{пз}}, \quad (2.32a)$$

где  $K_{61} = \varphi_1 \varphi_2$ ;  $K_{62} = \varphi_2 \varphi_4$ ;

$$K_{63} = 1 + \frac{a_{p*} \rho_n \frac{p_3}{p_n} - 1}{a_{c*} \rho_p k_p \Pi_{p*} \lambda_{c3} q_{p, n}}; \quad (2.33a)$$

$$K_{64} = 1 + \frac{a_{n*}}{a_{c*}} \frac{\left( \frac{p_3}{p_n} - \Pi_{n2} \right)}{k_n \Pi_{n*} \lambda_{c3} q_{n2}}. \quad (2.34a)$$

При рекомендованных выше коэффициентах скорости  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ ;  $K_{61} = 0,925$  и  $K_{62} = 0,9$ .

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$  вышеприведенные уравнения принимают следующий вид:

$$u \sqrt{\Theta} = \frac{K_{61} \lambda_{p, n} - K_{63} \lambda_{c3}}{K_{64} \lambda_{c3} - K_{62} \lambda_{n2}}, \quad (2.32b)$$

где

$$K_{63} = 1 + \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{\left( \frac{p_3}{p_n} - 1 \right)}{k \Pi_{p*} \lambda_{c3} q_{p, n}}; \quad (2.33b)$$

$$K_{64} = 1 + \frac{\left( \frac{p_3}{p_n} - \Pi_{n2} \right)}{k \Pi_{n*} \lambda_{c3} q_{n2}}. \quad (2.34b)$$

Уравнение, связывающее приведенные массовые скорости в сечениях 2-2 и 3-3 цилиндрической камеры смешения бездиффузорных струйных компрессоров, приводится к следующему виду:

$$q_{n2} = \frac{u}{(1+u) \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{\rho_n}{\rho_3} \frac{1}{\omega_{c3}} - \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p, n}}}, \quad (2.35a)$$

где  $\omega_{c3} = q_{c3} / \Pi_{c3}$ .

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$q_{n2} = \frac{u \sqrt{\Theta}}{\frac{\rho_n}{\rho_3} \frac{(1+u \sqrt{\Theta})}{\omega_{c3}} - \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p, n}}}. \quad (2.35b)$$

Уравнение для расчета достижимой степени сжатия бездиффузорных струйных компрессоров можно получить из (2.21a) или (2.21b), приняв в них  $\varphi_3 = 1$ ;  $\rho_c = \rho_3 / \Pi_{c3}$ ;  $K_1 = K_{61}$ ;  $K_2 = K_{62}$ .

Значения  $K_{61}$  и  $K_{62}$  определяются по (2.33b) и (2.34b).

Для бездиффузорных струйных компрессоров коэффициент инжекции при втором предельном режиме определяется по формуле

$$(u_{пр})_2 = \frac{\frac{a_{сз}}{a_{нз}} \frac{k_n}{k_c} \frac{P_{нз}}{P_{сз}} \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{сз}} - \frac{a_{рз}}{a_{нз}} \frac{k_n}{k_p} \frac{P_{нз}}{P_{рз}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{рз}}}{1 - \frac{a_{сз}}{a_{нз}} \frac{k_n}{k_c} \frac{P_{нз}}{P_{сз}} \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{сз}}} \quad (2.36a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = \frac{\frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{сз}} - \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{рз}}}{1 - \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{сз}}} \quad (2.366)$$

Структура уравнения (2.366) такая же, как и уравнения (2.236).

Из сравнения формулы (2.23) для расчета  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  струйных компрессоров с диффузорами с формулой (2.36) для расчета  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  бездиффузорных струйных компрессоров видно, что  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  бездиффузорных аппаратов ниже  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  диффузорных аппаратов, так как  $q_{сз} < \omega_{сз} = q_{сз}/P_{сз}$ . Особенно заметное снижение  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  бездиффузорных аппаратов по сравнению с диффузорными имеет место в диапазоне значений  $\lambda_{сз}$  от 0,5 до 1,0, в котором отношение  $\omega/q$  составляет 1,15—1,8.

В бездиффузорных струйных компрессорах, как и в струйных компрессорах с диффузорами, может иметь место  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} < 0$  в двух случаях:

1) когда числитель выражения (2.366) меньше нуля, т. е. при  $\omega_{сз} > \frac{p_p}{p_3} q_{рз}$ , что является признаком невозможности работы компрессора при этом режиме, так как  $u \sqrt{\theta} \leq (u_{пр})_2 \sqrt{\theta} < 0$ ;

2) когда знаменатель выражения (2.366) меньше нуля, т. е. при  $\omega_{сз} > p_3/p_n$ , что является признаком того, что в рассматриваемом режиме  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = \infty$ . В указанных условиях  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  не может иметь места и поэтому его не следует учитывать.

Достижимые коэффициенты инжекции  $u$  или достижимые степени повышения давления  $p_c/p_n$  бездиффузорных компрессоров ниже, чем аппаратов с диффузорами. Порядок расчета достижимых параметров бездиффузорных аппаратов такой же, как для аппаратов с диффузорами.

**Пример 2.3.** Параметры рабочего и инжектируемого потоков водяного пара перед бездиффузорным струйным компрессором такие же, как и в примере 2.1, а именно:  $p_p = 3$  МПа;  $t_p = 400^\circ\text{C} = 673$  К;  $v_p = 0,09933$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_p = 3232$  кДж/кг;  $p_n = 0,3$  МПа;  $t_n = 180^\circ\text{C} = 453$  К;  $v_n = 0,6838$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_n = 2824$  кДж/кг. Требуемое давление сжатия  $p_3 = 0,6$  МПа. Определять достижимый коэффициент инжекции.

Т а б л и ц а 2.3. Расчет достижимого коэффициента

$\lambda_{сз}$	$q_{сз}$	$\Pi_{сз}$	$\omega_{сз}$	$(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$	Предварительные		
					$\mu \sqrt{\theta}$	$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$
0,9	0,988	0,619	1,59	0,01	0,01	0,0877	0,05
0,8	0,953	0,685	1,39	0,083	0,083	0,45	0,29
0,7	0,895	0,751	1,19	0,19	0,19	0,65	0,45
0,66	0,865	0,776	1,115	0,255	0,255	0,71	0,50
0,62	0,832	0,800	1,04	0,335	0,335	0,765	0,55
0,6	0,815	0,812	1,003	0,383	0,315	0,697	0,48
0,5	0,713	0,866	0,823	0,768	0,312	0,526	0,35
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
0,4	0,594	0,913	0,651	2	0,236	0,316	0,2
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	0,460	0,950	0,484	—	0,14	0,144	0,09
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—

Решение. В данном случае, как и в примере 2.1,  $k_p = k_n = 1,3$ ,  $R_p = R_n = 0,5$  кДж/(кг·град). Критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:  $a_{р*} = 580$  м/с;  $a_{и*} = 482$  м/с;  $\sqrt{\theta} = a_{и*}/a_{р*} = 0,83$ ;  $1/\sqrt{\theta} = 1,2$ .

По заданию  $\Pi_{р,н} = 0,1$ . Определяем по газодинамическим таблицам  $\lambda_{р,н} = 1,77$ ;  $q_{р,н} = 0,49$ ;  $\Pi_{р*} = \Pi_{р,н} \Pi_{р*} = 0,1 \cdot 0,546 = 0,0546$ ;  $q_{р*} = 0,326$ . Проверяем, нет ли области, в которой работа струйного компрессора невозможна. Эта область определяется неравенством

$$\omega_{сз} > \frac{p_p}{p_s} q_{р*} = \frac{3}{0,6} 0,326 = 1,63.$$

Этой области соответствуют  $\lambda_{сз} \geq 0,92$ ;  $q_{сз} \geq 0,992$ ;  $\Pi_{сз} \leq 0,602$ . Таким образом, в области  $\lambda_{сз} \geq 0,92$  работа бездиффузорного компрессора невозможна. Проводим расчет для ряда значений  $\lambda_{сз} < 0,92$ . Задаемся значением  $\lambda_{сз} = 0,9$ . Определяем по газодинамическим таблицам  $q_{сз} = 0,988$ ;  $\Pi_{сз} = 0,619$ ;  $\omega_{сз} = 1,59$ . Находим  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  по (2.366):

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = \frac{\frac{0,3}{0,6} \frac{1}{1,59} - \frac{0,3}{3} \frac{1}{0,326}}{1 - \frac{0,3}{0,6} \frac{1}{1,59}} = 0,01.$$

Определяем  $q_{н2}$  по (2.356):

$$q_{н2} = \frac{0,01}{\frac{0,3}{0,6} \frac{(1+0,01)}{1,59} - \frac{0,3}{3} \frac{1}{0,49}} = 0,0877.$$

нижекции бездиффузорного струйного компрессора

значения		Уточненные значения				Расчетные значения	
$\Pi_{H_2}$	$u \sqrt{\theta}$	$q_{H_2}$	$\lambda_{H_2}$	$\Pi_{H_2}$	$u \sqrt{\theta}$	$u \sqrt{\theta}$	$u$
0,999	0,026	—	—	—	—	0,01	0,012
0,953	0,14	—	—	—	—	0,083	0,1
0,89	0,23	—	—	—	—	0,19	0,23
0,866	0,31	—	—	—	—	0,255	0,31
0,840	0,322	0,745	0,53	0,851	0,315	0,315	0,38
0,876	0,312	—	—	—	—	0,312	0,374
0,933	0,279	0,493	0,33	0,940	0,263	—	—
—	0,263	0,467	0,31	0,947	0,24	—	—
—	0,25	0,451	0,30	0,950	0,242	—	—
—	0,242	0,439	0,28	0,956	0,236	0,236	0,283
0,978	0,199	0,278	0,17	0,984	0,175	—	—
—	0,175	0,250	0,16	0,986	0,159	—	—
—	0,159	0,232	0,15	0,987	0,149	—	—
—	0,149	0,220	0,14	0,989	0,140	0,14	0,17
0,995	0,104	0,111	0,07	0,997	0,081	—	—
—	0,081	0,088	0,05	0,999	0,064	—	—
—	0,064	0,072	0,05	0,999	0,053	—	—
—	0,053	0,060	0,04	0,999	0,044	0,044	0,053

Находим по газодинамическим таблицам  $\lambda_{H_2} = 0,05$ ;  $\Pi_{H_2} = 0,998$ . Определяем коэффициент инжекции по (2.326) — (2.346):

$$K_{сз} = 1 + \frac{0,3}{1,3 \cdot 0,546 \cdot 0,9 \cdot 0,49} \frac{\left(\frac{0,6}{0,3} - 1\right)}{0,998} = 1,32;$$

$$K_{сн} = 1 + \frac{0,6}{0,3} \frac{0,998}{1,3 \cdot 0,546 \cdot 0,9 \cdot 0,0877} = 18,9;$$

$$u \sqrt{\theta} = \frac{0,925 \cdot 1,77 - 1,32 \cdot 0,9}{3,16 \cdot 0,9 - 0,9 \cdot 0,71} = 0,2.$$

Поскольку полученное  $u \sqrt{\theta} = 0,2 > (u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = 0,1$ , принимаем  $u \sqrt{\theta} = 0,1$ .

Аналогичные расчеты проведены при других значениях  $\lambda_{сз}$ . Результаты расчета приведены в табл. 2.3. Как следует из табл. 2.3, максимальный коэффициент инжекции  $u = 0,38$  достигается при приведенной изокетропной скорости смешанного потока в выходном сечении 3-3 камеры смешения  $\lambda_{сз} = 0,62$ . При этом приведенная изокетропная скорость инжектируемого потока во входном сечении 2-2 камеры смешения  $\lambda_{H_2} = 0,28$ .

На рис. 2.8 сопоставлены достижимые коэффициенты инжекции струйных компрессоров с диффузорами и без диффузоров при одних и тех же параметрах взаимодействующих сред;  $p_p/p_n = 10$ ;  $p_c/p_n = 2$ ;  $p_s/p_n = 2$ ;  $\sqrt{\theta} = 0,83$ . Как видно из рис. 2.8, достижимый коэффициент инжекции бездиффузорных струйных компрессоров ниже, чем

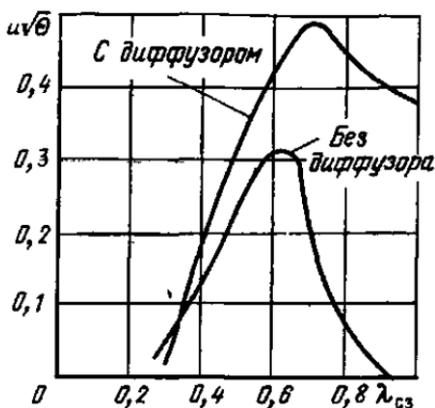


Рис. 2.8. Сопоставление достижимых коэффициентов инжекции струйных компрессоров с диффузорами и без диффузоров при одних и тех же параметрах взаимодействующих потоков:  $p_p/p_n = 10$ ;  $p_c/p_n = 2$ ;  $p_s/p_n = 2$ ;  $\sqrt{\theta} = 0,83$

у компрессоров с диффузорами. При этом оптимальное значение  $\lambda_{c3}$ , при котором достигается максимальный коэффициент инжекции, у бездиффузорных компрессоров ниже, чем у компрессоров с диффузорами. Это объясняется тем, что в бездиффузорных аппаратах кинетическая энергия смешанного потока в выходном сечении камеры смешения не используется для повышения давления этого потока и поэтому является потерей работоспособной энергии. Снижение  $\lambda_{c3}$  приводит к снижению этой потери.

При снижении  $\lambda_{c3}$  в области  $\lambda_{c3} < (\lambda_{c3})_{\text{опт}}$  снижается расчетный коэффициент инжекции  $u\sqrt{\theta}$  струйных компрессоров, причем темп снижения расчетного коэффициента инжекции у аппаратов с диффузорами больше, чем у бездиффузорных аппаратов, т. е.

$$\left( \frac{\Delta u \sqrt{\theta}}{\Delta \lambda_{c3}} \right)_{\text{диф}} > \left( \frac{\Delta u \sqrt{\theta}}{\Delta \lambda_{c3}} \right)_{\text{бездиф}}$$

где  $\Delta u \sqrt{\theta}$  — изменение расчетного коэффициента инжекции при изменении приведенной изэнтропной скорости в выходном сечении камеры смешения 3-3 на значение  $\Delta \lambda_{c3}$ . Поэтому при малых значениях  $\lambda_{c3}$  расчетные коэффициенты инжекции струйных компрессоров с диффузорами и без диффузоров сближаются. При очень малых значениях  $\lambda_{c3}$  коэффициенты инжекции бездиффузорных аппаратов могут превышать коэффициенты инжекции аппаратов с диффузорами.

#### 2.4. Зависимость достижимых параметров от температур взаимодействующих потоков

Рассмотрим, как влияют температуры рабочего и инжектируемого потоков  $T_p$  и  $T_n$  на достижимые коэффициенты инжекции  $u$  и степень повышения давления  $p_c/p_n$  струйного аппарата. Выразим отношения критических скоростей взаимодействующих потоков через их температуры торможения, используя уравнения (1.10) и (2.30).

При одинаковых показателях адиабаты и одинаковых газовых постоянных рабочего и инжектируемого потоков

$$\left. \begin{aligned} k_p = k_n = k; \quad R_p = R_n; \\ \frac{a_{c*}}{a_{n*}} = \sqrt{\frac{1 + u\theta}{\theta(1 + u)}}; \\ \frac{a_{n*}}{a_{p*}} = \sqrt{\theta}; \quad \frac{a_{p*}}{a_{c*}} = \sqrt{\frac{1 + u}{1 + u\theta}}, \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

где

$$\theta = T_n/T_p = a_{n*}^2/a_{p*}^2; \quad \sqrt{\theta} = a_{n*}/a_{p*} = \sqrt{T_n/T_p}. \quad (2.38)$$

Как показал Г. Н. Абрамович [1], во всем практически важном диапазоне значений  $\theta$  можно применять с погрешностью, не превосходящей 2,5 %, приближенное равенство

$$\sqrt{(1 + u\theta)(1 + u)} = 1 + u\sqrt{\theta}, \quad (2.39)$$

с учетом которого отношения критических скоростей взаимодействующих потоков можно записать следующим образом:

$$\frac{a_{c*}}{a_{n*}} = \frac{1 + u\sqrt{\theta}}{(1 + u)\sqrt{\theta}}; \quad \frac{a_{c*}}{a_{p*}} = \frac{1 + u\sqrt{\theta}}{1 + u}. \quad (2.40)$$

С помощью зависимостей (2.38) — (2.40) получены (2.156) и (2.186) — (2.216) для расчета коэффициента инжекции или степени сжатия струйных компрессоров при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$ .

Как следует из (2.156) — (2.206), при заданных давлениях торможения взаимодействующих потоков ( $p_p, p_n, p_c$ ) каждому значению газодинамической функции сжатого потока  $\lambda_{сз} (q_{сз}, \Pi_{сз})$  соответствует определенное значение  $u\sqrt{\theta}$ . При постоянном значении произведения  $u\sqrt{\theta}$  коэффициент инжекции  $u$  может быть различным в зависимости от  $\sqrt{\theta}$ .

Это условие может быть записано так:

$$u = \frac{\text{const}}{\sqrt{\theta}} = \text{const} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} = \text{const} \sqrt{\frac{T_p}{T_n}}. \quad (2.41)$$

Уравнение (2.41) показывает, что достижимый коэффициент инжекции газоструйного аппарата прямо пропорционален отношению критических скоростей рабочего и инжектируемого потоков или, что то же, корню квадратному из отношения абсолютных температур рабочего и инжектируемого потоков.

Аналогичный вывод можно сделать и по отношению к достижимой степени сжатия, которая, как видно из (2.216), также является однозначной функцией комплекса  $u\sqrt{\theta}$ .

## 2.5. Расчет геометрических размеров газоструйных компрессоров

### 2.5.1. Основные сечения компрессора

В рабочем сопле аппарата при расчетном режиме происходит расширение рабочего потока от давления  $p_p$  перед соплом до давления  $p_n$  в приемной камере.

В газоструйных аппаратах с большой степенью расширения рабочего потока, когда отношение давлений  $p_p/p_n > 1/\Pi_*$ , рабочее сопло аппарата должно быть, как правило, расширяющимся (рис. 2.9). Если в этих условиях рабочее сопло аппарата выполнить коническим, то в выходном сечении сопла установится критическое давление,  $p_{p*} > p_n$  и дальнейшее расширение рабочего потока от давления  $p_{p*}$  до давления  $p_n$  будет происходить за соплом с повышенными потерями.

Размер критического сечения  $f_{p*}$ , м<sup>2</sup>, расширяющегося сопла находится из уравнения расхода.

При плотности газа в критическом сечении  $\rho_{p*}$ , кг/м<sup>3</sup>, и скорости в этом сечении  $a_{p*}$ , м/с, массовый расход газа, кг/с,

$$G_p = f_{p*} \rho_{p*} a_{p*},$$

откуда

$$f_{p*} = \frac{G_p}{\rho_{p*} a_{p*}}. \quad (2.42a)$$

Из совместного решения уравнений (2.42a), (1.10), (1.16) и (1.17) находим

$$f_{p*} = \frac{G_p a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} \rho_p}. \quad (2.42b)$$

Для определения расхода через расширяющееся сопло уравнение (2.42b) удобно записать в виде

$$G_p = \frac{k_p \Pi_{p*} \rho_p f_{p*}}{a_{p*}}. \quad (2.43a)$$

Если в уравнении (2.43a) выразить  $a_{p*}$  через  $\sqrt{2k_p/(k_p+1)} \times \sqrt{RT_p}$ , то оно приводится к виду

$$G_p = C f_{p*} \rho_p \sqrt{\frac{1}{RT_p}}, \quad (2.43b)$$

где

$$C = \sqrt{k_p \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k_p+1)/(k_p-1)}}$$

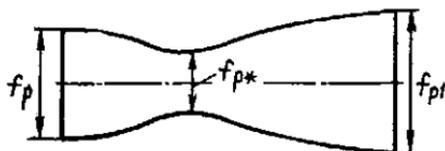


Рис. 2.9. Расширяющееся сопло

Уравнение (2.43б) показывает, что при постоянной температуре газа перед соплом ( $T_p = \text{const}$ ) расход газа через сопло при сверхкритической степени расширения, т. е. при  $p_p/p_n > 1/\Pi_{p*}$ , прямо пропорционален давлению газа перед соплом, а при постоянном давлении обратно пропорционален корню квадратному из абсолютной температуры газа перед соплом.

Размер выходного сечения рабочего сопла  $f_{p1}$  определяется на основе уравнения сплошности

$$f_{p1} w_{p1} \rho_{p1} = f_{p*} a_{p*} \rho_{p*}, \quad (2.44a)$$

где  $w_{p1}$  и  $\rho_{p1}$  — скорость, м/с, и плотность, кг/м<sup>3</sup>, рабочего потока в выходном сечении сопла;  $a_{p*}$  и  $\rho_{p*}$  — те же параметры в критическом сечении сопла.

Из (2.44a) следует

$$\frac{f_{p1}}{f_{p*}} = \frac{a_{p*}}{w_{p1}} \frac{\rho_{p*}}{\rho_p} \frac{\rho_p}{\rho_{p1}} = \frac{\varepsilon_{p*}}{\lambda_{p1} \varepsilon_{p1}} = \frac{1}{q_{p1}}, \quad (2.44b)$$

где  $\rho_p$  — плотность рабочего потока перед соплом.

Приведенная массовая скорость  $q_{p1}$  рабочего потока в выходном сечении сопла находится по газодинамическим таблицам или графику (см. приложения 3—6) по известному при расчете относительному давлению  $\Pi_{p1} = \rho_{p1}/\rho_p$  рабочего потока в этом сечении. Обычно принимают  $\rho_{p1} = \rho_n$ .

Входное сечение сопла  $f_p$  обычно определяется по скорости в подводящем трубопроводе:

$$f_p = \frac{G_p v_p}{w_p}. \quad (2.45)$$

Расчет поперечного сечения камеры смешения производится исходя из условий, определяющих оптимальный режим работы струйного компрессора, т. е. по найденным оптимальным  $\lambda_{n2}$  ( $q_{n2}$ ) и  $\lambda_{c3}$  ( $q_{c3}$ ).

Отношение выходного сечения камеры смешения к критическому сечению рабочего сопла  $f_s/f_{p*}$  определяется следующим образом. Выходное сечение камеры смешения

$$f_s = f_{c*}/q_{c3}, \quad (2.46)$$

где  $f_{c*}$  — критическое сечение сжатого потока;  $q_{c3}$  — оптимальная приведенная массовая скорость сжатого потока в сечении 3-3.

По аналогии с (2.42б) критическое сечение сжатого потока

$$f_{c*} = \frac{G_c a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c} = \frac{(1+u) G_p a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c}. \quad (2.47)$$

Подставив в (2.46) значение  $f_{c*}$  из (2.47) и значение  $G_p$  из (2.43), получим

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \frac{k_p}{k_c} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{c*}} \frac{\rho_p}{\rho_c} \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \frac{(1+u)}{q_{c3}}. \quad (2.48a)$$

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \frac{\rho_p (1 + u \sqrt{\Theta})}{\rho_{c3} q_{c3}} \quad (2.48б)$$

На рис. 2.4 приведена графическая зависимость  $f_s/f_{p*}$  от  $u \sqrt{\Theta}$ ,  $\rho_p/\rho_n$ ,  $\rho_c/\rho_n$ .

В бездиффузорных струйных компрессорах отношение выходного сечения камеры смешения к критическому сечению рабочего сопла определяется по формуле

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \frac{k_p}{k_c} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{c*}} \frac{\rho_p}{\rho_s} \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \frac{(1+u)}{\omega_{c3}} \quad (2.48в)$$

При  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \frac{\rho_p}{\rho_s} \frac{1 + u \sqrt{\Theta}}{\omega_{c3}} \quad (2.48г)$$

Значение  $\omega_{c3} = q_{c3}/\Pi_{c3}$  определяется по газодинамическим таблицам по известному из расчета достижимых параметров значению  $\lambda_{c3}$ . При цилиндрической камере смешения входное и выходное сечения одинаковы, т. е.  $f_2 = f_3$ . Независимо от этого размер входного сечения камеры смешения можно определить как сумму сечений рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2-2:

$$f_2 = f_{p2} + f_{n2} \quad (2.49)$$

При расчетном режиме работы компрессора давление рабочего потока в сечении 2-2 принимается равным давлению инжектируемой среды в приемной камере компрессора

$$p_{p2} = p_{p1} = p_n.$$

Давление инжектируемой среды в сечении 2-2  $p_{n2} = \Pi_{n2} p_n$ , где  $\Pi_{n2}$  — оптимальное относительное давление инжектируемой среды в сечении 2-2.

По аналогии с (2.42б) критическое сечение инжектируемого потока

$$f_{n*} = \frac{G_n a_{n*}}{k_n \Pi_{n*} \rho_n} = \frac{u G_p a_{n*}}{k_n \Pi_{n*} \rho_n} \quad (2.50)$$

Площадь, занимаемая инжектируемым потоком во входном сечении камеры смешения 2-2,

$$f_{n2} = f_{n*} / q_{n2}, \quad (2.51)$$

где  $q_{n2}$  — оптимальная приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении 2-2.

Значение  $q_{n2}$  известно из расчета достижимых параметров компрессора (§ 2.2 и 2.4) или находится по газодинамическим таблицам по известным значениям  $\Pi_{n2}$  или  $\lambda_{n2}$ .

Аналогично находятся выходное сечение рабочего сопла и равная ему площадь, занимаемая рабочим потоком во входном сечении камеры смешения 2-2:

$$f_{p2} = f_{p1} = f_{p*} / q_{p, n}, \quad (2.52)$$

где  $q_{p, n}$  — приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении сопла.

Значение  $q_{p, n}$  находится по газодинамическим таблицам по известному  $\Pi_{p, n} = \rho_n / \rho_p$ .

Из совместного решения уравнений (2.49) — (2.52) и (2.42) находим

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p, n}} + \frac{k_p}{k_n} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{n*}} \frac{\rho_p}{\rho_n} \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \frac{u}{q_{n2}}. \quad (2.53a)$$

Первое слагаемое

$$\frac{1}{q_{p, n}} = \frac{f_{p1}}{f_{p*}} = \frac{f_{p2}}{f_{p*}};$$

второе слагаемое

$$\frac{k_p}{k_n} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{n*}} \frac{\rho_p}{\rho_n} \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \frac{u}{q_{n2}} = \frac{f_{n2}}{f_{p*}}.$$

При цилиндрической камере смешения  $f_2/f_{p*} = f_3/f_{p*}$ .

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p, n}} + \frac{\rho_p}{\rho_n} \frac{u \sqrt{\theta}}{q_{n2}}. \quad (2.53b)$$

При  $T_p = T_n$  и  $k_p = k_n$

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p, n}} + \frac{\rho_p}{\rho_n} \frac{u}{q_{n2}}. \quad (2.53b)$$

Сечениями  $f_{p*}$ ,  $f_{n*}$ ,  $f_2$  и  $f_3$  определяются все основные поперечные размеры струйного компрессора.

### 2.5.2. Осевые размеры компрессора

На рис. 2.10 показана схема дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве и в поле скоростей для нескольких ее сечений. В выходном сечении рабочего сопла струя имеет равномерное поле скоростей. При течении через пространство, заполненное средой с теми же физическими свойствами, что и у струи, в результате турбулентного перемешивания сред происходит увлечение струей частиц жидкости или газа из этого пространства. Частицы рабочей струи, вытекающей из сопла, вместе с частицами увеличенной (инжектируемой) среды образуют турбулентный слой смешения, толщина которого растет в направлении течения.

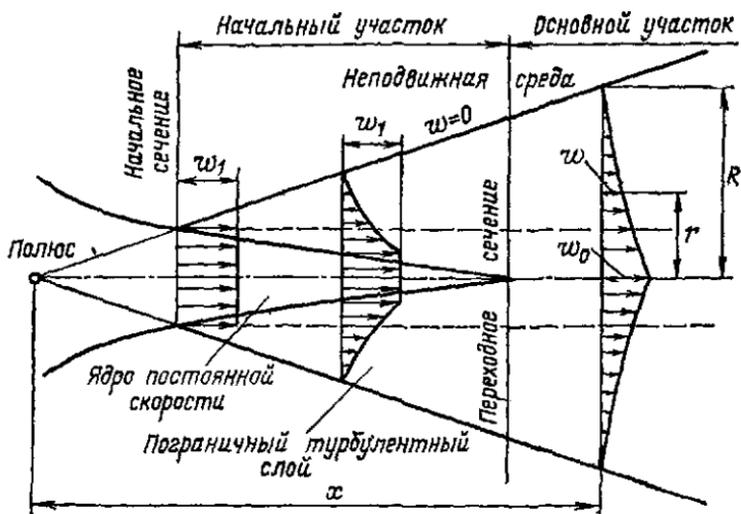


Рис. 2.10. Схема свободной струи

С внешней стороны пограничный слой свободной струи, текущей в безграничном пространстве, соприкасается со средой, скорость которой равна нулю. С внутренней стороны пограничный слой переходит в ядро постоянных скоростей, осевая скорость которого равна скорости истечения рабочего потока из сопла. По мере удаления от сопла сечение ядра постоянной скорости уменьшается. На некотором расстоянии от сопла ядро постоянной скорости исчезает.

На последующем участке струи расширение внешних границ струи сопровождается падением скорости на ее оси. Сечение струи, в котором сечение ядра постоянной скорости делается равным нулю, называется переходным. Струю можно условно разделить на два участка: начальный и основной. Участок струи между выходным сечением сопла и переходным сечением струи называется начальным. Последующий участок струи за переходным сечением называется основным.

Течение свободной струи происходит при постоянном давлении как вдоль струи, так и в ее поперечных сечениях.

Для основного участка струи отношение скорости в любой точке струи к осевой скорости струи в этом же сечении является однозначной функцией отношения расстояния данной точки от оси струи к радиусу границы струи:

$$\frac{w}{w_0} = f(r/R),$$

причем граничный радиус любого сечения струи  $R = ax$ , где  $x$  — расстояние данного сечения от полюса струи;  $a$  — опытная константа свободной струи. Для упругих сред  $a = 0,07 \div 0,09$ .

Рис. 2.11. К расчету расстояния сопла от камеры смещения:

$a - d_2 > d_1$ ;  $b - d_1 < d_1$ ;  $e - l_{c1}/d_1 = f(u)$ ;  
 $d_1/d_2 = f(u)$

Как показывают экспериментальные исследования, основные закономерности, полученные для дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве, могут быть также использованы с достаточной для практических целей точностью для расчета осевых размеров струйных аппаратов со сверхкритической скоростью рабочей струи.

При расчете струйных компрессоров оптимальное расстояние сопла от камеры смещения определяется из условия, что при расчетном коэффициенте инжекции конечное сечение свободной струи равно входному сечению камеры смещения.

Для того чтобы правильно выбрать положение рабочего сопла, необходимо подсчитать два размера свободной струи (рис. 2.11): длину свободной струи  $l_{c1}$  и диаметр свободной струи  $d_4$  на расстоянии  $l_{c1}$  от выходного сечения сопла. Длина свободной струи  $l_{c1}$  определяется по следующим приближенным формулам:

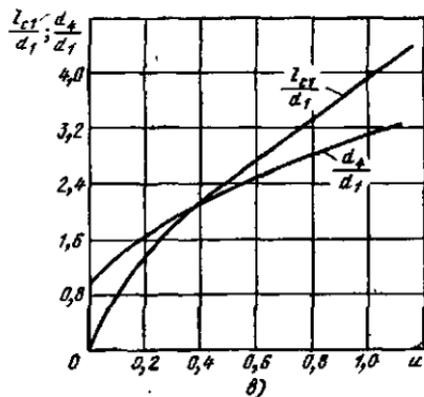
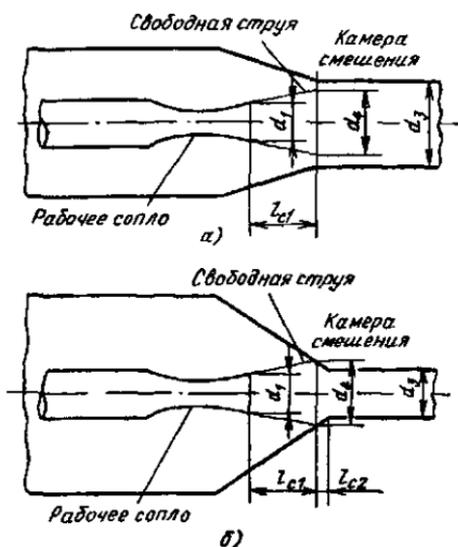
при коэффициенте инжекции  $u \leq 0,5$ , т. е. когда свободная струя не выходит за пределы начального участка,

$$l_{c1} = \left[ \sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29 \right] \frac{d_1}{2a}; \quad (2.54)$$

при коэффициенте инжекции  $u \geq 0,5$ , т. е. когда свободная струя включает не только начальный, но и основной участок,

$$l_{c1} = \frac{0,37 + u}{4,4a} d_1, \quad (2.55)$$

где  $d_1$  — выходной диаметр рабочего сопла;  $a$  — опытная константа, лежащая для упругих сред в пределах 0,07—0,09.



При малых коэффициентах инжекции ( $u < 0,2$ ) рекомендуется принимать меньшее значение опытной константы, при больших коэффициентах инжекции — большее ее значение.

Диаметр свободной струи  $d_4$  на расстоянии  $l_{c1}$  от выходного сечения сопла определяется по формулам:

при коэффициенте инжекции  $u \leq 0,5$

$$d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0,083 + 0,76u}; \quad (2.56)$$

при коэффициенте инжекции  $u \geq 0,5$

$$d_4 = 1,55d_1(1 + u). \quad (2.57)$$

На рис. 2.11 приведены расчетные зависимости  $l_{c1}/d_1 = f(u)$  и  $d_4/d_1 = f(u)$ , построенные по уравнениям (2.54) — (2.57).

Если диаметр камеры смещения  $d_3 > d_4$  (рис. 2.11, а), то расстояние выходного сечения сопла от входного сечения цилиндрической камеры смещения должно приниматься  $l_c \cong l_{c1}$ , причем в этом случае немного более близкая установка сопла  $l_c < l_{c1}$  не влияет существенно на работу аппарата. Длина свободной струи, равная расстоянию от выходного сечения сопла  $f_{p1}$  до сечения струи, равного  $f_3$ , остается при этом неизменной. Приближение сопла к камере смещения приводит в этом случае к уменьшению рабочей длины цилиндрической камеры смещения, так как конечное сечение свободной струи перемещается ближе к диффузору компрессора.

Удаление сопла от камеры смещения, т. е. установка сопла на расстоянии  $l_c > l_{c1}$ , существенно ухудшает работу аппарата. Это приводит к увеличению длины свободной струи. Конечное сечение свободной струи увеличивается, так как она вписывается уже во входной участок камеры смещения, диаметр которого больше диаметра цилиндрической камеры. В этих условиях свободная струя вносит в камеру смещения больше газа, чем может пропустить компрессор, поэтому часть газа должна вытекать обратно из камеры смещения в приемную камеру. Возникают обратные токи во входном участке камеры смещения и связанные с ними дополнительные потери в аппарате.

Если диаметр камеры смещения  $d_3 < d_4$  (рис. 2.11, б), то расстояние выходного сечения рабочего сопла от входного сечения цилиндрической камеры смещения должно приниматься

$$l_c = l_{c1} + l_{c2}, \quad (2.58)$$

где  $l_{c2}$  — длина входного участка камеры смещения, на которой диаметр меняется от  $d_4$  до  $d_3$ .

Это расстояние определяется по формуле

$$l_{c2} = (d_4 - d_3) / 2 \operatorname{tg} \beta, \quad (2.59a)$$

где  $\beta$  — угол между образующей входного участка камеры смещения и осью компрессора.

В частном случае при обычно принимаемом значении  $\beta = 45^\circ$

$$l_{c2} = (d_4 - d_3)/2. \quad (2.596)$$

При расстоянии между соплом и камерой смещения меньшем, чем по расчету, меньше расчетного и расход инжектируемой среды, увлекаемый свободной струей. Приближение сопла к камере смещения, так же как и удаление, ухудшает работу аппарата по сравнению с расчетом.

Проведенные ВТИ экспериментальные исследования пароструйных компрессоров показывают достаточно хорошую согласованность формул (2.54) — (2.57) с опытом при  $a = 0,07 \div 0,09$ .

Рассмотрим, как влияет профиль входного участка камеры смещения на расчетный коэффициент смещения струйного компрессора.

В (2.15) влияние профиля входного участка камеры смещения струйного компрессора учитывается коэффициентом скорости инжектируемого потока  $K_2$ , представляющим собой произведение трех коэффициентов скорости: камеры смещения, диффузора и входного участка:  $K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4$ . Профиль входного участка камеры смещения сказывается на величине коэффициента скорости  $\varphi_4$ . При уменьшении коэффициента скорости входного участка  $\varphi_4$  уменьшается значение  $K_2$  и падает расчетный коэффициент инжекции или при заданном коэффициенте инжекции уменьшается расчетная степень сжатия струйного аппарата.

Уравнение (2.21) показывает, что влияние  $K_2$  на расчетную степень сжатия струйного аппарата возрастает с увеличением коэффициента инжекции  $u$  и входной скорости инжектируемого потока  $\lambda_{n2}$ . При уменьшении коэффициента инжекции влияние профиля входного участка на степень сжатия ослабляется.

Проведенное ВТИ экспериментальное исследование струйных компрессоров с различными профилями входных участков камеры смещения показывает, что конический входной участок обеспечивает достаточно высокий коэффициент скорости:  $\varphi_4 = 0,925$ , вследствие чего этот профиль входного участка рекомендуется, как правило, принимать при конструировании струйных компрессоров. Такой профиль входного участка, в частности, принят в конструкции пароструйных компрессоров, разработанных ВТИ (рис. 2.12).

Основное назначение камеры смещения заключается в выравнивании поля скоростей смешанного потока до его поступления в диффузор. Опыт показывает, что при поступлении в диффузор потока с выравненным профилем скоростей процесс преобразования кинетической энергии в потенциальную происходит с наименьшими потерями. По данным И. Е. Идельчика при увеличении отношения осевой скорости к средней во входном сечении диффузора с 1 до 4,8 КПД диффузора снижается с 0,9 до 0,35.

Выравнивание поля скоростей смешанного потока обеспечивается соответствующей длиной камеры смещения струйного аппарата.

На основе опытных данных длина цилиндрической камеры смешения струйных аппаратов выбирается обычно в пределах 6—10 диаметров камеры смешения:

$$l_k = (6 \div 10) d_3. \quad (2.60)$$

Длина диффузора определяется исходя из угла раствора 8—10° по формуле

$$l_d = (6 \div 7) (d_c - d_3), \quad (2.61)$$

где  $d_c$  — диаметр выходного сечения диффузора.

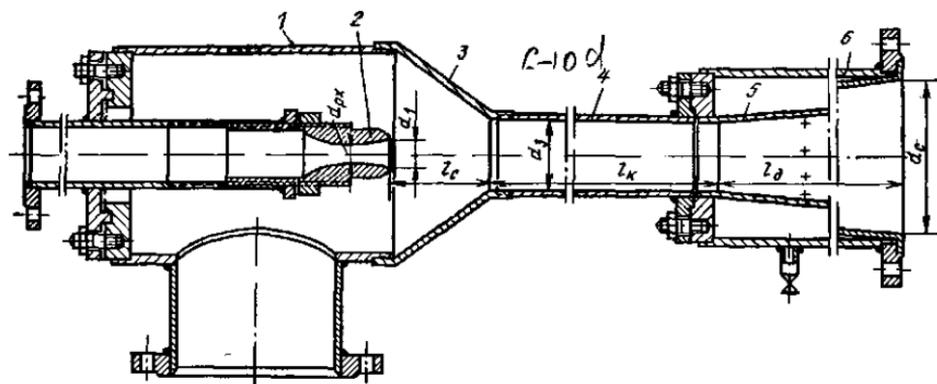


Рис. 2.12. Пароструйный компрессор:

1 — цилиндрический корпус приемной камеры; 2 — рабочее сопло; 3 — конический переход от приемной камеры к камере смешения; 4 — корпус камеры смешения; 5 — разгрузившая коническая вставка диффузора; 6 — цилиндрический корпус диффузора

Выходное сечение диффузора определяется по формуле

$$f_c = \frac{G_p (1 + u)}{\rho_c w_c}, \quad (2.62)$$

где  $\rho_c$  и  $w_c$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>, и скорость, м/с, сжатого потока на выходе из диффузора.

Пример 2.4. Определить основные геометрические параметры пароструйного компрессора ( $f_3/f_{p*}$ ,  $f_2/f_{p*}$ ,  $f_{p2}/f_{p*}$ ,  $l_{c1}/d_1$ ), расчет достижимого коэффициента инжекции которого приведен в примере 2.1. Напомним основные расчетные данные:  $p_p = 3$  МПа<sup>1</sup>;  $t_p = 400^\circ \text{C} = 673$  К;  $a_{p*} = 580$  м/с;  $p_n = 0,3$  МПа;  $t_n = 180^\circ \text{C} = 453$  К;  $a_{n*} = 482$  м/с;  $p_c = 0,6$  МПа;  $u = 0,59$ ;  $\sqrt{\Theta} = 0,83$ ;  $u \sqrt{\Theta} = 0,49$ ;  $P_{p-n} = 0,1$ ;  $\lambda_{p-n} = 1,77$ ;  $q_{p-n} = 0,49$ ;  $(\lambda_{cs})_{\text{опт}} = 0,7$ ;  $(q_{cs})_{\text{опт}} = 0,895$ ;  $(\lambda_{n2})_{\text{опт}} = 0,57$ ;  $(q_{n2})_{\text{опт}} = 0,78$ .

Решение. Определяем  $f_3/f_{p*}$  по (2.486):

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{3}{0,6} \frac{(1 + 0,49)}{0,895} = 8,33.$$

<sup>1</sup> Здесь и далее все давления абсолютные.

Определяем  $f_2/f_{p*}$  по (2.536):

$$\frac{f_2}{f_{p*}} = \frac{1}{0,49} + \frac{3}{0,3} \frac{0,49}{0,78} = 2,05 + 6,28 = 8,33.$$

Определяем  $f_{p2}/f_{p*}$  по (2.52):

$$\frac{f_{p2}}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p.н}} = \frac{1}{0,49} = 2,05.$$

Определяем  $\frac{l_{c1}}{d_1}$  по (2.55):

$$\frac{l_{c1}}{d_1} = \frac{0,37 + 0,59}{0,4 \cdot 0,09} = 2,42.$$

## 2.6. Характеристики газоструйного компрессора

Под характеристикой понимается уравнение, описывающее для струйного аппарата заданных геометрических размеров зависимость коэффициента инжекции или производительности от внешних параметров взаимодействующих потоков. Характеристика показывает, как работает газоструйный аппарат заданных геометрических размеров не только в расчетных условиях, но и в условиях, отличных от расчетных, т. е. при нерасчетном режиме, когда в аппарате возникают дополнительные потери. Для струйного аппарата неизменных геометрических размеров оптимальные условия могут иметь место только при одном режиме, который обычно является расчетным для данного аппарата. При нерасчетных режимах работы аппарата значения  $p_c/p_n$  и  $u$  могут существенно отличаться от приведенных на рис. 2.4.

Для иллюстрации на рис. 2.13 штриховой линией показана расчетная зависимость  $p_c/p_n = f(u)$  для перегретого водяного пара ( $k = 1,3$ ) при  $p_p/p_n = 6$ , построенная по уравнению (2.21). Сплошными линиями нанесены экспериментальные характеристики  $p_c/p_n = f(u)$  пароструйных компрессоров трех различных геометрических параметров:  $f_2/f_{p*} = 7,6; 14,2$  и  $21,6; d_{p*} = 21,6$  мм. При тех режи-

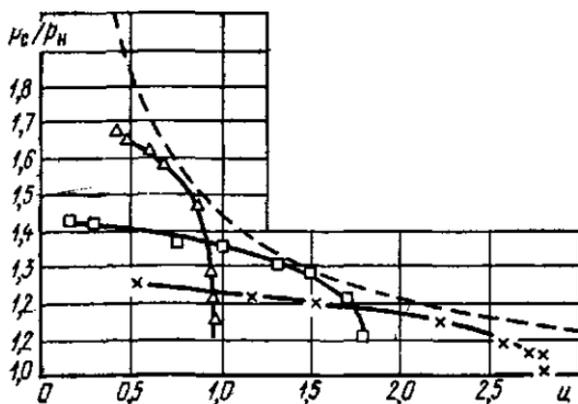


Рис. 2.13. Сопоставление экспериментальных характеристик  $p_c/p_n = f(u)$  с расчетной зависимостью для достижимого коэффициента инжекции:

$\Delta$  —  $f_2/f_{p*} = 7,6$ ;  $\square$  —  $f_2/f_{p*} = 14,2$ ;  $\times$  —  $f_2/f_{p*} = 21,6$

мах, для которых геометрические размеры струйных компрессоров являются оптимальными, в аппаратах отсутствуют дополнительные потери и экспериментальные точки характеристики ложатся близко к расчетной кривой, построенной по формуле (2.21).

По сближению характеристик с расчетной зависимостью, построенной по (2.21) (штриховая кривая), могут быть определены оптимальные режимные параметры газоструйного аппарата заданных геометрических размеров.

Как видно из рис. 2.13, в области повышенных степеней сжатия  $p_c/p_n$  характеристика газоструйных компрессоров проходит ниже кривой достижимых коэффициентов инжекции; при снижении степени сжатия характеристика аппарата приближается к кривой достижимых коэффициентов инжекции; при дальнейшем снижении степени сжатия характеристика отклоняется вниз от кривой достижимых коэффициентов инжекции и затем переходит в вертикальную прямую.

На последнем участке газоструйный компрессор работает на предельном режиме; при этом режиме понижение степени сжатия не приводит к росту коэффициентов инжекции.

Причины возникновения предельных режимов и методы расчета этих режимов описаны ниже.

Сравнение характеристик пароструйных компрессоров с зависимостью для достижимых коэффициентов инжекции показывает, что зависимость между оптимальными режимными параметрами  $p_c/p_n = f(u)$ , построенная по (2.21), является огибающей для всех характеристик [69, 70, 74]. Такой характер взаимного расположения кривой достижимых коэффициентов инжекции и характеристик является типичным для всех равнофазных струйных аппаратов.

Перейдем к выводу уравнения характеристики газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смещения. Как и при выводе выражения (2.15), исходным в данном случае является уравнение импульсов. Принципиальное различие заключается в том, что при выводе уравнения (2.15) безотносительно к размерам аппарата находились условия, определяющие достижимый коэффициент инжекции, и уже применительно к последним определялись основные геометрические размеры аппарата. Уравнение же характеристики включает в себя основные геометрические параметры струйного аппарата, т. е. это уравнение описывает работу струйного аппарата с заданными геометрическими размерами.

Приняв те же допущения, что и при выводе уравнения (2.2), можно с помощью газодинамических функций выразить статические давления в характерных сечениях струйного аппарата через давления потоков перед аппаратом и после него, равные практически давлениям торможения:

$$p_{p2} = \Pi_{p2} p_p; \quad p_{n2} = \Pi_{n2} p_n; \quad p_3 = \Pi_{c3} p_c. \quad (2.63)$$

Из совместного решения (2.2) — (2.5), (2.14), (2.43) и (2.63) выводится уравнение характеристики газоструйного компрессора:

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{1}{\Pi_{cs}} \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} + \frac{k_p \Pi_{p*}}{\varphi_3} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1+u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right] \right\}. \quad (2.64a)$$

При  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{1}{\Pi_{cs}} \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} + \frac{k \Pi_{p*}}{\varphi_3} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \sqrt{\Theta} \lambda_{n2} - (1+u \sqrt{\Theta}) \lambda_{c3} \right] \right\}, \quad (2.64b)$$

где  $\sqrt{\Theta} = a_{n*}/a_{p*}$ .

В том случае, когда струйный аппарат работает при переменном давлении  $p_n$ , а давления  $p_p$  и  $p_c$  поддерживаются постоянными, уравнение характеристики (2.64a) удобнее использовать в следующих модификациях:

$$\frac{p_n}{p_p} = \frac{1}{\Pi_{n2}} \left\{ \Pi_{cs} \frac{p_c}{p_p} \frac{f_3}{f_{n2}} - \Pi_{p2} \frac{f_{p2}}{f_{n2}} - \frac{k_p \Pi_{p*}}{\varphi_3} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1+u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right] \right\}. \quad (2.65a)$$

При  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$  это уравнение принимает следующий вид:

$$\frac{p_n}{p_p} = \frac{1}{\Pi_{n2}} \left\{ \Pi_{cs} \frac{p_c}{p_p} \frac{f_3}{f_{n2}} - \Pi_{p2} \frac{f_{p2}}{f_{n2}} - \frac{k \Pi_{p*}}{\varphi_3} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \times \right. \\ \left. \times \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \sqrt{\Theta} \lambda_{n2} - (1+u \sqrt{\Theta}) \lambda_{c3} \right] \right\}. \quad (2.65b)$$

Уравнения (2.64) — (2.65) являются универсальными. Они могут быть применены для построения характеристики любого равнофазного струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения. При введении в эти уравнения дополнительных условий из них выводятся частные уравнения характеристик, действительные для определенных групп аппаратов. Для получения уравнения характеристики газоструйных аппаратов с рабочими соплами конической, а не расширяющейся формы надо принять в этих уравнениях  $f_{p2} = f_{p*}$  и  $\Pi_{p2} = \Pi_{p*}$ . Для построения характеристики необходимо знать два основных геометрических параметра аппарата: отношение сечений  $f_{p1}/f_{p*}$  и  $f_3/f_{p*}$  и внешние параметры двух потоков: рабочего и инжектируемого ( $p_p, v_p$  и  $p_n, v_n$  или  $p_p, T_p$  и  $p_n, T_n$ ) или рабочего и сжатого ( $p_p, v_p$  и  $p_c, v_c$  или  $p_p, T_p$  и  $p_c, T_c$ ).

Следует иметь в виду, что для цилиндрической камеры смешения при принятом выше упрощающем предположении, что  $f_{p2} = f_{p1}$ ,

$$f_{н2} = f_3 - f_{р2} = f_3 - f_{р1}; \quad \frac{f_{н2}}{f_{р2}} = \frac{f_{н2}}{f_{р1}} = \frac{f_3 - f_{р1}}{f_{р1}} = \frac{f_3}{f_{р1}} - 1,$$

$$\frac{f_{р2}}{f_3} = \frac{f_{р1}}{f_3}; \quad \frac{f_{н2}}{f_3} = \frac{f_3 - f_{р1}}{f_3} = 1 - \frac{f_{р1}}{f_3};$$

$$\frac{f_{р*}}{f_{н2}} = \frac{1}{\frac{f_3}{f_{р*}} - \frac{f_{р1}}{f_{р*}}}.$$

Расчет характеристики заключается в нахождении неизвестных внешних параметров ( $p_c$ ,  $v_c$  или  $p_n$ ,  $v_n$ ) для ряда значений коэффициента инжекции струйного аппарата. Задача решается следующим образом. Задаются предварительно ожидаемым давлением ( $p_c$  или  $p_n$ ) при данном коэффициенте инжекции  $u$  или  $u \sqrt{\Theta}$ . Определяют значения приведенной массовой скорости рабочего, инжектируемого и сжатого потоков ( $q_{р2}$ ,  $q_{н2}$ ,  $q_{с3}$ ) во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения. По найденным значениям газодинамических функций  $q_{р2}$ ,  $q_{н2}$ ,  $q_{с3}$  находят по газодинамическим таблицам или графикам функции  $\lambda_{р2}$ ,  $\lambda_{н2}$ ,  $\lambda_{с3}$ ,  $\Pi_{р2}$ ,  $\Pi_{н2}$ ,  $\Pi_{с3}$ .

Подставляют найденные значения функций в уравнения характеристики и находят искомое значение  $p_c/p_n$ ,  $p_n/p_p$  или  $p_n/p_c$  при данном коэффициенте инжекции  $u$  или  $u \sqrt{\Theta}$ . Если найденное таким образом значение  $p_c$  или  $p_n$  не совпадает с предварительно принятым, то задаются новым значением искомого давления  $p_c$  или  $p_n$ , уточняют значения функций  $q_{н2}$  или  $q_{с3}$  и затем определяют новое, более точное значение искомого параметра.

Расчет считается законченным, если расхождение между предварительно принятым и полученным значениями  $p_c/p_n$  не превосходит  $\pm 3\%$ .

Формулы для расчета приведенной массовой скорости рабочего  $q_{р2}$  и инжектируемого  $q_{н2}$  потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения и сжатого потока  $q_{с3}$  в выходном сечении цилиндрической камеры смешения выводятся на основе уравнений (1.29) и (1.30):

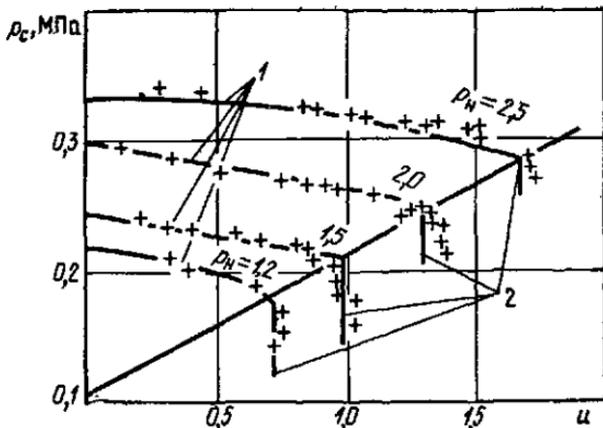
$$\left. \begin{aligned} q_{р2} &= \frac{f_{р*}}{f_{р2}} = \frac{f_{р*}}{f_{р1}}; \\ q_{н2} &= \frac{f_{н*}}{f_{н2}} = \frac{k_p}{k_n} \frac{\Pi_{р*}}{\Pi_{н*}} \frac{p_p}{p_n} \frac{a_{н*}}{a_{р*}} \frac{f_{р*}}{f_{н2}} u; \\ q_{с3} &= \frac{f_{с*}}{f_3} = \frac{k_p}{k_c} \frac{\Pi_{р*}}{\Pi_{с*}} \frac{p_p}{p_c} \frac{a_{с*}}{a_{р*}} \frac{f_{р*}}{f_3} (1 + u). \end{aligned} \right\} \quad (2.66a)$$

При  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$q_{н2} = \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{р*}}{f_{н2}} u \sqrt{\Theta}; \quad q_{с3} = \frac{p_p}{p_c} \frac{f_{р*}}{f_3} (1 + u \sqrt{\Theta}), \quad (2.66б)$$

где  $\sqrt{\Theta} = a_{н*}/a_{р*}$ .

Рис. 2.14. Сопоставление экспериментальной и расчетной характеристики струйного компрессора



Как видно из графика на рис. 1.2, каждому значению функции  $q$  соответствуют два значения  $\lambda$ : одно из них — в докритической области ( $\lambda < 1$ ), другое — в сверхкритической ( $\lambda > 1$ ). Только значению  $q = 1$  соответствует одно значение  $\lambda = 1$ . Поэтому при определении по значению  $\lambda_{p_2}$  значения  $q_{p_2}$  надо знать, в какой области находится скорость потока в данном сечении — в докритической или сверхкритической.

В струйных компрессорах, как правило, степень расширения рабочего потока в сопле  $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$  и  $\lambda_{p_2} \geq 1$ . Поэтому отсчет значения  $\lambda_{p_2}$  по данному значению  $q_{p_2}$  производится по правой ветви кривой  $q = f(\lambda)$  (см. рис. 1.2). Приведенные скорости инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения  $\lambda_{n_2}$  и сжатого потока в выходном сечении камеры смешения  $\lambda_{c_3}$  всегда меньше единицы. Поэтому отсчет значений  $\lambda_{n_2}$  по  $q_{n_2}$  и  $\lambda_{c_3}$  по  $q_{c_3}$  производится по левой ветви кривой  $q = f(\lambda)$  (см. рис. 1.2).

Уравнения (2.64), (2.65) показывают, что характеристика газоструйного аппарата зависит не от его абсолютных геометрических размеров, а от отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  и  $f_{p1}/f_{p*}$ . Отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  и  $f_{p1}/f_{p*}$  являются геометрическими параметрами подобия газоструйных аппаратов. Аппараты, имеющие различные абсолютные размеры, но одинаковое отношение сечений, имеют при работе на одних и тех же средах одинаковые характеристики  $p_c/p_n = f(u, p_p/p_n)$  или  $p_n/p_c = f(u, p_c/p_c)$  при условии, что струи, вытекающие из сопел этих аппаратов, находятся в одной и той же автомодельной области числа  $Re$ . Это обстоятельство значительно облегчает проведение экспериментальных исследований струйных аппаратов и испытание опытных образцов. Вместо испытаний натуральных промышленных аппаратов можно проводить испытание подобных им моделей небольших размеров.

Многочисленные экспериментальные исследования показывают, что уравнения (2.64), (2.65) весьма точно описывают работу газоструйных аппаратов. Для иллюстрации на рис. 2.14 приведено сопоставление расчетной характеристики пароструйного компрессора с экс-

периментальными данными. Компрессор имел следующие основные размеры:  $d_3 = 59,5$  мм;  $d_{p1} = d_{p*} = 21,6$  мм;  $f_3/f_{p*} = 7,6$ ;  $f_{p1}/f_{p*} = 1$ . Параметры рабочего пара перед компрессором:  $p_p = 0,8$  МПа;  $t_p = 210$  °С.

Опыты проводились при следующих значениях давления инжектируемого пара перед аппаратом:  $p_n = 0,12$ ;  $0,15$ ;  $0,2$  и  $0,25$  МПа. сплошными линиями нанесены характеристики компрессора, рассчитанные по уравнению (2.64). Крестиками показаны опытные точки.

Уравнение (2.64) устанавливает зависимость между коэффициентом инжекции и степенью сжатия для пологого участка характеристики струйного компрессора (кривые 1 на рис. 2.14).

В пределах этого участка увеличение степени сжатия  $p_c/p_n$  приводит к уменьшению коэффициента инжекции. При некотором значении степени сжатия коэффициент инжекции становится равным нулю. В этой точке характеристика пересекает ось ординат. Дальнейшее повышение степени сжатия приводит уже к отрицательным коэффициентам инжекции, т. е. часть рабочего потока поступает из приемной камеры в линию инжектируемой среды.

При уменьшении степени сжатия коэффициент инжекции аппарата увеличивается, но лишь до определенного предела  $u_{пр}$ . При дальнейшем снижении степени сжатия струйный аппарат переходит на предельный режим (линия 2 на рис. 2.14). При работе на предельном режиме коэффициент инжекции газоструйного компрессора остается постоянным ( $u = u_{пр}$ ). При этом режиме аппарат развивает максимальную производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого (или сжатого) потоков. Методика определения  $u_{пр}$  приводится ниже.

Если в уравнениях (2.64) и (2.65) вместо  $p_c$  подставить  $p_3/\Pi_{c3}$  и принять  $\varphi_3 = 1$ , то получатся уравнения характеристики газоструйного компрессора без диффузора. После соответствующих преобразований эти уравнения приводятся к следующему виду:

$$\frac{p_3}{p_n} = \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} + k_p \Pi_{p*} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ K_{61} \lambda_{p2} + K_{62} u \times \right. \\ \left. \times \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1+u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right]; \quad (2.67a)$$

$$\frac{p_n}{p_p} = \frac{1}{\Pi_{n2}} \left\{ \frac{p_3}{p_p} \frac{f_3}{f_{n2}} - \Pi_{p2} \frac{f_{p2}}{f_{n2}} - k_p \Pi_{p*} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \left[ K_{61} \lambda_{p2} + \right. \right. \\ \left. \left. + K_{62} u \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1+u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right] \right\}, \quad (2.68a)$$

где  $K_{61} = \varphi_1 \varphi_2$  и  $K_{62} = \varphi_2 \varphi_4$ .

В частном случае при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_3}{p_n} = \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} + k \Pi_{p*} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \times \\ \times \left[ K_{61} \lambda_{p2} + K_{62} \lambda_{n2} u \sqrt{\Theta} - (1+u) \sqrt{\Theta} \lambda_{c3} \right]; \quad (2.67b)$$

$$\frac{p_n}{p_p} = \frac{1}{\Pi_{n2}} \left\{ \frac{p_3}{p_p} \frac{f_3}{f_{n2}} - \Pi_{p2} \frac{f_{p2}}{f_{n2}} - k\Pi_* \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \right\} \times \\ \times [K_{c1}\lambda_{p2} + K_{c2}\lambda_{n2}u\sqrt{\Theta} - (1+u\sqrt{\Theta})\lambda_{c3}]. \quad (2.686)$$

При расчете характеристик бездиффузорных струйных компрессоров по уравнениям (2.67), (2.68) газодинамические функции  $\lambda_{p2}$  и  $\Pi_{p2}$  находят по значению функции  $q_{p2}$ , определяемой по (2.66). Газодинамические функции  $\lambda_{n2}$  и  $\Pi_{n2}$  находят по значению функции  $q_{n2}$ , определяемой по (2.66).

Если значение  $p_n$  заранее не известно, то им предварительно задаются, а затем проверяют по значению  $p_n$ , найденному по (2.68).

Значение функции  $\lambda_{c3}$  находят по  $\omega_{c3}$ , определяемой по формуле

$$\omega_{c3} = \frac{q_{c3}}{\Pi_{c3}} = \frac{k_p}{k_c} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_p}{p_3} \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \frac{f_{p*}}{f_3} (1+u). \quad (2.69a)$$

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\omega_{c3} = \frac{q_{c3}}{\Pi_{c3}} = \frac{p_p}{p_3} \frac{f_{p*}}{f_3} (1+u\sqrt{\Theta}). \quad (2.69b)$$

Если значение  $p_3$  заранее не известно, то для нахождения  $\omega_{c3}$  по (2.69) предварительно задаются значением  $p_3$ , определяют  $\omega_{c3}$ , находят  $\lambda_{c3}$ , подставляют найденные значения в (2.67) и находят искомую степень сжатия  $p_c/p_n$  при данном коэффициенте инжекции  $u$ . При несовпадении предварительно принятого значения  $p_3$  с полученными по (2.67) задаются новым, более точным значением  $p_3$  и повторяют расчет.

Знание характеристик струйных аппаратов является необходимым условием их грамотного проектирования и эксплуатации. Характеристика позволяет заранее установить возможный диапазон использования аппарата заданных размеров и режим работы его при изменении параметров рабочей, инжектируемой или сжатой среды. Характеристика струйного аппарата может быть использована как эталон при оценке результатов испытаний работающих аппаратов. Несовпадение действительной характеристики струйного аппарата с расчетной свидетельствует о дефектности аппарата. По характеру отклонения действительной характеристики от расчетной можно расшифровать существо дефекта.

## 2.7. Влияние основных геометрических параметров аппарата на его характеристику

Основное значение для характеристики газоструйного аппарата имеет отношение  $f_3/f_{p*}$ . При малом значении отношения  $f_3/f_{p*}$  аппараты являются высоконапорными. Такие аппараты развивают высокую степень сжатия, но отличаются низкими значениями коэффициентов инжекции. При увеличении отношения  $f_3/f_{p*}$  снижается степень сжатия аппарата и растет коэффициент инжекции. Второй геометри-

ческий параметр  $f_{p1}/f_{p*}$  оказывает заметное влияние на характеристику газоструйного аппарата только при очень больших степенях расширения рабочего потока ( $p_p/p_n > 20 \div 30$ ).

При умеренных степенях расширения рабочего потока параметр  $f_{p1}/f_{p*}$  оказывает небольшое влияние на характеристику аппарата. Это положение можно установить непосредственным расчетом по уравнению характеристики. Оно также подтверждается опытом.

## 2.8. Влияние температур смешиваемых потоков на работу струйного аппарата

Как видно из (2.646) и (2.686), при одинаковых показателях адиабаты и одинаковых газовых постоянных рабочего и инжектируемого потоков, т. е. при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$ , в струйном компрессоре заданных геометрических размеров постоянному отношению внешних давлений  $p_p/p_n$  и  $p/p_n$  соответствует постоянное значение произведения  $u \sqrt{\theta} = \text{const}$ , откуда

$$u = \text{const}_1 \frac{1}{\sqrt{\theta}} = \text{const}_1 \sqrt{\frac{T_p}{T_n}}. \quad (2.70)$$

Это значит, что при заданном режиме внешних давлений коэффициент инжекции газоструйного аппарата пропорционален корню квадратному из отношения абсолютных температур рабочего и инжектируемого потоков. Коэффициент инжекции увеличивается при повышении температуры рабочего потока и снижается при повышении температуры инжектируемого потока.

Легко показать, что для струйного аппарата заданных размеров постоянным значениям внешних давлений  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p_c$  и произведения  $u \sqrt{\theta}$  соответствуют постоянные значения всех газодинамических функций, входящих в (2.646) и (2.686). В самом деле, значения газодинамических функций рабочего потока  $\lambda_{p2}$  и  $\Pi_{p2}$  определяются однозначно по газодинамической функции  $q_{p2}$ , которая, как показывает уравнение (2.66), равна отношению сечений  $f_{p*}/f_{p1}$ .

Значения газодинамических функций инжектируемого потока  $\lambda_{n2}$  и  $\Pi_{n2}$  определяются однозначно по газодинамической функции  $q_{n2}$ , которая находится по (2.66).

Как видно из (2.666), при  $p_p/p_n = \text{const}$ ,  $f_{p*}/f_{n2} = \text{const}$ ,  $u \sqrt{\theta} = \text{const}$  значение  $q_{n2} = \text{const}$ . Следовательно, значения  $\lambda_{n2}$  и  $\Pi_{n2}$  постоянны.

Значения газодинамических функций сжатого потока  $\lambda_{c3}$  и  $\Pi_{c3}$  определяются однозначно по газодинамической функции  $q_{c3}$ , которая определяется уравнением (2.666).

При  $p_p/p_c = \text{const}$ ,  $f_{p*}/f_3 = \text{const}$  и  $u \sqrt{\theta} = \text{const}$  значение  $q_{c3} = \text{const}$ . Следовательно, значения  $\lambda_{c3}$  и  $\Pi_{c3}$  также постоянны.

Значение  $\omega_{сз}$  находится по (2.69б). При  $p_p/p_s = \text{const}$ ,  $f_{p*}/f_s = \text{const}$ ,  $u\sqrt{\theta} = \text{const}$  значение  $\omega_{сз} = \text{const}$ . Следовательно, значения  $\lambda_{сз}$ ,  $q_{сз}$  и  $\Pi_{сз}$  также постоянны.

Рассмотрим, как отражаются на расходах рабочего и инжектируемого потоков через струйный аппарат ( $G_p$  и  $G_n$ ) изменения начальных температур этих потоков ( $T_p$  и  $T_n$ ) при условии, что давления этих потоков  $p_p$  и  $p_n$  остаются постоянными.

На основе (2.43б) расход рабочего потока

$$G_p = C p_p f_{p*} \frac{1}{RT_p} = \frac{\text{const}_2}{\sqrt{T_p}}. \quad (2.71)$$

На основе (2.70) и (2.71) можно записать расход инжектируемого потока:

$$G_n = u G_p = \text{const}_1 \sqrt{\frac{T_p}{T_n}} \text{const}_2 \frac{1}{\sqrt{T_p}} = \frac{\text{const}_2}{\sqrt{T_n}}. \quad (2.72)$$

Уравнения (2.71) и (2.72) показывают, что в газоструйных компрессорах изменение начальной температуры одного из потоков (рабочего или инжектируемого) влияет только на расход этого потока и не влияет на расход второго смешиваемого с ним потока, причем расход каждого из смешиваемых потоков изменяется обратно пропорционально корню квадратному от абсолютной температуры этого потока перед аппаратом. Это свойство газоструйных аппаратов со сверхкритической степенью расширения рабочего потока было установлено Г. Н. Абрамовичем [1].

## 2.9. Предельные режимы газоструйных компрессоров

Как видно из рис. 2.13, характеристика  $p_c = f(u)$  струйного аппарата состоит из двух участков: пологого, на котором уменьшение давления сжатия сопровождается плавным увеличением коэффициента инжекции; — вертикального, на котором при уменьшении давления сжатия коэффициент инжекции остается постоянным. Пологий участок характеристики струйного аппарата описывается уравнениями (2.64) и (2.67).

Рассмотрим вертикальный участок характеристики компрессора, при работе на котором компрессор развивает максимальную, так называемую предельную производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого потоков. Предельный режим газоструйного аппарата со сверхкритической степенью расширения рабочего потока в сопле  $p_n/p_p < \Pi_*$ ;  $\omega_{p2} > a_{p*}$  наступает тогда, когда в каком-либо сечении камеры смешения аппарата скорость инжектируемого или смешанного потока достигает критического значения. Такой режим может возникнуть как на участке камеры смешения, на котором рабочий и инжектируемый потоки имеют существенно раз-

личные скорости, так и на участке, где движется смешанный поток с выровненным профилем скоростей.

Различают следующие условия возникновения предельного режима в одном из сечений камеры смешения компрессора, условно названном S-S:

1) инжектируемый и рабочий потоки имеют в рассматриваемом сечении S-S разные давления и разные скорости, при этом скорость инжектируемого потока достигает критической. Скорость рабочего потока больше критической. Указанные условия могут быть записаны следующим образом:  $p_{ps} > p_{ns} = \Pi_{n*} p_n$ ;  $w_{ns} = a_{n*}$ ;  $w_{ps} > a_{p*}$ .

Такие условия наиболее характерны для входного сечения 2-2 цилиндрической камеры смешения, в котором обычно  $p_{ps} = p_{p2} = p_n > p_{ns} = p_{n*} = \Pi_{n*} p_n$ ;  $w_{ns} = a_{n*}$ ;  $w_{ps} = w_{p2} > a_{p*}$ ;

2) инжектируемый и рабочий потоки имеют в рассматриваемом сечении S-S одинаковые давления, но разные скорости. Скорость инжектируемого потока достигает критической. Скорость рабочего потока больше критической. Указанные условия могут быть записаны следующим образом:  $p_{ps} = p_{ns} = p_{n*} = \Pi_{n*} p_n$ ;  $w_{ns} = a_{n*}$ ;  $w_{ps} > a_{p*}$ . Такие условия наиболее характерны для промежуточного сечения камеры смешения, находящегося между входным 2-2 и выходным 3-3 сечениями камеры смешения;

3) скорость смешанного потока достигла критической ( $w_{cs} = a_{c*}$ ). Это условие наиболее характерно для выходного сечения 3-3 камеры смешения.

Как показано ниже, при цилиндрической камере смешения второе условие наступает обычно раньше первого, и поэтому первое условие, как правило, не реализуется.

Выведем уравнения для расчета предельных коэффициентов инжекции при указанных трех условиях. При этом будем исходить из схемы компрессора, приведенной на рис. 2.1, т. е. будем считать течения рабочего и инжектируемого потоков до поступления в цилиндрическую камеру смешения изолированными друг от друга.

### 2.9.1. Первый предельный режим

Во входном сечении  $f_s = f_2$  цилиндрической камеры смешения скорость инжектируемого потока достигла критического значения, т. е.  $\lambda_{ns} = \lambda_{n2} = 1$ ;  $f_{ns} = f_{n2} = f_{n*}$ .

По аналогии с уравнением (2.43а) предельный расход инжектируемой среды может быть записан так:

$$(G_n)_{пр1} = \frac{k_n \Pi_{n*} p_n f_{n2}}{a_{n*}} \quad (2.73)$$

Расход рабочей среды

$$G_p = \frac{k_p \Pi_{p*} p_p f_{p*}}{a_{p*}} \quad (2.74)$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при первом первичном режиме

$$(u_{пр})_1 = \frac{(G_{н})_{пр1}}{G_p} = \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{р*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{f_{н2}}{f_{р*}} \frac{a_{р*}}{a_{н*}}. \quad (2.75a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(u_{пр})_1 = \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{f_{н2}}{f_{р*}} \frac{1}{\sqrt{\Theta}}, \quad (2.75b)$$

или

$$(u_{пр})_1 \sqrt{\Theta} = \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{f_{н2}}{f_{р*}}.$$

Уравнение (2.75) действительно как для газоструйных аппаратов с диффузорами, так и для бездиффузорных аппаратов.

Как видно из уравнения (2.75), коэффициент инжекции при первом предельном режиме растет с увеличением отношения  $f_{н2}/f_{р*}$  и с уменьшением степени расширения рабочего потока  $\rho_p/\rho_n$ .

Поскольку

$$f_{н2} = f_s - f_{р1} = f_s - \frac{f_{р*}}{q_{р1}},$$

где  $q_{р1}$  — приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении рабочего сопла, (2.75) может быть записано в таком виде:

$$(u_{пр})_1 = \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{р*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \left( \frac{f_s}{f_{р*}} - \frac{1}{q_{р1}} \right) \frac{a_{р*}}{a_{н*}}. \quad (2.76a)$$

При  $k_n = k_p$  и  $R_n = R_p$

$$(u_{пр})_1 \sqrt{\Theta} = \frac{\rho_n}{\rho_p} \left( \frac{f_s}{f_{р*}} - \frac{1}{q_{р1}} \right). \quad (2.76b)$$

### 2.9.2. Второй предельный режим

При выводе расчетного уравнения для второго предельного режима исходят из условной схемы процесса, не учитывающей взаимного перемешивания рабочего и инжектируемого потоков на участке между плоскостью 1-1, проходящей через выходное сечение рабочего сопла, и сечением камеры смешения S-S, в котором возникает второй предельный режим. Принимают, что в рассматриваемом сечении S-S в обоих потоках устанавливается статическое давление, равное критическому давлению инжектируемого потока:

$$p_s = p_{ps} = p_{ns} = \Pi_{н*} p_n. \quad (2.77)$$

Скорость инжектируемого потока в этом сечении достигает критического значения:  $w_{ns} = a_{н*}$ . Скорость рабочего потока больше критической ( $w_{ps} > a_{р*}$ ), поскольку

$$\Pi_{ps} = \frac{p_s}{p_p} = \frac{p_n}{p_p} \Pi_{н*} < \Pi_{р*}.$$

Площадь рабочего потока в рассматриваемом сечении  $S-S$

$$f_{p s} = f_{p*} / q_{p s},$$

где  $q_{p s}$  — приведенная массовая скорость рабочего потока при его относительном давлении  $\Pi_{p s}$ .

Поскольку площадь сечения камеры смешения равна  $f_s$ , площадь инжектируемого потока в сечении  $S-S$

$$f_{n*} = f_{n s} = f_s - f_{p s} = f_s - \frac{f_{p*}}{q_{p s}}.$$

По аналогии с (2.43) предельный расход инжектируемой среды

$$(G_n)_{пр2} = \frac{k_n \Pi_{n*} \rho_n}{a_{n*}} f_{n*} = \frac{k_n \Pi_{n*} \rho_n}{a_{n*}} \left( f_s - \frac{f_{p*}}{q_{p s}} \right) \quad (2.78)$$

Расход рабочей среды

$$G_p = \frac{k_p \Pi_{p*} \rho_p}{a_{p*}} f_{p*}. \quad (2.79)$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при втором предельном режиме

$$(u_{пр})_2 = \frac{(G_n)_{пр2}}{G_p} = \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{p s}} \right) \frac{a_{p*}}{a_{n*}}. \quad (2.80a)^*$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\Theta} = \frac{\rho_n}{\rho_p} \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{p s}} \right). \quad (2.80б)$$

Уравнение (2.80) действительно как для струйных аппаратов с диффузорами, так и для бездиффузорных аппаратов. Как видно из (2.80), коэффициент инжекции при втором предельном режиме растет с увеличением отношения  $f_s/f_{p*}$  и падает с ростом степени расширения рабочего потока  $\rho_p/\rho_n$ .

При расчете  $(u_{пр})_2$  по (2.80) значение газодинамической функции  $q_{p s}$  находится по газодинамическим таблицам по известному значению относительного давления рабочего потока в сечении  $S-S$ :

$$\Pi_{p s} = \Pi_{n*} \frac{\rho_n}{\rho_p}.$$

Из сопоставления уравнений (2.76) и (2.80) легко установить, что соотношение предельных коэффициентов инжекции  $(u_{пр})_1$  и  $(u_{пр})_2$  зависит от приведенных массовых скоростей рабочего потока  $q_{p 1}$  и  $q_{p s}$ . При  $q_{p 1} > q_{p s}$   $(u_{пр})_1 > (u_{пр})_2$ ; при  $q_{p 1} < q_{p s}$   $(u_{пр})_1 < (u_{пр})_2$ .

Обычно при выборе выходного сечения рабочего сопла из условия  $\rho_{p 1} = \rho_n > \rho_{n*}$  приведенная массовая скорость рабочего потока в вы-

\* Аналогичное уравнение в несколько другой модификации было выведено М. Д. Миллионщиковым и Г. М. Рябинковым.

ходном сечении сопла  $q_{p1} > q_{ps}$  и, следовательно,  $(u_{пр})_1 > (u_{пр})_2$ . Поскольку в указанных условиях  $(u_{пр})_2 < (u_{пр})_1$ , первый предельный режим не может быть реализован, так как второй предельный режим наступает раньше первого.

Однако при установке рабочего сопла с завышенным (перерасширенным) выходным сечением, т. е. при малом  $q_{p1} = f_{p*}/f_{p1}$ , первый предельный коэффициент инжекции может сравняться со вторым предельным коэффициентом или даже быть ниже его, т. е.  $(u_{пр})_1 < (u_{пр})_2$ . В этих условиях второй предельный режим не может быть реализован, так как первый предельный режим наступает раньше.

Приведенная массовая скорость рабочего потока  $q_{ps}$  в сечении S-S при втором предельном режиме определяется по относительному давлению в этом сечении

$$P_{ps} = P_{в*} \frac{\rho_{п}}{\rho_p}$$

При изменении степени расширения рабочего потока, например при ее увеличении, снижается  $P_{ps}$ , а с ним и приведенная массовая скорость  $q_{ps}$ , поскольку скорость рабочего потока больше критической ( $\lambda_{ps} > 1$ ).

Значение  $q_{p1}$  зависит только от геометрических размеров рабочего сопла ( $q_{p1} = f_{p*}/f_{p1}$ ) и для данного аппарата является постоянным. Поэтому в струйных компрессорах с завышенным выходным сечением рабочего сопла первый предельный режим может иметь место при относительно небольшой степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n$ ), а второй предельный режим — при большой степени расширения рабочего потока.

При некоторой степени расширения рабочего потока, когда  $q_{ps} = q_{p1}$ , оба предельных режима (1-й и 2-й) могут возникнуть одновременно.

### 2.9.3. Расчет второго предельного режима с учетом профиля рабочей струи

В (2.77) — (2.80) для расчета второго предельного режима не учитывался профиль рабочей струи на начальном участке камеры смешения. Учет этого профиля позволяет получить более точные выражения для расчета характеристики струйного аппарата при втором предельном режиме.

При работе сверхзвукового сопла с недорасширением ( $p_{p1} > p_n$ ) или в расчетном режиме ( $p_{p1} = p_n$ ) струя рабочего потока, выходя из сопла, увеличивает свои размеры и на каком-то расстоянии от среза сопла его сечение достигает максимального значения. Ниже по течению поперечные размеры рабочего потока уменьшаются. Начальный участок струи, имеющей такую конфигурацию, называют «бочкой».

Инжектируемый поток течет в кольцевом канале, образованном стенкой камеры смешения и границей рабочего потока. Принимая

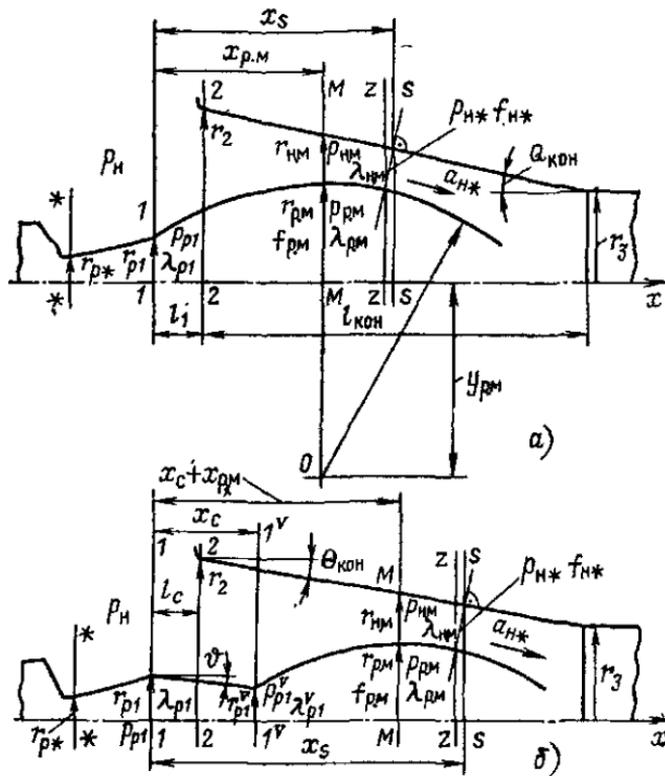


Рис. 2.15. Расчетные схемы процесса в камере смешения на предельном режиме

условно, что рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются до сечения камеры, в котором кольцевое сечение для прохода инжектируемого потока, образованное стенкой и границей рабочей струи, минимально, можно следующим образом записать условие минимального сечения потока (рис. 2.15):

$$\left(\frac{\partial r_p}{\partial x}\right)_{x_2} = \left(\frac{\partial r_k}{\partial x}\right)_{x_s}, \quad (2.81)$$

где  $x_s = x_2 + (r_{k_s} - r_{p_2}) \operatorname{tg} \Theta_{k.c}$ ;  $r_p$  и  $r_k$  — радиусы рабочей струи камеры струйного аппарата;  $x$  — расстояние от выходного сечения рабочего сопла;  $\Theta_{k.c}$  — угол между образующей камеры смешения и осью струйного аппарата в сечении S-S.

В частном случае, при цилиндрической камере смешения  $\Theta_{k.c} = 0$  и  $x_s = x_2$ .

Из условия второго предельного режима скорость инжектируемого потока в этом сечении равна критической, т. е.  $w_{нс} = a_{н*}$ . Для определения кольцевого сечения, в котором скорость инжектируемого потока достигает критической, необходимо рассчитать геометрические размеры рабочего потока на на,

чальном участке камеры смешения. Максимальное сечение рабочего потока  $f_{p,m}$  с учетом изменяющегося статического давления инжектируемого потока от  $p_n$  до  $p_{p1}$  может быть определено в результате решения нижеприведенной системы уравнений [1]:

$$z_{p,m} = z_{p1} + \beta_{p*} \frac{(f_{p,m}/f_{p1} - 1) \rho_n^{cp}}{2\rho_p q_{p1}}; \quad (2.82)$$

$$\lambda_{p,m}^2 - 2z_{p,m} \lambda_{p,m} + 1 = 0; \quad (2.83)$$

$$\frac{f_{p,m}}{f_{p1}} = \frac{\frac{1}{k_p}}{\lambda_{p1} \Pi_{p1}} \cdot \frac{1}{\lambda_{p,m} \left(1 - \frac{k_p - 1}{k_p + 1} \lambda_{p,m}^2\right)^{\frac{1}{k_p - 1}}}, \quad (2.84)$$

где  $z$  — приведенный импульс сил [см. (1.30)];  $\beta_{p*}$  — относительный удельный объем рабочего потока в критическом сечении [см. (1.18)].

Неизвестными в этой системе уравнений являются  $z_{p,m}$ ,  $\lambda_{p,m}$ ,  $f_{p,m}$ . Коэффициенты системы  $\lambda_{p1}$ ,  $q_{p1}$ ,  $z_{p1}$ ,  $\Pi_{p1}$  определяются из известных соотношений (см. гл. 1) по геометрическим размерам сопла и давлению рабочего газа перед аппаратом  $p_p$ .

Среднее по боковой поверхности рабочей струи статическое давление инжектируемого потока

$$\rho_n^{cp} = \int_{f_{p1}}^{f_{p,m}} p_n df_p / (f_{p,m} - f_{p1}). \quad (2.85)$$

При расчете  $\rho_n^{cp}$  по формуле (2.85) достаточно надежно можно принимать, что профиль рабочей струи аппроксимируется дугой окружности. На рис. 2.15, а представлена схема, с помощью которой определяются координаты центра такой окружности. От оси аппарата центр окружности расположен на расстоянии

$$y_{p,m} = 0,5 (x_{p,m}^2 + r_{p1}^2 - r_{p,m}^2) / (r_{p,m} - r_{p1}), \quad (2.86)$$

где  $r_{p,m} = \sqrt{f_{p,m}/\pi}$ .

Значение  $x_{p,m}$ , равное расстоянию от среза сопла до максимального сечения рабочей струи, определяется по формуле [2]

$$x_{p,m} = 1,55 r_{p1} K M_{p1}^{0,2} \left[ \left( \frac{p_{p1}}{p_n} M_{p1}^2 - 1 \right)^{0,5} - (M_{p1}^2 - 1)^{0,5} \right] + r_{p1} K (M_{p1}^2 - 1)^{0,5}, \quad (2.87)$$

где  $M_{p1}$  — число Маха рабочего потока в выходном сечении рабочего сопла [см. уравнение (1.34)];  $K$  — коэффициент, зависящий от отношения давлений  $p_{p1}/p_n$ , при  $p_{p1}/p_n \geq 2$   $K = 1$ , при  $p_{p1}/p_n < 2$   $K = (0,5 p_{p1}/p_n)^m$ ; показатель степени  $m$  зависит от числа Маха в выходном сечении сопла: при  $M_{p1} \leq 1,5$   $m = 0,523/\sqrt{M_{p1}}$ , при  $M_{p1} > 1,5$   $m = 0,451 - 0,016 M_{p1}$ .

Радиусы поперечных сечений рабочей струи и камеры смешения в зависимости от расстояния этих сечений  $x_i$  от выходного сечения сопла определяются по формулам, полученным из геометрических построений:

$$r_{pi} = \sqrt{(y_{p.m} + r_{p.m})^2 - (x_{p.m} - x_i)^2} - y_{p.m}; \quad (2.88)$$

$$r_{ki} = r_2 - (x_i - l_c) \operatorname{tg} \theta_{k.c}, \quad (2.89)$$

где  $l_c$  — расстояние от выходного сечения сопла до начала конической части камеры смешения;  $l_{\text{кон}}$  — длина конической части камеры смешения;  $l_c + l_{\text{кон}}$  — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения цилиндрической части камеры смешения.

Если  $x_i \geq (l_c + l_{\text{кон}})$ , то  $r_{ki} = d_3/2$ , где  $d_3$  — диаметр цилиндрической части камеры смешения.

Площадь кольцевого сечения для прохода инжектируемого потока в  $i$ -м сечении камеры смешения вычисляется по формуле

$$f_{ni} = \pi (r_{ki}^2 - r_{pi}^2). \quad (2.90)$$

При решении этой задачи приходится определять параметры инжектируемой среды в различных сечениях камеры смешения на участке между 2-2 и  $M-M$ . Для этой цели участок камеры от 2-2 до  $M-M$  разбивают на ряд кольцевых сечений с номерами  $i, i-1, i-2$  и т. д. Статическое давление инжектируемого потока в  $(i-1)$ -м сечении определяется с помощью газодинамических функций  $q, \lambda$  и  $\Pi$  при известных параметрах в  $i$ -м сечении:

$$q_{n(i-1)} = q_{ni} \frac{f_{ni}}{f_{n(i-1)}}. \quad (2.91)$$

Среднее статическое давление на боковую поверхность рабочего потока в пределах сечений  $(i-1)$  и  $i$  ( $p_{ni}^{\text{cp}}$ ) принимаем равным его среднеарифметическому значению.

В случае, если сопло расположено на каком-то расстоянии  $l_c > 0$  от входа в камеру смешения, сила, действующая на боковую поверхность рабочего потока вне камеры смешения равна  $0,5 (p_n + p_{n2}) (f_{p2} - f_{p1})$ .

Заменяя интеграл в (2.85) суммой и выражая площадь сечения через радиус, получаем формулу для расчета среднего статического давления инжектируемого потока:

$$p_n^{\text{cp}} = \frac{0,5 (p_n + p_{n2}) (f_{p2} - f_{p1}) + \pi \sum_{i=N}^{i=0} p_{ni}^{\text{cp}} [r_{pi}^2 - r_{p(i-1)}^2]}{f_{p.m} - f_{p1}}, \quad (2.92)$$

где  $N$  — число кольцевых сечений, на которое разбивается боковая поверхность рабочей струи от сечения  $M-M$  до сечения 2-2 (если  $l_c > 0$ ) или до сечения 1-1 (если  $l_c \leq 0$ ).

Когда  $l_c \leq 0$ , первое слагаемое в числителе (2.92) равно 0.

Площадь минимального кольцевого сечения инжектируемого потока определяется по формуле

$$f_{n*} = \frac{\pi [r_{ps} + (r_{ks} - r_{ps}) \cos^2 \theta_{k.c}]^2 - r_{ps}^2}{\cos \theta_{k.c}}, \quad (2.93)$$

где  $r_{ps}$  и  $r_{ks}$  находятся по (2.88) и (2.89) при

$$x_s = \frac{x_{p.m} + r_2 \operatorname{tg} \theta_{k.c} + l_c \operatorname{tg}^2 \theta_{k.c} + y_{p.m} \operatorname{tg} \theta_{k.c}}{1 + \operatorname{tg}^2 \theta_{k.c}} + x_c; \quad (2.94)$$

здесь  $x_c$  — расстояние от выходного сечения сопла до минимального сечения «бочки» [вычисляется при  $p_n > p_{p1}$  (см. ниже)].

Значение  $x_c$  определяется по тангенсу угла наклона границы струи к оси аппарата  $\theta$ , который вычисляется по формуле

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{1 - \rho_{p1}/\rho_n}{(1 + k_p M_{p1}^2) \frac{\rho_{p1}}{\rho_n} - 1} \sqrt{\frac{\frac{2k_p}{k_p + 1} (M_{p1}^2 - 1) \frac{\rho_{p1}}{\rho_n} - \left(1 - \frac{\rho_{p1}}{\rho_n}\right)}{1 + \frac{k_p - 1}{k_p + 1} \frac{\rho_{p1}}{\rho_n}}} \quad (2.95)$$

и поперечным размерам рабочей струи в сечениях  $1-1$  и  $1'-1'$  ( $f_{p1}$  и  $f'_{p1}$ ):

$$x_c = \frac{\sqrt{f_{p1}} - \sqrt{f'_{p1}}}{\sqrt{\pi} \operatorname{tg} \theta} \quad (2.96)$$

После определения  $r_{pi}$  и  $\rho_{ni}^{cp}$  для всех значений  $x_i$  ( $N + 1$ ) по (2.92) вычисляется среднее по боковой поверхности струи статическое давление.

Приведенные выше уравнения (2.82) — (2.84) и (2.86) — (2.92) составляют систему, которая решается итеративным способом.

При работе сверхзвукового сопла с перерасширением ( $\rho_n > \rho_{p1}$ ) струя рабочего газа, выходя из сопла, сжимается и имеет вид усеченного конуса длиной  $x_c$ , в котором образуется сложная система скачков уплотнения. Ниже по потоку струя имеет конфигурацию, как и в режиме работы сопла с недорасширением. Как и в режиме работы сопла с недорасширением, в сечении, в котором выполняется условие (2.81), параметры инжектируемой среды равны критическим значениям. Для определения в этом случае размеров минимального сечения рабочего потока в камере смешения  $f'_{p1}$  могут быть также использованы формулы (2.82) — (2.84), но в отличие от случая, когда сопло работает с недорасширением, среднее по боковой поверхности струи статическое давление  $\rho_n^{cp}$  принимается равным  $\rho_n$ . В этом случае при решении системы уравнений (2.82) — (2.84) параметры потока в его максимальном сечении ( $f_{p,m}$ ,  $\lambda_{p,m}$ ,  $z_{p,m}$ ) заменяются на параметры в его минимальном сечении ( $f'_{p1}$ ,  $\lambda'_{p1}$ ,  $z'_{p1}$ ).

Расчет величин  $x_{p,m}$  и  $f_{p,m}$  производится по приведенным выше формулам для режима работы сопла с недорасширением, но параметры рабочей струи в выходном сечении сопла и площадь его сечения принимаются равными значениям, полученным из расчета сужающейся части струи ( $f'_{p1}$ ,  $r'_{p1}$ ,  $M'_{p1}$ ,  $q'_{p1}$ ,  $\Pi'_{p1}$ ,  $\lambda'_{p1}$ ,  $z'_{p1}$ ).

Согласно принятой модели процесса расход инжектируемой среды без учета эффектов вязкости равен критическому через кольцевое сечение  $f_{n*}$ , и вычисляется по формуле

$$(u_{np})_2 = \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{f_{n*}}{f_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}}, \quad (2.97)$$

где  $f_{n*}$  определяется по (2.93).

В случае, если в процессе расчета газодинамических параметров процесса в камере смешения струйного аппарата окажется, что система уравнений (2.82) — (2.84), (2.86) — (2.94) не имеет решения, то физически это означает невозможность реализации принятой модели при заданных геометрических размерах проточной части и параметрах сред на входе в аппарат.

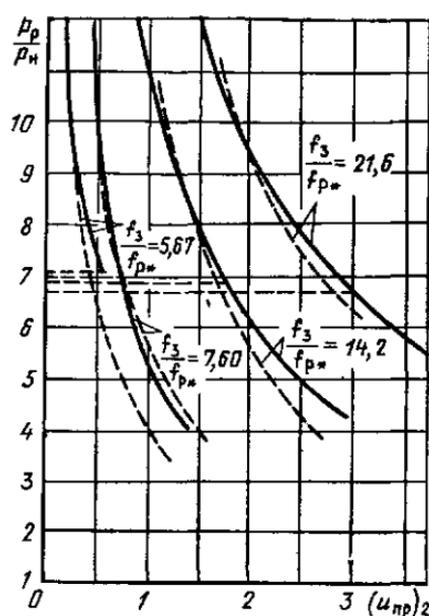


Рис. 2.16. Сопоставление расчетных зависимостей  $p_p/p_n = f[(u_{np})_2]$

На рис. 2.16 представлены результаты расчетов зависимостей  $p_p/p_n = f[(u_{np})_2]$  для четырех аппаратов с различными основными геометрическими параметрами ( $f_3/f_{p*}$ ). Сплошные линии — расчет по (2.97), т. е. с учетом профиля струи; пунктирные линии — расчет по (2.80).

### 2.9.4. Третий предельный режим

Третий предельный режим наступает тогда, когда скорость смешанного потока в камере смешения достигает критической, т. е.  $\lambda_{c3} = 1$ . Этот предельный режим был детально исследован Л. Д. Берманом [12а]. Расход сжатой среды при третьем предельном режиме может быть выражен как расход через критическое сечение  $f_3$ . По аналогии с уравнением (2.43)

$$(G_c)_{прз} = G_p [1 + (u_{np})_3] = \frac{k_c \Pi_{c*} p_c}{a_{c*}} f_3, \quad (2.98)$$

где  $p_c$  — предельное противодавление, соответствующее третьему предельному режиму.

Расход рабочего потока через сопло

$$G_p = \frac{k_p \Pi_{p*} p_p}{a_{p*}} f_{p*}.$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при третьем предельном режиме

$$(u_{np})_3 = \frac{(G_c)_{прз}}{G_p} - 1 = \frac{k_c}{k_p} \frac{\Pi_{c*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_c}{p_p} \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{f_3}{f_{p*}} - 1. \quad (2.99a)$$

При  $k_p = k_n = k_c$  и  $R_p = R_n = R_c$

$$(u_{np})_3 \sqrt{\Theta} = \frac{p_c}{p_p} \frac{f_3}{f_{p*}} - 1. \quad (2.99b)$$

Путем замены в уравнении (2.99) значения  $p_c$  на  $p_3/\Pi_{c3} = p_3/\Pi_{c*}$  выводится выражение для расчета  $(u_{np})_3$  бездиффузорных газоструйных аппаратов:

$$(u_{np})_3 = \frac{k_c}{k_p} \frac{1}{\Pi_{p*}} \frac{p_3}{p_p} \frac{f_3}{f_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{c*}} - 1. \quad (2.100a)$$

При  $k_p = k_n = k_c$  и  $R_p = R_n = R_c$

$$(u_{np})_3 \sqrt{\Theta} = \frac{p_3}{p_p} \frac{f_3}{f_{p*}} \frac{1}{\Pi_{p*}} - 1. \quad (2.100b)$$

Как видно из (2.99) и (2.100), коэффициент инжекции при третьем предельном режиме растет с увеличением отношения сечений  $f_3/f_{p*}$ .

Уравнения (2.76), (2.80), (2.99) и (2.100) позволяют определить коэффициенты инжекции при трех предельных режимах. Эти уравнения показывают, что предельные коэффициенты инжекции, так же как и коэффициент инжекции при работе аппарата на пологой части характеристики, зависят не от абсолютных размеров, а от отношений сечений  $f_3/f_{p*}$  и  $f_{p2}/f_{p*} = f_{p1}/f_{p*}$ , являющихся геометрическими параметрами аппарата.

Для построения характеристики струйного аппарата заданных размеров должны быть определены коэффициенты инжекции при всех возможных предельных режимах.

Производительность компрессора ограничивается всегда тем предельным режимом, который наступает при наименьшем коэффициенте инжекции.

Переход аппарата на предельный режим определяется по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима.

В том случае, когда предельный коэффициент инжекции определяется постоянными внешними параметрами потоков, он не зависит от протекания пологой части характеристики. Точка пересечения пологой части характеристики с линией  $u_{пр} = \text{const}$  определяет в этом случае давление ( $p_c$  или  $p_3$ ) при переходе аппарата на предельный режим.

Если же предельный коэффициент инжекции определяется переменными внешними параметрами потока, то по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима  $p_c/p_n = f(u_{пр})$  или  $p_3/p_n = f(u_{пр})$  определяются как предельный коэффициент инжекции, так и давление ( $p_c$  или  $p_3$ ) при переходе аппарата на предельный режим. Так, при постоянных значениях  $p_r$ ,  $p_n$ ,  $a_{p*}$ ,  $a_{n*}$  и переменном значении  $p_c$  коэффициенты инжекции  $(u_{пр})_1$  и  $(u_{пр})_2$  определяются однозначно независимо от  $p_c$ . Что же касается  $(u_{пр})_3$ , то он определяется пересечением пологой части характеристики и линии предельного противодавления  $(p_c)_{пр} = f(u_{пр})_3$ .

На рис. 2.17 нанесены характеристика и линии предельных режимов газоструйного компрессора при  $p_r = \text{const}$ ,  $p_n = \text{const}$ ;  $a_{p*} = \text{const}$ ,  $a_{n*} = \text{const}$ , или, что то же,  $\sqrt{\theta} = \text{const}$  и  $p_c = \text{var}$ .

В рассматриваемых условиях значения  $(u_{пр})_1 \sqrt{\theta}$  и  $(u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$  не зависят от характеристики компрессора  $p_c/p_n = f(u \sqrt{\theta})$ , так как

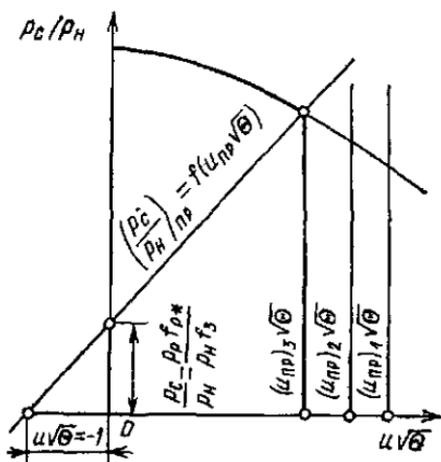


Рис. 2.17. Характеристики  $p_c/p_n = f(u \sqrt{\theta})$  и линии предельных режимов струйного компрессора

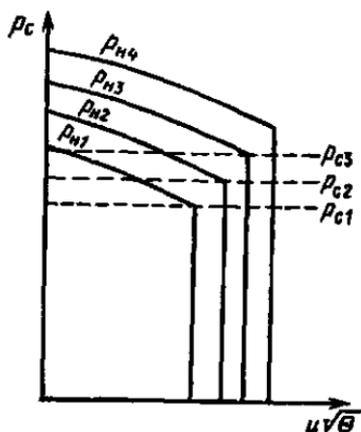


Рис. 2.18. К построению семейства характеристик  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  струйного компрессора  $p_{c1} < p_{c2} < p_{c3}$

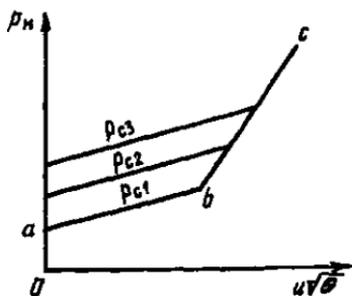


Рис. 2.19. Семейство характеристик  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  струйного компрессора ( $p_{c1} < p_{c2} < p_{c3}$ )

в уравнения (2.78) и (2.80) параметр  $p_c$  не входит. Наоборот, значение  $(u_{пр})_3 \sqrt{\theta}$  зависит от характеристики компрессора, так как в уравнение (2.99) в качестве одного из параметров входит  $p_c$ . Поэтому  $(u_{пр})_3 \sqrt{\theta}$  определяется по точке пересечения характеристики компрессора  $p/p_n = f(u\sqrt{\theta})$  с линией предельного противодавления  $(p/p_n)_{пр} = f[(u_{пр})_3 \sqrt{\theta}]$ .

Для нахождения точки пересечения уравнение (2.99) для третьего предельного режима полезно представить в следующем виде:

$$\left(\frac{p_c}{p_n}\right)_{пр} = (1 + u_{пр} \sqrt{\theta}) \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_s} \quad (2.101)$$

В координатах  $u\sqrt{\theta} = f(p/p_n)$  уравнение (2.101) представляет собой прямую, отсекающую на оси ординат отрезок  $p/p_n = (p_p/p_n)(f_{p*}/f_s)$ , а на оси абсцисс — отрезок  $u\sqrt{\theta} = -1$ . При решении этой задачи удобно характеристику компрессора строить по (2.646).

На рис. 2.17 показано построение характеристики компрессора  $p/p_n = f(u\sqrt{\theta})$  при  $p_n = \text{const}$ , т. е. для одного значения  $p_n$ . В данном случае  $(u_{пр})_3 \sqrt{\theta} < (u_{пр})_2 \sqrt{\theta}$ , поэтому максимальный коэффициент инжекции этого компрессора определяется третьим предельным режимом.

Аналогичным способом могут быть построены характеристики для различных значений  $p_n$ . В результате получится семейство характеристик  $p_c = f(u\sqrt{\theta})$ , каждая из которых относится к определенному значению  $p_n$ . Общий вид такого семейства характеристик показан на рис. 2.18.

В некоторых случаях назначением струйного компрессора является поддержание пониженного давления на всасывающей стороне аппарата. Значение этого давления зависит от коэффициента инжек-

ции, развиваемого компрессором. Условия работы такого компрессора  $p_p = \text{const}$ ,  $p_c = \text{const}$ ,  $p_n = \text{var}$ .

Для указанного режима работы компрессора представляют интерес характеристики  $p_n = f(u)$  или  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$ . Такие характеристики могут быть построены на основе характеристик  $p_c = f(u)$  или  $p_c = f(u\sqrt{\theta})$  путем проведения через них ряда сечений при различных значениях  $p_c$  (рис. 2.18). Из такого построения легко установить для каждого заданного  $p_c = \text{const}$  коэффициенты инжекции  $u$  или  $u\sqrt{\theta}$ , соответствующие различным давлениям  $p_n$  в приемной камере компрессора.

На рис. 2.19 показано семейство характеристик  $p_c = f(u\sqrt{\theta})$ , построенных таким методом. Каждая характеристика  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  состоит из двух участков: пологого  $ab$  и крутого  $bc$ . Пологий участок  $ab$  характеристики  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  описывает допредельный режим работы компрессора, крутой участок  $bc$  — предельный режим работы компрессора. Пологий участок  $ab$  может быть построен также по (2.65), крутой участок  $bc$  — на основе уравнений предельных режимов.

Как было указано выше, для работы компрессоров имеют, как правило, реальное значение два предельных режима: 2-й или 3-й. Крутой участок характеристики компрессора определяется тем из предельных режимов, при котором линия  $bc$  проходит круче, т. е. который при данном  $(p_n)_{\text{пр}}$  дает более низкое значение  $u_{\text{пр}}$  или при данном  $u_{\text{пр}}$  дает более высокое значение  $(p_n)_{\text{пр}}$ . Второй предельный режим рассчитывается по (2.80).

Точка пересечения характеристики компрессора  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$ , построенной по (2.65), с линией  $(p_n)_{\text{пр}} = f(u_{\text{пр}})_2 \sqrt{\theta}$ , построенной по (2.80), определяет значения  $(p_n)_{\text{пр}2}$  и  $(u_{\text{пр}})_2 \sqrt{\theta}$ , при которых при заданных  $p_p$  и  $p_c$  и заданном геометрическом параметре компрессора наступает 2-й предельный режим. Точка пересечения характеристики компрессора  $p_n = f(u)$  или  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  с линией 3-го предельного режима, т. е. значение  $(u_{\text{пр}})_3$  или  $(u_{\text{пр}})_3 \sqrt{\theta}$ , соответствующее нижней точке крутого участка  $bc$  (рис. 2.19) характеристики компрессора при 3-м предельном режиме, определяется однозначно по (2.99).

Как видно из (2.99),  $(u_{\text{пр}})_3$  зависит не от давления  $p_n$ , а от давления  $p_c$ .

Поэтому при заданном значении  $p_p$  и заданном геометрическом параметре компрессора  $f_3/f_{p*}$  каждому давлению  $p_c$  соответствует вполне определенное значение  $(u_{\text{пр}})_3$  или  $(u_{\text{пр}})_3 \sqrt{\theta}$ . Формула для расчета крутого участка  $bc$  (рис. 2.19) характеристики компрессора  $p_n = f(u)$  или  $p_n = f(u\sqrt{\theta})$  при 3-м предельном режиме выводится из совместного решения (2.65) и (2.99), если принять  $\Pi_{c3} = \Pi_{c*}$  и  $\lambda_{c3} = 1$ .

Следует иметь в виду, что поскольку при  $u = (u_{\text{пр}})_3$  или при

$u \sqrt{\Theta} = (u_{пр})_3 \sqrt{\Theta}$  в выходном сечении камеры смешения скорость потока равна критической  $w_3 = a_{с*}$ , то на основе уравнения (2.65) может быть получена зависимость для расчета  $(p_n)_{пр3} = f(u_{пр})_3$ .

Приняв в (2.65)  $\Pi_{с3} = \Pi_{с*}$  и  $\lambda_{с3} = 1$ , получим после соответствующих преобразований и совместного решения с уравнением (2.99)

$$\frac{(p_n)_{пр3}}{p_p} = \frac{\Pi_{р*}}{\Pi_{н2}} \frac{f_{р*}}{f_{н2}} \left\{ \frac{k_p}{k_c} \frac{a_{с*}}{a_{р*}} [(1 + u_{пр})_3] \left(1 + \frac{k_c}{\varphi_3}\right) - \frac{\Pi_{р2}}{\Pi_{р*}} \frac{f_{р2}}{f_{р*}} - \frac{k_p}{\varphi_3} [K_1 \lambda_{р2} + K_2 (u_{пр})_3 \frac{a_{н*}}{a_{р*}} \lambda_{н2}] \right\}. \quad (2.102)$$

При  $k_p = k_n = k$ ;  $R_p = R_n$

$$\frac{(p_n)_{пр3}}{p_p} = \frac{\Pi_*}{\Pi_{н2}} \frac{f_{р*}}{f_{н2}} \left\{ [1 + (u_{пр})_3 \sqrt{\Theta}] \left(1 + \frac{k}{\varphi_3}\right) - \frac{\Pi_{р2}}{\Pi_*} \frac{f_{р2}}{f_{р*}} - \frac{k}{\varphi_3} [K_1 \lambda_{р2} + K_2 (u_{пр})_3 \sqrt{\Theta} \lambda_{н2}] \right\}. \quad (2.102a)$$

Для установления экономичных режимов эксплуатации и проверки возможности использования данного струйного компрессора при переменных расходах или переменных параметрах рабочей, инжектируемой и сжатой сред весьма полезно при проектировании струйных компрессоров построить поле характеристик аппарата выбранных размеров [76].

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

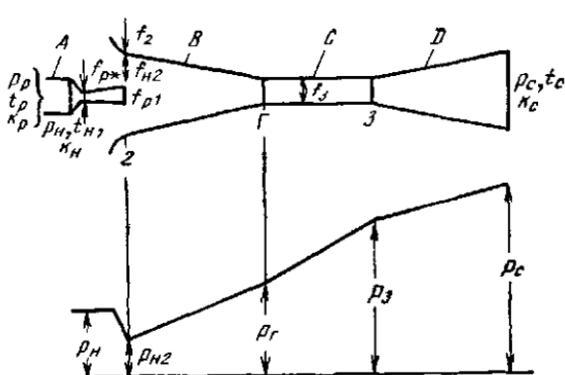
### ГАЗОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

#### 3.1. Определенне достижимого коэффициента инжекции, степени сжатия и основных геометрических размеров

Согласно классификации (см. табл. 1.1) к газоструйным эжекторам относятся струйные аппараты со степенью сжатия более 2,5. При такой степени сжатия, как было показано в § 2.2, оптимальной является коническая форма камеры смешения. Наибольшее распространение газоструйные эжекторы получили в конденсационных установках паровых турбин, где пароструйные эжекторы служат для создания и поддержания давления в конденсаторе около 3—10 кПа, а также в парозжекторных холодильных установках, где для охлаждения воды до 4—6 °С необходимо поддерживать давление в испарителе около 1 кПа. Работа газоструйных эжекторов в условиях этих установок рассмотрена ниже.

Результаты приведенных в гл. 2 расчетов газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения указывают, что при больших степенях расширения рабочей среды и больших степенях сжатия инжектируемой среды производительность компрессора ограничивается достижением критической скорости инжектируемого потока в камере смешения (2-й предельный режим). Для увеличения предельного коэффициента инжекции и сохранения большой степени сжатия

Рис. 3.1. Профиль проточной части и изменение давления по длине эжектора: *A* — рабочее сопло; *B* — конический участок камеры смешения; *C* — цилиндрический участок камеры смешения; *D* — диффузор



в газоструйных эжекторах камера смешения в этих аппаратах выполняется из двух частей: развитой конической сужающейся части (конфузора) и последующей цилиндрической части (горловины).

На рис. 3.1 схематически изображен профиль проточной части эжектора этого типа и указаны основные обозначения. Выходное сечение рабочего сопла условно совмещено с входным сечением камеры смешения. Считая условно, что на участке между плоскостью выходного сечения сопла и входным сечением конфузора рабочий и инжектируемый потоки текут изолированно и не смешиваются (или что выходное сечение сопла совпадает с входным сечением конфузора, как это изображено на рис. 3.1), уравнение импульсов для камеры смешения, состоящей из конической и цилиндрической частей, можно записать следующим образом [39, 76]:

$$\rho_2 (G_p \omega_{p2} + G_H \omega_{H2}) - (G_p + G_H) \omega_3 = \rho_2 f_3 + \int_{f_2}^{f_3} \rho df - \rho_{p2} f_{p2} - \rho_{H2} f_{H2} \quad (3.1)$$

(основные обозначения приведены выше, а также на рис. 3.1).

Уравнение (3.1) отличается от уравнения (2.2) для аппарата с цилиндрической камерой смешения дополнительным слагаемым в его правой части  $\int_{f_2}^{f_3} \rho df$ , представляющим собой значение импульса, обусловленного реакцией стенки конфузора.

Согласно условиям  $f_{p2} = f_{p1}$ ;  $\omega_{p2} = \omega_{p1}$  при расчетном режиме  $\rho_{p2} = \rho_{p1} = \rho_H$ .

Введем следующие обозначения:

$\beta = f_2/f_3$  — отношение сечений начала и конца конической части камеры смешения;

$$f_3 = f_2/\beta = (f_{p2} + f_{H2})/\beta = (f_{p1} + f_{H2})/\beta; \quad (3.2)$$

$\Pi_{3r} = p_r/p_3$  — отношение давлений в начале и в конце цилиндрической части камеры смешения.

Повышение давления в камере смешения выразим с помощью зависимостей

$$\Pi_{3r} = p_r/p_3 = (p_2/p_3)^\alpha = (p_n/p_c)^\alpha (\Pi_{н2}/\Pi_{с3})^\alpha; \quad (3.3)$$

$$\alpha = \frac{\lg p_3/p_r}{\lg p_3/p_2} = \frac{\lg p_3 - \lg p_r}{\lg p_3 - \lg p_2}. \quad (3.4)$$

Для цилиндрической камеры смешения сечение  $f_r$  совпадает с  $f_2$ ,  $p_r = p_2$  и  $\alpha = 1$ .

Принимая линейный рост давления в конфузоре (рис. 3.1) и имея в виду, что  $f_r = f_3$ , находим

$$\int_{f_2}^{f_3} p df = p_{н2} f_3 \Phi_1 + p_r f_3 \Phi_2 = p_{н2} f_3 \Phi_1 + p_3 \Pi_{3r} f_3 \Phi_2, \quad (3.5a)$$

где

$$\Phi_1 = (2\beta - \sqrt{\beta} - 1)/3; \quad \Phi_2 = (\beta + \sqrt{\beta} - 2)/3. \quad (3.6a)$$

Среднее значение

$$\Phi_{ср} = (\Phi_1 + \Phi_2)/2 = 0,5(\beta - 1). \quad (3.6b)$$

Если вместо значений  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  принять их среднее значение, то относительное максимальное отклонение  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  от среднего значения составит

$$\frac{\Phi_1 - \Phi_2}{2\Phi_{ср}} = \frac{1}{3} \frac{\sqrt{\beta} - 1}{\sqrt{\beta} + 1}.$$

При обычно принимаемых значениях  $\beta = 2 \div 3$  относительная ошибка в определении  $\int_{f_2}^{f_3} p df$  в результате замены  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  их средним значением не превосходит 5—8 %, что вполне допустимо, если учитывать приближенность принятого линейного закона роста давления в конфузоре. С учетом принятых допущений

$$\int_{f_2}^{f_3} p df = \Phi f_3 (p_{н2} + p_3 \Pi_{3r}) = 0,5 f_3 (\beta - 1) (p_{н2} + p_3 \Pi_{3r}). \quad (3.5b)$$

Подставляя в (3.1) значения скоростей  $w_{p2}$ ,  $w_{н2}$ ,  $w_3$  по формулам (2.3) — (2.5), значения сечений потоков  $f_{p2}$ ,  $f_{н2}$ ,  $f_3$  из (2.10) — (2.13), значения статических давлений  $p_{н2} = p_n \Pi_{н2}$ ,  $p_3 = p_c \Pi_{с3}$  и значение  $\int_{f_2}^{f_3} p df$  из (3.5б), получаем после соответствующих преобразований следующее уравнение для расчета коэффициента инжекции газоструйного эжектора:

$$u = \left( K_1 \frac{a_{p*}}{a_{с*}} \lambda_{pн} - K_3 \lambda_{с3} \right) / \left( K_4 \lambda_{с3} - K_2 \frac{a_{н*}}{a_{с*}} \lambda_{н2} \right), \quad (3.7a)$$

где

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{\rho_c}{\rho_p} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{c3} - \frac{\rho_k}{\rho_c} \left\{ \beta - 0,5 (\beta - 1) \Pi_{H2} \left[ 1 + \left( \frac{\rho_c}{\rho_H} \right)^{1-\alpha} \left( \frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right\}}{k_p \Pi_{p*} \lambda_{c3} q_{pH} \beta}; \quad (3.8a)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{a_{H*}}{a_{c*}} \frac{\rho_c}{\rho_H} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{c3} - \Pi_{c2} \left\{ \beta - 0,5 (\beta - 1) \left[ 1 + \left( \frac{\rho_c}{\rho_H} \right)^{1-\alpha} \left( \frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right\}}{k_H \Pi_{H*} \lambda_{c3} q_{H2} \beta}. \quad (3.9a)$$

В частном случае при  $k_p = k_H = k$  и  $R_p = R_H$

$$u \sqrt{\Theta} = (K_1 \lambda_{pH} - K_3 \lambda_{c3}) / (K_4 \lambda_{c3} - K_2 \lambda_{H2}), \quad (3.7b)$$

где

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{\rho_c}{\rho_p} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{c3} - \frac{\rho_H}{\rho_c} \left\{ \beta - 0,5 (\beta - 1) \Pi_{H2} \left[ 1 + \left( \frac{\rho_c}{\rho_H} \right)^{1-\alpha} \left( \frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right\}}{k \Pi_{*} \lambda_{c3} q_{pH} \beta}; \quad (3.8b)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{\rho_c}{\rho_H} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{c3} - \Pi_{c2} \left\{ \beta - 0,5 (\beta - 1) \left[ 1 + \left( \frac{\rho_c}{\rho_H} \right)^{1-\alpha} \left( \frac{\Pi_{c3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\alpha} \right] \right\}}{k \Pi_{*} \lambda_{c3} q_{H2} \beta}. \quad (3.9b)$$

Легко видеть, что при отсутствии конической части камеры смещения, т. е. при  $\beta = 1$ ;  $\Phi = 0$ , выражения для  $K_3$  и  $K_4$  (3.8) и (3.9) совпадают с соответствующими выражениями  $K_3$  и  $K_4$  для газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смещения (2.18) и (2.19).

Значения  $\lambda_{H2}$  и  $\lambda_{c3}$  в уравнении связаны между собой геометрическими размерами газоструйного эжектора. Эта связь определяется выражением (3.2), которое с учетом того, что

$$\dot{f}_3 = \frac{G_p (1 + u) a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c q_{c3}},$$

запишется в следующем виде:

$$\frac{a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} \rho_p q_{pH}} + \frac{u a_{H*}}{k_H \Pi_{H*} \rho_H q_{H2}} = \frac{\beta (1 + u) a_{c*}}{k_c \Pi_{c*} \rho_c q_{c3}}.$$

Отсюда

$$q_{H2} = \frac{u}{\beta(1+u) \frac{a_{c*}}{a_{H*}} \frac{k_H}{k_c} \frac{P_{H*}}{P_{c*}} \frac{\rho_H}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} - \frac{a_{p*}}{a_{H*}} \frac{k_H}{k_p} \frac{P_{H*}}{P_{p*}} \frac{\rho_H}{\rho_p} \frac{1}{q_{pH}}} \quad (3.10a)$$

В частном случае, когда показатели адиабаты рабочего и инжектируемого потоков одинаковы, т. е.  $k_p = k_H = k$  и  $R_p = R_H$ ,

$$q_{H2} = \frac{u \sqrt{\Theta}}{\beta(1+u \sqrt{\Theta}) \frac{\rho_H}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} - \frac{\rho_H}{\rho_p} \frac{1}{q_{pH}}} \quad (3.10b)$$

Методика расчета достижимого коэффициента инжекции по приведенным уравнениям аналогична описанной выше методике расчета для газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения. Дополнительно должны быть известны значения  $\beta$  и  $\alpha$ . Значения  $\beta$ , принимаемые обычно на основании многочисленных испытаний, проведенных заводами, изготовляющими пароструйные эжекторы конденсационных установок, равны 2—3. Значения  $\alpha$ , полученные в результате обработки приведенных ниже опытных данных, составляют для эжектора с оптимальной формой проточной части около 0,5. Выбор оптимальных значений  $\beta$  для различных условий и соответствующих значений  $\alpha$  требует дополнительного исследования.

В том случае, когда заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков и коэффициент инжекции, а искомой величиной является давление сжатия  $\rho_c$ , расчет производится по (3.7a), приведенному к следующему виду:

$$\frac{\rho_c}{\rho_H} = \frac{\beta}{\Phi_3 P_{c3}} \times \frac{\frac{a_{p*}}{a_{c*}} \left[ K_1 \lambda_{pH} + \Phi_3 \frac{P_{pH}}{P_{p*}} \frac{1}{k_p q_{pH}} (1 - \psi P_{H2}) \right] + u \frac{a_{H*}}{a_{c*}} \times \left[ K_2 \lambda_{H2} + \Phi_3 \frac{P_{H2}}{P_{H*}} \frac{1}{k_H q_{H2}} (1 - \psi) \right] - (1+u) \lambda_{c3}}{\frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{P_{pH}}{P_{p*}} \frac{1}{k_p q_{pH}} + u \frac{a_{H*}}{a_{c*}} \frac{1}{P_{H*} k_H q_{H2}}}, \quad (3.11a)$$

где

$$\psi = 0,5 \frac{\beta - 1}{\beta} \left[ 1 + \frac{1}{\left( \frac{\rho_H}{\rho_c} \frac{P_{H2}}{P_{c3}} \right)^{1-\alpha}} \right]. \quad (3.12)$$

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{\beta}{\varphi_3 \Pi_{c3}} \times$$

$$\frac{K_1 \lambda_{pH} + \varphi_3 \frac{\Pi_{pH}}{\Pi_*} \frac{1}{kq_{pH}} (1 - \psi \Pi_{H2}) + u \sqrt{\Theta} \left[ K_2 \lambda_{H2} + \right.}{\times \frac{\Pi_{pH}}{\Pi_*} \frac{1}{kq_{pH}} + u \sqrt{\Theta} \frac{1}{\Pi_* kq_{H2}}} \left. + \varphi_3 \frac{\Pi_{H2}}{\Pi_*} \frac{1}{kq_{H2}} (1 - \psi) \right] - (1 + u \sqrt{\Theta}) \lambda_{c3}} \quad (3.116)$$

Легко видеть, что при отсутствии конической части камеры смешения  $\beta = 1$ ,  $\psi = 0$  и выражения (3.11) совпадают с соответствующими выражениями (2.21) для газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения.

При расчете достижимого коэффициента инжекции газоструйного эжектора с конической камерой смешения, так же как и при расчете газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения необходимо учесть ограничивающее условие, заключающееся в том, что не только во входном сечении конической камеры смешения  $\lambda_{H2} \leq 1$ , но и в любом из промежуточных сечений конической части камеры смешения, которое мы обозначим  $s-s$ , скорость инжектируемого потока не может превышать критическую скорость.

В отличие от схемы 2-го предельного режима, принятой при расчете газоструйных компрессоров, примем, что при больших сверхзвуковых скоростях рабочего потока в газоструйных эжекторах на начальном участке камеры смешения до сечения  $s-s$  не происходит смешения потоков и статические давления рабочего и инжектируемого потоков в сечении  $s-s$  различны. Статическое давление рабочего потока равно давлению в выходном сечении рабочего сопла ( $\Pi_{ps} = \Pi_{p1} = \Pi_{pH}$ ), статическое давление инжектируемого потока равно критическому ( $\Pi_{ns} = \Pi_{n*}$ ). Отсутствие смешения струи, вытекающей из сопла с большой сверхзвуковой скоростью, с окружающей средой на начальном участке струи и обнаружено в ряде исследований [1].

Таким образом, принятая схема эквивалентна наступлению 1-го предельного режима в сечении  $s-s$ , площадь которого  $f_s = \mu f_s$ ;  $\beta > \mu > 1$ .

Приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении  $s-s$  по аналогии с уравнением (3.10) определяется по формуле

$$q_{ns} = \frac{u}{\mu (1 + u) \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{c3}} - \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{p,n}}}$$

(3.13a)

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$q_{n_s} = \frac{u}{\mu(1+u) \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p,n}}} \quad (3.136)$$

При критической скорости инжектируемого потока в сечении  $s-s$   $w_{n_s} = a_{n*}$  и  $q_{n_s} = q_{n*} = 1$ .

На основе (3.13) находится коэффициент инжекции эжектора при 2-м предельном режиме:

$$(u_{пр})_2 = \frac{\mu \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p,n}}}{1 - \mu \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}} \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}}} \quad (3.14a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(u_{пр})_2 \sqrt{\theta} = \frac{\mu \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p,n}}}{1 - \mu \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}}} \quad (3.146)$$

Действительный коэффициент инжекции газоструйного эжектора не может превышать  $(u_{пр})_2$ , т. е.  $u \leq (u_{пр})_2$ .

Значение  $\mu$ , определяющее значение  $(u_{пр})_2$ , пока не может быть определено теоретически. На основании результатов испытаний газоструйных эжекторов [76, § 3.7] можно принимать  $\mu = 1,35 \div 1,5$ .

Решение первой задачи, т. е. расчет достижимого коэффициента инжекции эжектора  $u$ , производится в следующей последовательности: задаемся рядом значений  $\lambda_{c3} \leq 1$  и находим соответствующие ему значения  $q_{c3}$ ; определяем по (3.14)  $(u_{пр})_2$ ; принимаем  $u = (u_{пр})_2$  и определяем по (3.10)  $q_{n2}$ ; далее по (3.6) определяем значение  $u$ . Расчет считается законченным при совпадении предварительного значения  $u$ , используемого при расчете  $q_{n2}$  по (3.10), с окончательным значением, полученным по (3.6). Выбирается максимальное значение  $u$ , полученное при оптимальном  $\lambda_{c3}$ .

Решение второй задачи, т. е. расчет достижимого давления сжатия  $\rho_c$  или достижимой степени сжатия  $\rho_c/\rho_n$ , производится в следующей последовательности: находят на основе (3.14) для 2-го предельного режима значение комплекса

$$\left( \frac{\rho_n}{\rho_c} \frac{1}{q_{c3}} \right)_{пр2} = \frac{\frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{1}{q_{p,n}} + u}{(1+u) \mu \frac{a_{c*}}{a_{n*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{c*}}} \quad (3.15)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$ .

$$\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right)_{\text{пр2}} = \frac{\frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{pn}} + u \sqrt{\theta}}{(1 + u \sqrt{\theta}) \mu}. \quad (3.15a)$$

Действительное значение

$$\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right) \geq \left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right)_{\text{пр2}}. \quad (3.16)$$

Задаются рядом значений  $\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right)$  из условия (3.16) и для каждого значения  $\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right) = C$  находят по (3.10) значение газодинамической функции  $q_{n2}$ .

При заданных  $p_n$ ,  $p_p$  и  $u$  каждому значению  $C$  соответствует определенное значение  $q_{n2}$  и определенное значение произведения  $p_c q_{cs} = p_n / C$ . Однако при постоянном произведении  $p_c q_{cs}$  множители  $p_c$  и  $q_{cs}$  могут иметь различные значения. Искомое  $p_c / p_n$  или  $p_c$  определяется по уравнению (3.11). Для этой цели задаются рядом значений  $\lambda_{cs}$ , находят соответствующее  $q_{cs}$  и для каждого из них определяют  $p_c / p_n$ . Искомое  $p_c / p_n$  должно удовлетворять условию

$$\frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} = C.$$

Оптимальное  $\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{cs}} \right)_{\text{опт}}$  соответствует максимальному  $p_c / p_n$ .

**Пример 3.1.** Заданы параметры рабочего и инжектируемого пара:  $p_p = 1080$  кПа;  $t_p = 180$  °С;  $v_p = 0,1808$  м<sup>3</sup>/кг;  $i_p = 664$  ккал/кг = 2790 кДж/кг;  $p_n = 1,96$  кПа;  $t_n = 17,2$  °С;  $v_n = 68,25$  м<sup>3</sup>/кг;  $i_n = 605$  ккал/кг = 2540 кДж/кг. Пар сухой насыщенный:  $k_p = k_n = 1,13$ . Требуемое давление сжатого пара  $p_c = 9,85$  кПа. Рассчитать достижимый в этих условиях коэффициент инжекции:

а) пароструйного эжектора с конической камерой смешения. Принять входное сечение в 2 раза больше выходного ( $\beta = 2$ ). Сечение  $\mu$ , в котором наступает критическая скорость инжектируемого потока, в 1,5 раза больше  $f_2$  ( $\mu = 1,5$ );

б) пароструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения.

**Решение**<sup>1</sup>. Определяем по (1.20) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков:

$$a_{p*} = \sqrt{2 \frac{1,13}{2,13}} \sqrt{1080000 \cdot 0,1808} = 455 \text{ м/с};$$

$$a_{n*} = \sqrt{2 \frac{1,13}{2,13}} \sqrt{1960 \cdot 68,25} = 378 \text{ м/с};$$

$$\sqrt{\theta} = \frac{a_{n*}}{a_{p*}} = 0,83; \quad \frac{1}{\sqrt{\theta}} = 1,2.$$

По заданию  $P_{p,n} = 2/1100 = 0,00182$ ; определяем по газодинамическим таблицам  $\lambda_{p,n} = 2,91$ ;  $q_{pn} = 0,01756$ .

<sup>1</sup> Расчет производится по газодинамическим таблицам при  $k = 1,13$ .

Таблица 3.1. Расчет достижимого коэффициента инжекции

$\lambda_{сз}$	$q_{сз}$	$P_{сз}$	$(u_{пр})_з$	Предварительные			
				$u$	$q_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$P_{нз}$
1,0	1,0	0,579	0,337	0,338	0,685	0,470	0,888
0,9	0,989	0,644	0,344	0,344	0,688	0,472	0,887
0,8	0,957	0,707	0,369	0,369	0,693	0,480	0,884
0,7	0,899	0,768	0,416	0,416	0,700	0,484	0,881
0,6	0,820	0,824	0,492	0,492	0,702	0,485	0,880
0,56	0,783	0,846	0,548	0,548	0,712	0,495	0,875
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—

Расчет эжектора с конической камерой смешения. Задаемся значением  $\lambda_{сз} = 1$ ; при этом  $q_{сз} = 1$ ;  $P_{сз} = 0,579$ .

Определяем  $(u_{пр})_з$  по (3.146):

$$(u_{пр})_з = \frac{1,5 \frac{2}{10} \frac{1}{1,0} \frac{2}{1100} \frac{1}{0,01756}}{1 - 1,5 \frac{2}{10} \frac{1}{1,0}} \cdot 1,2 = 0,338.$$

Определяем  $q_{нз}$  по (3.106):

$$q_{нз} = \frac{0,337 \cdot 0,83}{2(1 + 0,337 \cdot 0,83)} \frac{2}{10} \frac{1}{1,0} \frac{2}{1100} \frac{1}{0,01756} = 0,686.$$

По газодинамическим таблицам определяем соответствующие значения  $\lambda_{нз} = 0,470$ ;  $P_{нз} = 0,888$ ;  $P_{сз} = 0,1776$ .

По (3.76), (3.86) и (3.96) определяем значение  $u$  при принятом значении  $\lambda_{сз}$ :

$$K_3 = 1 + 0,9 \frac{0,1}{11} \frac{0,579 - \frac{2}{10} \left\{ 2 - 0,5 \cdot 0,888 \left[ 1 + \left( \frac{10}{2} \right)^{0,5} \left( \frac{0,579}{0,888} \right)^{0,5} \right] \right\}}{1,13 \cdot 0,579 \cdot 1 \cdot 0,01756 \cdot 2} = 1,153;$$

$$K_4 = 1 + 0,9 \frac{10}{2} \frac{0,579 - 0,1776 [2 - 0,5(1 + 1,805)]}{1,13 \cdot 0,579 \cdot 1 \cdot 0,687 \cdot 2} = 3,37;$$

$$u = \frac{0,834 \cdot 2,91 - 1,153 \cdot 1,0}{3,37 \cdot 1,0 - 0,812 \cdot 0,47} \frac{455}{378} = 0,511.$$

Поскольку полученное  $u = 0,511 > (u_{пр})_з = 0,338$ , принимаем  $u = 0,338$ .

Аналогичные расчеты проведены при других значениях  $\lambda_{сз}$ . Результаты расчета приведены в табл. 3.1, откуда видно, что максимальный коэффициент инжекции, равный 0,49, соответствует оптимальной приведенной массовой

значения		Уточненные значения					Расчетное $\mu$
$P_{сз}$	$\mu$	$q_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$P_{нз}$	$P_{сз}$	$\mu$	
0,1776	0,511	—	—	—	—	—	0,338
0,1774	0,503	—	—	—	—	—	0,344
0,1768	0,499	—	—	—	—	—	0,369
0,1762	0,492	—	—	—	—	—	0,416
0,1760	0,490	—	—	—	—	—	0,490
0,1750	0,502	0,673	0,460	0,892	0,1784	0,473	
—	0,473	0,647	0,435	0,902	0,1808	0,455	
—	0,455	0,630	0,420	0,910	0,1820	0,442	
—	0,442	0,618	0,410	0,912	0,1824	0,434	
—	0,434	0,610	0,405	0,915	0,1830	0,429	
—	0,429	0,606	0,402	0,916	0,1832	0,426	
—	0,426	0,602	0,400	0,917	0,1834	0,424	
—	0,424	0,602	0,400	0,917	0,1834	0,424	0,424

скорости в конце цилиндрической части камеры смешения (в сечении 3-3)  $q_{сз} = 0,820$  и приведенной изэнтропной скорости в этом сечении  $\lambda_{сз} = 0,6$ .

Расчет компрессора с цилиндрической камерой смешения. Расчет производится аналогично тому, как это было сделано в примере 2.1. Максимальный коэффициент инжекции, как показывает расчет, составляет 0,286, что в 1,7 раза меньше, чем в пароструйном эжекторе с конической камерой смешения.

Приведенные сравнительные расчеты подтверждают, таким образом, что в условиях больших степеней расширения рабочей среды и больших степеней сжатия инжектируемой среды для пароструйного эжектора, работающего на предельном режиме, применение конической камеры смешения позволяет получить более высокий коэффициент инжекции, чем при цилиндрической камере смешения.

**Пример 3.2.** Заданы параметры рабочего и инжектируемого воздуха:  $p_p = 600$  кПа;  $p_n = 4$  кПа;  $t_p = t_n = 27$  °С. Пароструйный эжектор с конической камерой смешения:  $\beta = 2$ ;  $\mu = 1,5$ ;  $\alpha = 0,5$ . Требуемый коэффициент инжекции  $\mu = 0,2$ . Рассчитать достижимое в этих условиях давление сжатого воздуха  $p_c$ .

**Решение.** Определяем критические скорости рабочего и инжектируемого воздуха:

$$a_{p*} = a_{n*} = 312 \text{ м/с};$$

$$P_{p, n} = \frac{4}{600} = \frac{1}{150}; \quad \lambda_{p, n} = 2,14; \quad q_{p, n} = 0,0921.$$

Определяем по (3.15б)

$$\left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{сз}} \right)_{прз} = \frac{\frac{4}{600} \frac{1}{0,0921} + 0,2}{(1 + 0,2) \cdot 1,5} = \frac{0,2725}{1,8} = 0,152.$$

Принимаем

$$C = \left( \frac{p_n}{p_c} \frac{1}{q_{сз}} \right) = 0,152,$$

тогда

$$p_c q_{сз} = \frac{p_n}{C} = \frac{4}{0,152} = 26,3.$$

Находим по (3.106)

$$q_{н2} = \frac{0,2}{2(1+0,2) \cdot 0,152 - \frac{4}{600} \frac{1}{0,0921}} = 0,683.$$

По таблицам находим соответствующие значения  $\lambda_{н2} = 0,475$ ;  $\Pi_{н2} = 0,874$ .  
 Задаемся  $\lambda_{с3} = 1,0$ ; определяем  $q_{с3} = 1,0$ ;  $\Pi_{с3} = 0,528$ .  
 Определяем  $p_c/p_n$  по (3.116):

$$\psi = 0,5 \frac{2-1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left(0,152 \frac{0,874}{0,528}\right)^{0,5}} \right] = 0,747;$$

$$0,834 \cdot 2,14 + 0,9 \frac{0,00666}{0,528} \frac{1}{1,4 \cdot 0,0921} (1 - 0,747 \cdot 0,874) +$$

$$+ 0,2 \left[ 0,812 \cdot 0,475 + 0,9 \frac{0,874}{0,528} \frac{1}{1,4 \cdot 0,683} (1 - 0,747) \right] -$$

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{2}{0,9 \cdot 0,528} \frac{-(1+0,2) \cdot 1,0}{\frac{0,00666}{0,528} \frac{1}{1,4 \cdot 0,0921} + 0,2 \frac{1}{0,528 \cdot 1,4 \cdot 0,683}} =$$

$$= 6,57;$$

$$p_c = 4 \cdot 6,57 = 26,3 \text{ кПа}.$$

При  $p_c q_{с3} = 26,3$  и  $p_c = 26,3$  кПа  $q_{с3} = 1$ .

Предварительно принятое  $q_{с3} = 1$  совпадает в этом случае с расчетным. Следовательно, при значении комплекса  $C = (p_n/p_c) (1/q_{с3}) = 0,152$   $p_c/p_n = 6,57$ . Аналогичные расчеты приведены при  $C > 0,152$ . Результаты расчета даны в табл. 3.2, из которой следует, что максимальное  $p_c = 26,3$  кПа достигается при  $\lambda_{с3} = 1$  и соответствующем  $q_{с3} = 1$ .

Расчет основных геометрических размеров газоструйного эжектора производится по тем же формулам, что и газоструйного компрессора [(2.42) — (2.53)].

**Пример 3.3.** Для условий примера 3.1 определить основные геометрические размеры газоструйного эжектора.

Т а б л и ц а 3.2. (К примеру 3.2). Расчет достижимой степени сжатия газоструйного эжектора

$\frac{1}{q_{с3}}$	$\frac{p_c}{p_n}$	$p_c q_{с3}$ , кПа	$q_{н2}$ по (3.106)	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	Предварительные значения					Расчетные значения	
						$\lambda_{с3}$	$q_{с3}$	$\Pi_{с3}$	$p_c/p_n$ по (3.116)	$p_c$ , кПа	$q_{с3}$	$p_c/p_n$
0,152	26,4	0,683	0,475	0,874	1,0	1,0	0,528	6,57	23,3	1	6,57	26,3
0,180	22,2	0,557	0,375	0,920	1,0	1,0	0,528	5,76	23,0	0,964	—	—
—	—	—	—	—	0,78	0,942	0,688	5,89	23,6	0,942	5,89	23,6
0,210	19,0	0,463	0,302	0,950	1,0	1,0	0,528	5,82	23,3	0,815	—	—
—	—	—	—	—	0,61	0,822	0,799	5,76	23,1	0,822	5,76	23,1

Решение:

$$\frac{f_{p1}}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p1}} = \frac{1}{0,01756} = 57;$$

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{p_p}{p_c} (1 + u\sqrt{\Theta}) \frac{1}{q_{c3}} = \frac{1100}{10} (1 + 0,49 \cdot 0,830) \frac{1}{0,82} = 189;$$

$$\frac{f_2}{f_{p*}} = \beta \frac{f_3}{f_{p*}} = 2 \cdot 189 = 378.$$

Значение  $f_2/f_{p*}$  может быть определено по (2.53):

$$\frac{f_2}{f_{p*}} = \frac{1}{q_{p,н}} + \frac{p_p}{p_n} \sqrt{\Theta} \frac{u}{q_{n2}} = \frac{1}{0,01756} + \frac{1100}{2} \cdot 0,830 \frac{0,49}{0,7} = 378.$$

Для сравнения укажем, что  $f_3/f_{p*}$  газоструйного компрессора для тех же условий при  $u = 0,286$  составит 222.

### 3.2. Уравнение характеристики газоструйного эжектора

Уравнение характеристики при работе газоструйного эжектора на допредельном режиме, так же как и уравнение для определения достижимого коэффициента инжекции, основано на уравнении импульсов (3.1). После подстановки в (3.1) выражений (2.3) — (2.5) для скоростей, давлений по (2.63), расхода по (2.43), реакции стенки конфузора по (3.56) с учетом (3.3) и соответствующих преобразований выводится уравнение характеристики пароструйного эжектора с камерой смешения, состоящей из конической и цилиндрической частей:

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{1}{\Pi_{c3} \left[ 1 + 0,5 (\beta - 1) \left( \frac{p_n}{p_c} \right)^\alpha \left( \frac{\Pi_{n2}}{\Pi_{c3}} \right)^\alpha \right]} \times$$

$$\times \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} \left[ 1 - 0,5 (\beta - 1) \frac{f_3}{f_{n2}} \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{k_p \Pi_{p*}}{\Phi_3} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1 + u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right] \right\}. \quad (3.17a)$$

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{1}{\Pi_{c3} \left[ 1 + 0,5 (\beta - 1) \left( \frac{p_n}{p_c} \right)^\alpha \left( \frac{\Pi_{n2}}{\Pi_{c3}} \right)^\alpha \right]} \times$$

$$\times \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \Pi_{n2} \frac{f_{n2}}{f_3} \left[ 1 - 0,5 (\beta - 1) \frac{f_3}{f_{n2}} \right] + \frac{k \Pi_*}{\Phi_3} \frac{f_{p*}}{f_3} \times \right.$$

$$\left. \times \frac{p_p}{p_n} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \sqrt{\Theta} \lambda_{n2} - (1 + u \sqrt{\Theta}) \lambda_{c3} \right] \right\}, \quad (3.17b)$$

причем  $f_{p2} = f_{p1}$ ;  $\lambda_{p2} = \lambda_{p1}$ ;  $f_{n2} = \beta f_3 - f_{p1}$ . В том случае, когда газоструйный эжектор работает при переменном давлении  $p_n$ , а давле-

ния  $p_p$  и  $p_c$  поддерживаются постоянными, уравнение характеристики (3.17а) удобнее использовать в следующей модификации:

$$\frac{p_n}{p_c} - \left(\frac{p_n}{p_c}\right)^\alpha \left(\frac{P_{c3}}{P_{n2}}\right)^{1-\alpha} \frac{0,5(\beta-1)}{1-0,5(\beta-1)\frac{f_3}{f_{n2}}} =$$

$$= \frac{1}{P_{n2} \left[1 - 0,5(\beta-1)\frac{f_3}{f_{n2}}\right]} \left\{ P_{c3} \frac{f_3}{f_{n2}} - P_{p2} \frac{p_p}{p_c} \frac{f_{p2}}{f_{n2}} - \frac{k_p P_{p*}}{\varphi_3} \times \right.$$

$$\left. \times \frac{p_p}{p_c} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \left[ K_1 \lambda_{p2} + K_2 u \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \lambda_{n2} - (1+u) \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \lambda_{c3} \right] \right\}. \quad (3.18)$$

Для построения характеристики газоструйного эжектора необходимо знать геометрические параметры  $f_p/f_{p*}$ ,  $f_3/f_{p*}$ ,  $f_2/f_3 = \beta$  и внешние параметры двух потоков: рабочего и инжектируемого ( $p_p$ ,  $v_p$ ,  $p_n$ ,  $v_n$ ) или рабочего и сжатого ( $p_p$ ,  $v_p$  и  $p_c$ ,  $v_c$ ).

Как отмечалось выше,

$$f_{p2}/f_3 = f_{p1}/f_3; \quad f_{n2}/f_3 = (\beta f_3 - f_{p1})/f_3 = \beta - f_{p1}/f_3.$$

Кроме того, необходимо знать распределение прироста давления в камере смешения между конической и цилиндрической частями, т. е. значение  $\alpha$  согласно уравнению (3.4).

Знания  $\alpha$  не требуется в следующих трех случаях:

1) при отсутствии цилиндрического участка камеры смешения. При этом  $p_r = p_3$  и  $\alpha = 0$ , так как все повышение давления при выравнивании профиля скоростей происходит в конфузоре;

2) при отсутствии конического участка камеры смешения. В этом случае  $f_2 = f_3$ ;  $\beta = 1$  и уравнение (3.17) принимает вид уравнения характеристики газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения (2.64);

3) при изобарическом процессе в конической части камеры смешения.

В этом случае

$$\int_{f_3}^{f_2} p df = p_{n2} (f_n - f_3) \quad (3.19)$$

и уравнение характеристики принимает вид, аналогичный виду уравнения характеристики газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения. Расчет характеристики заключается в нахождении неизвестных внешних параметров  $p_c$ ,  $v_c$  или  $p_n$ ,  $v_n$  для ряда значений коэффициента инжекции струйного аппарата. Метод построения характеристик эжектора такой же, как и метод построения характеристик пароструйного компрессора.

Угол конусности конфузора на основании многочисленных испытаний, проведенных в основном турбостроительными заводами — изготовителями пароструйных эжекторов конденсационных установок, обычно принимается равным  $5-7^\circ$ , значения  $\beta = f_2/f_3$  лежат в пределах  $2-3$ .

Т а б л и ц а 3.3. (к примеру 3.4). Расчет характеристики  $p_c = f(u)$  пароструйного эжектора для следующих условий:  $p_p = 1,1$  МПа;  $p_n = 2$  кПа;  $f_3/f_{p*} = 189$ ;  $f_{p1}/f_{p*} = 57$ ;  $\beta = 2$

u	$a_{cs}$ , м/с	$p_c$ , кПа (предварительное)	Газодинамические функции						$p_c$ , кПа	$(p_c)_{пр}$ , кПа	$(u_{пр})_2$
			$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$P_{н2}$	$q_{с2}$	$\lambda_{с2}$	$P_{с2}$			
0	455	10,28	0	0	1,00	0,565	0,370	0,928	10,28	5,82	0,49
0,25	441	10,12	0,302	0,190	0,980	0,698	0,480	0,885	10,12	7,06	
0,49	431	10,00	0,702	0,485	0,880	0,820	0,600	0,824	10,0	8,42	

Пример 3.4. Рассчитать характеристику газоструйных эжекторов и компрессора, расчет которых приведен в примерах 3.1 и 3.3. Определим сначала вспомогательные величины, входящие в уравнение (3.17):

$$f_{p2}/f_3 = f_{p1}/f_3 = (f_{p1}/f_{p*}) / (f_{p*}/f_3) = 57/189 = 0,302; \quad f_{н2}/f_3 = \beta - f_{p2}/f_3 = 2 - 0,302 = 1,698.$$

Определим степень сжатия при расчетном коэффициенте инжекции  $u = 0,49$ . Значения газодинамических функций при этом значении  $u$  приведены в табл. 3.1.

Согласно уравнению (3.176)

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{1}{0,824 \left[ 1 + 0,5(2-1) \left( \frac{2}{10} \right)^{0,5} \left( \frac{0,88}{0,824} \right)^{0,5} \right]} \times \\ \times \left\{ 0,88 \cdot 1,698 \left[ 1 - 0,5(2-1) \frac{1}{1,698} \right] + \frac{1,13 \cdot 0,579}{0,9} \frac{1}{189} \right\} \times \\ \times \frac{1100}{2} [0,834 \cdot 2,91 + 0,812 \cdot 0,49 - 0,83 \cdot 0,485 - (1 + 0,49 \cdot 0,83) 0,61] = 5,00$$

Как и следовало ожидать, уравнение характеристики эжектора (3.17) совпадает в расчетной точке с уравнением достижимого коэффициента инжекции (3.7).

Определим степень сжатия при коэффициенте инжекции  $u = 0$ , при этом  $\lambda_{н2} = 0$ ,  $P_{н2} = 1,0$ . Задаемся  $p_c = 11$  кПа, при этом

$$q_{с2} = \frac{1100}{11} \frac{1}{189} = 0,528.$$

Соответствующее значение  $P_{с2} = 0,938$ ;  $\lambda_{с2} = 0,345$ . По (3.176) находим

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{0,821}{0,938} \{0,302 + 1,17 + 2,12(2,425 - 0,345)\} = 5,14;$$

$$p_c = 5,14 \cdot 2 = 10,3 \text{ кПа.}$$

Задаемся  $p_c = 10,3$  кПа, при этом  $q_{с2} = \frac{1100}{10,3} \frac{1}{189} = 0,565$ . Соответствующее значение  $P_{с2} = 0,928$ ;  $\lambda_{с2} = 0,370$ .



Рис. 3.2. Расчетные характеристики газоструйного эжектора (к примеру 3.4):  $p_p = 1100$  кПа;  $p_H = 2$  кПа;  $p_c = 10$  кПа; 1 — газоструйный компрессор с цилиндрической камерой смешения; 2, 3 — газоструйные эжекторы с конической камерой смешения и без диффузора

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков  
и технических специалистов

По (3.176) находим

$$\frac{p_c}{p_H} = \frac{0,821}{0,928} \{0,302 + 1,17 + 2,12 (2,425 - 0,37)\} = 5,14;$$

$$p_c = 5,14 \cdot 2 = 10,3 \text{ кПа.}$$

Полученное значение  $p_c$  совпало с предварительно принятым, поэтому дальнейшего пересчета не производим. Результаты расчета характеристики эжектора при  $u = 0, 0,25; 0,49$  приведены в табл. 3.3. Аналогично произведен расчет характеристики газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения. Результаты расчета приведены на рис. 3.2.

### 3.3. Расчет газоструйного эжектора без диффузора

В случаях, когда необходимо получить после эжектора сжатый поток, движущийся с большой скоростью, диффузор не устанавливается. В этом случае давление в конце цилиндрической камеры смешения  $p_3$  устанавливается равным давлению  $p_c$  в пространстве, куда вытекает поток. Скорость смешанного потока на выходе из камеры равна  $\lambda_{c3}$ .

Уравнения для расчета достижимых коэффициентов инжекции или степени сжатия таких аппаратов могут быть получены из уравнений (3.7) — (3.14), если принять в них  $\varphi_3 = 1$  и заменить  $p_c$  отношением  $p_3/P_{c3}$ . После соответствующих преобразований уравнение для расчета достижимого коэффициента инжекции «бездиффузорных» струйных эжекторов приводится к следующему виду:

$$u = \left( K_{61} \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \lambda_{pH} - K_{63} \lambda_{c3} \right) / \left( K_{64} \lambda_{c3} - K_{62} \frac{a_{H*}}{a_{c*}} \lambda_{H2} \right), \quad (3.20a)$$

где  $K_{61} = \varphi_1 \varphi_2$ ;  $K_{62} = \varphi_2 \varphi_4$ ;

$$K_{63} = 1 + \frac{a_{p*}}{a_{c*}} \frac{p_H}{p_p} \frac{1}{P_{H3}} \frac{1 - \beta + 0,5(\beta - 1) P_{H2} \left[ 1 + \frac{1}{(P_{H3} P_{H2})^{1-\alpha}} \right]}{k_p P_{p*} \lambda_{c3} q_{pH} \beta}, \quad (3.21a)$$

$$K_{64} = 1 + \frac{a_{H*}}{a_{c*}} \frac{1}{P_{H3}} \frac{1 - P_{H2} \left\{ \beta - 0,5(\beta - 1) \left[ 1 + \frac{1}{(P_{H3} P_{H2})^{1-\alpha}} \right] \right\}}{k_H P_{H*} \lambda_{c3} q_{H2} \beta}, \quad (3.22a)$$

При рекомендованных выше коэффициентах скорости  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ ;  $K_{\sigma_1} = 0,925$ ;  $K_{\sigma_2} = 0,9$ .

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$u \sqrt{\Theta} = (K_{\sigma_1} \lambda_{pH} - K_{\sigma_3} \lambda_{c3}) / (K_{\sigma_4} \lambda_{c3} - K_{\sigma_2} \lambda_{n2}), \quad (3.206)$$

где

$$K_{\sigma_3} = 1 + \frac{p_n}{p_p} \frac{\frac{1}{\Pi_{H3}} - \beta + 0,5(\beta - 1) \Pi_{H3} \left[ 1 + \frac{1}{(\Pi_{H3} \Pi_{H2})^{1-\alpha}} \right]}{k \Pi_* \lambda_{c3} q_{p, H\beta}}; \quad (3.216)$$

$$K_{\sigma_4} = 1 + \frac{\frac{1}{\Pi_{H3}} - \Pi_{H3} \left\{ \beta - 0,5(\beta - 1) \left[ 1 + \frac{1}{(\Pi_{H3} \Pi_{H2})^{1-\alpha}} \right] \right\}}{k \Pi_* \lambda_{c3} q_{H2\beta}}. \quad (3.226)$$

Значение  $q_{H2}$  бездиффузорного эжектора определяется по (3.10):

$$q_{H2} = \frac{u}{\beta(1+u) \frac{a_{c*}}{a_{H*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{H*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}} \frac{a_{p*}}{a_{H*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{H*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{p, H}}}, \quad (3.23a)$$

где  $\omega_{c3} = q_{c3} / \Pi_{c3}$ .

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$q_{H2} = \frac{u \sqrt{\Theta}}{\beta(1+u \sqrt{\Theta}) \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{p, H}}}. \quad (3.236)$$

Для бездиффузорных струйных эжекторов значение коэффициента инжекции при втором предельном режиме определяется по формуле

$$(u_{np})_2 = \frac{\mu \frac{a_{c*}}{a_{H*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{H*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}} \frac{a_{p*}}{a_{H*}} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{H*}}{\Pi_{p*}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{p, H}}}{1 - \mu \frac{a_{c*}}{a_{H*}} \frac{k_n}{k_c} \frac{\Pi_{H*}}{\Pi_{c*}} \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}}}. \quad (3.24a)$$

При  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$(u_{np})_2 \sqrt{\Theta} = \left( \mu \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}} \frac{p_n}{p_p} \frac{1}{q_{p, H}} \right) / \left( 1 - \mu \frac{p_n}{p_3} \frac{1}{\omega_{c3}} \right). \quad (3.246)$$

Достижимые коэффициенты инжекции и степени сжатия струйных эжекторов без диффузоров меньше, чем для аппаратов с диффузорами. Порядок расчета достижимых параметров для бездиффузорных струйных эжекторов аналогичен расчету струйных эжекторов с диффузорами.

Т а б л и ц а 3.4 (к примеру 3.5). Расчет достижимого коэффициента инжекции

$\lambda_{сз}$	$q_{сз}$	$\Pi_{сз}$	$(u_{пр})^2$	Предварительные			
				$u$	$q_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$\Pi_{нз}$
1,0	1,0	0,579	0,101	0,101	0,570	0,375	0,928
0,90	0,989	0,644	0,136	0,136	0,607	0,405	0,915
0,80	0,957	0,707	0,183	0,183	0,641	0,430	0,905
0,70	0,899	0,768	0,252	0,252	0,668	0,455	0,895
0,60	0,820	0,824	0,341	0,341	0,690	0,475	0,885
0,55	0,770	0,850	0,411	0,411	0,699	0,482	0,882
0,50	0,721	0,875	0,492	0,492	0,706	0,490	0,877
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—

Основной геометрический параметр «бездиффузорного» газоструйного эжектора определяется из (2.48в):

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{k_p}{k_c} \frac{\Pi_{p*}}{\Pi_{с*}} \frac{p_p}{p_3} \frac{a_{с*}}{a_{p*}} \frac{1+u}{\omega_{сз}}, \quad (3.25a)$$

где  $\omega_{сз} = q_{сз}/\Pi_{сз}$ . Оптимальное значение  $\omega_{сз}$  определяется из расчета достижимых параметров «бездиффузорного» газоструйного эжектора. В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{p_p}{p_3} (1+u \sqrt{\Theta}) \frac{1}{\omega_{сз}}. \quad (3.25б)$$

Уравнение характеристики «бездиффузорного» газоструйного эжектора определяется уравнением, аналогичным (3.17):

$$\begin{aligned} \frac{p_3}{p_n} = & \frac{1}{1 + 0,5 (\beta - 1) \left( \frac{p_n}{p_3} \right)^\alpha (\Pi_{нз})^\alpha} \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \right. \\ & + \Pi_{нз} \frac{f_{нз}}{f_3} \left[ 1 - 0,5 (\beta - 1) \frac{f_3}{f_{нз}} \right] + k_p \Pi_{p*} \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} [K_{б1} \lambda_{p2} + \\ & \left. + K_{б2} u \frac{a_{н*}}{a_{p*}} \lambda_{нз} - (1+u) \frac{a_{с*}}{a_{p*}} \lambda_{сз} \right] \left. \right\}. \quad (3.26a) \end{aligned}$$

значения		Уточненные значения				Расчетные $\mu$
$\omega_{cs}$	$\mu$	$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$\mu$	
1,730	0,232	—	—	—	—	0,101
1,536	0,269	—	—	—	—	0,136
1,354	0,308	—	—	—	—	0,183
1,172	0,350	—	—	—	—	0,252
0,996	0,390	—	—	—	—	0,341
0,905	0,411	—	—	—	—	0,411
						(максимум)
0,824	0,431	0,645	0,435	0,902	0,377	—
—	0,377	0,587	0,390	0,921	0,355	—
—	0,355	0,563	0,370	0,929	0,340	—
—	0,340	0,543	0,355	0,935	0,329	—
—	0,329	0,532	0,350	0,937	0,323	—
—	0,323	0,524	0,340	0,940	0,317	—
—	0,317	0,518	0,337	0,941	0,314	—
—	0,314	0,513	0,335	0,942	0,312	—
—	0,312	0,513	0,335	0,942	0,312	0,312

В частном случае при  $k_p = k_n = k$  и  $R_p = R_n$

$$\frac{p_3}{p_n} = \frac{1}{1 + 0,5(\beta - 1) \left(\frac{p_n}{p_3}\right)^\alpha (\Pi_{н2})^\alpha} \left\{ \Pi_{p2} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p2}}{f_3} + \right. \\ \left. + \Pi_{н2} \frac{f_{н2}}{f_3} \left[ 1 - 0,5(\beta - 1) \frac{f_3}{f_{н2}} \right] + k \Pi_* \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} [K_{61} \lambda_{p2} + \right. \\ \left. + K_{62} \mu \sqrt{\Theta} \lambda_{н2} - (1 + \mu \sqrt{\Theta}) \lambda_{с3}] \right\}. \quad (3.266)$$

При расчете характеристик бездиффузорных газоструйных эжекторов газодинамические функции  $\lambda_{p2}$  и  $\Pi_{p2}$  находятся по функции  $q_{p2}$ , определяемой по (2.66). Газодинамические функции  $\lambda_{н2}$  и  $\Pi_{н2}$  находятся по функции  $q_{н2}$ , определяемой по (2.66). Функция  $\lambda_{с3}$  находится по  $\omega_{с3}$ , определяемой из (3.25).

**Пример 3.5.** Для условий, заданных в примере 3.1, рассчитать достижимый коэффициент инжекции эжектора с конической камерой смешения без диффузора ( $\beta = 2$ ;  $\mu = 1,5$ ), определить его основной геометрический параметр и построить характеристику. Давление пара на выходе из камеры смешения  $p_3 = 9,850$  кПа.

**Решение:**

а) определяем достижимый коэффициент инжекции  $K_{61} = 0,925$ ;  $K_{62} = 0,9$ . При  $\Pi_{pн} = 2/1100 = 1/550$  по таблицам находим  $\lambda_{pн} = 2,91$ ;  $q_{pн} = 0,01756$ .

Задаемся значением  $\lambda_{с3} = 1,0$ , при этом  $q_{с3} = 1,0$ ;  $\Pi_{с3} = 0,579$ .

По (3.246) определяем

$$(u_{пр})_3 = \frac{1,5 \frac{2}{10} \frac{0,579}{1,0} \frac{2}{1100} \frac{1}{0,01756}}{1 - 1,5 \frac{2}{1100} \frac{0,579}{1,0}} \cdot 1,2 = 0,101.$$

Определяем  $q_{н2}$  по (3.236):

$$q_{н2} = \frac{0,101 \cdot 0,83}{2(1 + 0,101 \cdot 0,83)} \frac{2}{10} \frac{0,579}{1,0} \frac{2}{1100} \frac{1}{0,01756} = 0,570.$$

По газодинамическим таблицам определяем соответствующие значения  $\lambda_{н3} = 0,375$ ;  $P_{н3} = 0,928$ .

По (3.216) определяем

$$K_{63} = 1 + \frac{2}{1100} \frac{\frac{10}{2} - 2 + 0,5(2-1)0,928 \left[ 1 + \frac{1}{\left(\frac{2}{10} \cdot 0,928\right)^{0,5}} \right]}{1,13 \cdot 0,0579 \cdot 1,0 \cdot 0,01756 \cdot 2} =$$

$$= 1 + 0,345 = 1,345;$$

$$K_{64} = 1 + \frac{\frac{10}{2} - 0,928 \left\{ 2 - 0,5(2-1) \left[ 1 + \frac{1}{\left(\frac{2}{10} \cdot 0,928\right)^{0,5}} \right] \right\}}{1,13 \cdot 0,579 \cdot 1,0 \cdot 0,57 \cdot 2} =$$

$$= 1 + 6,28 = 7,28.$$

По (3.206) определяем

$$u = \frac{0,925 \cdot 2,91 - 1,345 \cdot 1,0}{7,28 \cdot 1,0 - 0,9 \cdot 0,375} \cdot 1,2 = 0,232 > (u_{пр})_2.$$

Аналогичные расчеты проведем при значениях  $\lambda_{с3} < 1$ . Результаты расчетов приведены в табл. 3.4, из которой видно, что максимальный коэффициент инжекции, равный 0,411, имеет место при  $\lambda_{с3} = 0,55$  и соответствующем значении  $q_{с3} = 0,77$ ;

б) рассчитываем основные размеры:

$$f_{р1}/f_{р*} = 1/q_{р1} = 1/0,01756 = 57.$$

По (3.256)

$$\frac{f_3}{f_{р*}} = \frac{p_p}{p_3} (1 + u \sqrt{\theta}) \frac{1}{w_{с3}} = \frac{1,1}{0,01} (1 + 0,41 \cdot 0,83) \frac{1}{0,905} = 163;$$

в) рассчитываем характеристику:

$$f_{р2}/f_3 = 57/163 = 0,35; f_{н2}/f_3 = \beta - (f_{р2}/f_3) = 2 - 0,35 = 1,65$$

Таблица 3.5 (к примеру 3.5). Расчет характеристики  $\rho_c = f(u)$  газоструйного эжектора без диффузора для следующих условий:

$$p_p = 1,1 \text{ МПа}; p_n = 2 \text{ кПа}; f_s/f_{p*} = 163;$$

$$f_{p1}/f_{p*} = 57; \beta = 2$$

u	$a_{cs}, \text{ м/с}$	$p_s$ предварительное, кПа	Газодинамические функции					$p_s, \text{ кПа}$	$(p_s)_{пр}, \text{ кПа}$	$(u_{пр})_s$
			$q_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$w_{с3}$	$\lambda_{с3}$			
0	455	10,96	0	0	1,0	0,616	0,375	10,96	6,76	0,411
0,20	443	10,48	0,28	0,175	0,985	0,752	0,458	10,48	7,88	
0,41	434	10,0	0,699	0,482	0,882	0,905	0,545	10,0	9,08	

По (3.266) для расчетного коэффициента инжекции  $u = 0,411$ ;  $\Pi_{н2} = 0,882$ ;  
 $\lambda_{н2} = 0,482$ ;  $\lambda_{с3} = 0,545$

$$\frac{p_s}{p_n} = \frac{1}{1 + 0,5(2-1)\left(\frac{2}{10}\right)^{0,5}(0,882)^{0,5}} \left\{ 0,35 + 0,882 \cdot 1,65 \left[ 1 - \right. \right.$$

$$\left. - 0,5(2-1) \frac{1}{1,65} \right] + \frac{1,13 \cdot 0,579 \cdot 550}{163} [2,69 + 0,9 \cdot 0,411 \cdot 0,830 \cdot 0,482 -$$

$$\left. - (1 + 0,411 \cdot 0,830) \cdot 0,545] \right\} = 0,825 (0,35 + 0,882 \cdot 1,150 +$$

$$+ 2,21 [2,69 + 0,148 - 0,733]) = 0,825 \cdot 6,07 = 5,0.$$

Аналогично определены  $p_s/p_n$  при  $u = 0; 0,2$ . Результаты расчета приведены в табл. 3.5, а также изображены на рис. 3.2.

### 3.4. Расчет предельного коэффициента инжекции

Для того чтобы определить предельный коэффициент инжекции, примем условно следующую схему процесса, не учитывающую взаимного перемешивания потоков на начальном участке камеры смешения и допускающую на этом участке существование в рабочей струе при больших сверхзвуковых скоростях статического давления, отличного от давления в инжектируемой среде [3, 9, 76].

При давлении инжектируемой среды  $p_n$  меньше, чем давление  $p_{p1}$  в выходном сечении рабочего сопла, струя рабочего пара продолжает расширяться за пределами сопла до давления  $p_n$ , увеличивая свое сечение от  $f_{p1}$  до  $f_{pn}$ . Условно принимаем, что это сечение рабочего потока, определяемое по (2.446), не изменяется вплоть до сечения  $f_s = \mu f_s$  конфузорной части камеры смешения, в которой эжектируемый поток достигает критической скорости.

Предельный коэффициент инжекции при этом условии может быть определен по уравнению, аналогичному (2.80а):

$$\begin{aligned} u_{\text{пр}} &= \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{pн}} \right) \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} = \\ &= \left( \mu \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{pн}} \right) \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n0}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{\rho_n}{\rho_p}, \end{aligned} \quad (3.27a)$$

или при  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$u_{\text{пр}} \sqrt{\Theta} = \mu \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{pн}}. \quad (3.27b)$$

Газодинамическая функция  $q_{pн}$  находится по известному перепаду давлений рабочего потока  $\Pi_{pн}$ .

При давлении инжектируемой среды  $p_n$ , равном или большем, чем давление в выходном сечении рабочего сопла, условно принимаем, что струя рабочего пара сохраняет сечение  $f_{p1}$ , равное выходному сечению рабочего сопла, вплоть до сечения  $f_s$  конфузорной части камеры смешения, в которой эжектируемый поток достигает критической скорости.

Предельный коэффициент инжекции при этом условии может быть определен по уравнению

$$\begin{aligned} u_{\text{пр}} &= \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} = \\ &= \left( \mu \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}}. \end{aligned} \quad (3.28a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$u_{\text{пр}} \sqrt{\Theta} = \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{\rho_n}{\rho_p} = \left( \mu \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{\rho_n}{\rho_p}. \quad (3.28b)$$

Принятая схема предельного режима носит условный характер, но она, как показывают приведенные в § 3.7 результаты экспериментального исследования, позволяет получить расчетные характеристики, близкие к опытным. Можно показать, что при  $p_n > p_{n1}$  и постоянных температурах рабочей и инжектируемой сред ( $T_p = \text{const}$  и  $T_n = \text{const}$ ) сохраняется практически неизменным объемный коэффициент инжекции  $u_0$ , равный отношению объемных расходов инжектируемой и рабочей сред:

$$u_0 = \frac{V_n}{V_p} = \frac{v_n G_n}{v_p G_p} = \frac{v_n}{v_p} u, \quad (3.29)$$

где  $v_p$  и  $v_n$  — удельные объемы рабочей и инжектируемой сред в заторможенном состоянии.

Подставляя в (3.29) значение  $u_{\text{пр}}$  из (3.28), получаем

$$(u_0)_{\text{пр}} = \left( \mu \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{k_n}{k_p} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{p*}}{a_{n*}} \frac{\rho_n}{\rho_p} \frac{v_n}{v_p}. \quad (3.30)$$

Но, как известно,

$$\frac{\rho_n v_n}{\rho_p v_p} = \frac{k_n + 1}{k_p + 1} \frac{k_p}{k_n} \frac{a_n^2}{a_p^2}. \quad (3.31)$$

Подставляя это выражение в (3.30), получаем

$$(u_0)_{np} = \left( \mu \frac{f_3}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \right) \frac{k_n + 1}{k_p + 1} \frac{\Pi_{n*}}{\Pi_{p*}} \frac{a_{n*}}{a_{p*}} \approx \text{const}. \quad (3.32a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(u_0)_{np} \sqrt{\Theta} = \mu \frac{f_3}{f_{p*}} - \frac{f_{p1}}{f_{p*}} = \text{const}. \quad (3.32b)$$

Так как при  $T_p = \text{const}$  и сверхкритическом истечении объемный расход рабочей среды  $V_p$  сохраняется неизменным независимо от давления, то и объемный расход инжектируемой среды  $V_n$  также сохраняется практически постоянным при  $T_n = \text{const}$  независимо от давления  $p_n$ .

Проведенные опыты и сравнение их с расчетом по уравнениям (3.27) и (3.28) показывают, что при применяемых профилях конфузоров эжекторов  $\mu$  не превышает 1,5—2,0.

### 3.5. Режимы работы и характеристики многоступенчатых пароструйных эжекторов

Как отмечалось выше, наибольшее распространение газоструйные аппараты с большими степенями расширения и сжатия получили в паротурбинных конденсационных установках и парозежекторных холодильных установках, где они выполняются многоступенчатыми.

Пароструйные эжекторы, служащие для отсоса паровоздушной смеси из конденсатора, при нормальной работе турбины должны обеспечить общую степень повышения давления примерно 20—30 (с 3—5 до 100 кПа).

Поэтому они выполняются, как правило, двух- или трехступенчатыми (см. рис. 1.10). В первой ступени давление отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси повышается в 4—5 раз, например с 4 до 20 кПа, после чего она поступает в промежуточный холодильник, а затем во вторую ступень эжектора, где давление ее повышается до атмосферного.

В трехступенчатом эжекторе сжатие смеси протекает аналогично, с той только разницей, что оно распределяется между тремя последовательно включенными ступенями, причем и в этом случае за каждой ступенью эжектора имеются холодильники. Характеристики многоступенчатого эжектора определяются основными размерами проточной части ступеней эжектора и эффективностью работы промежуточных холодильников [11, 12, 15, 40, 44, 64].

В условиях эксплуатации основными причинами, вызывающими изменения давления всасывания эжектора, являются изменения рас-

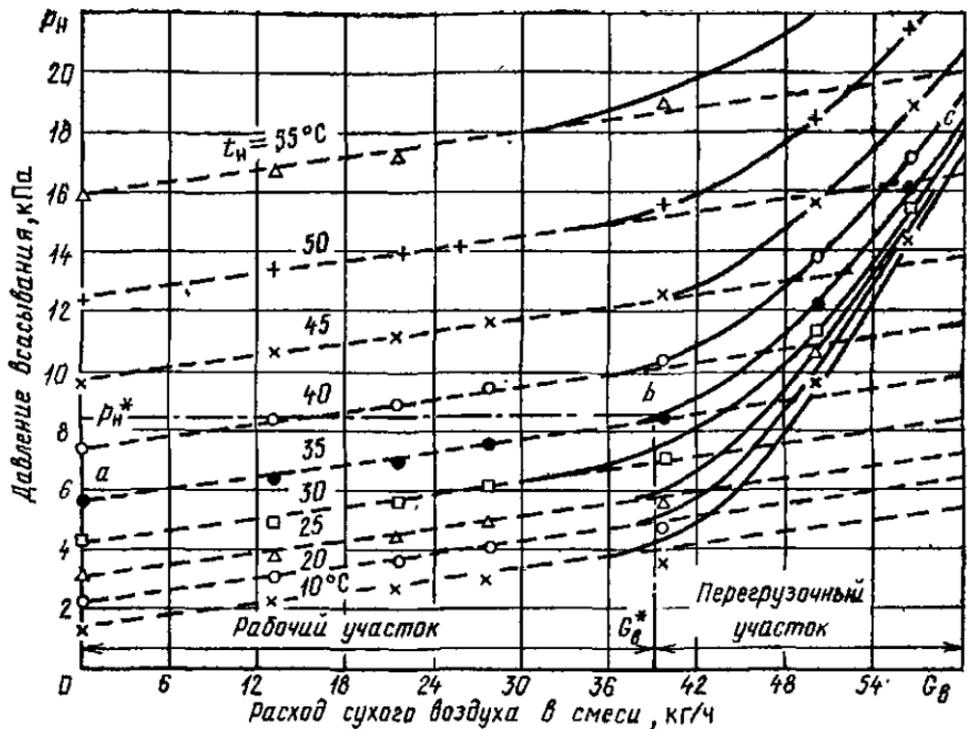


Рис. 3.3. Характеристика эжектора ЭП-2-400 при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси:

$t_n$  — температура смеси; пунктирная линия — расчетные характеристики при объемной производительности эжектора  $V_n = 1400 \text{ м}^3/\text{ч}$

хода отсасываемого воздуха и температуры паровоздушной смеси. Вследствие этого наиболее удобными для практических целей являются характеристики эжектора, представленные в форме зависимости давления всасывания  $p_n$  перед ступенью эжектора от расхода сухого воздуха  $G_b$  при различных температурах отсасываемой паровоздушной смеси  $t_{см}$  (рис. 3.3). Аналогичный характер имеет характеристика эжектора при отсасывании сухого воздуха (рис. 3.4).

Характеристика эжектора при отсасывании им сухого воздуха или паровоздушной смеси определенной температуры состоит из двух различных участков. На первом участке, отвечающем изменению расхода воздуха от нуля до некоторого значения  $G_b^*$  и называемом рабочим (участок  $ab$ , рис. 3.3), характеристики сравнительно пологие, на втором участке, отвечающем  $G_b > G_b^*$  и называемом перегрузочным (участок  $bc$ ), они значительно более крутые.

Массовая производительность эжектора  $G_b^*$ , превышение которой при данных условиях работы эжектора вызывает его перегрузку, называется максимальной рабочей производительностью эжектора.

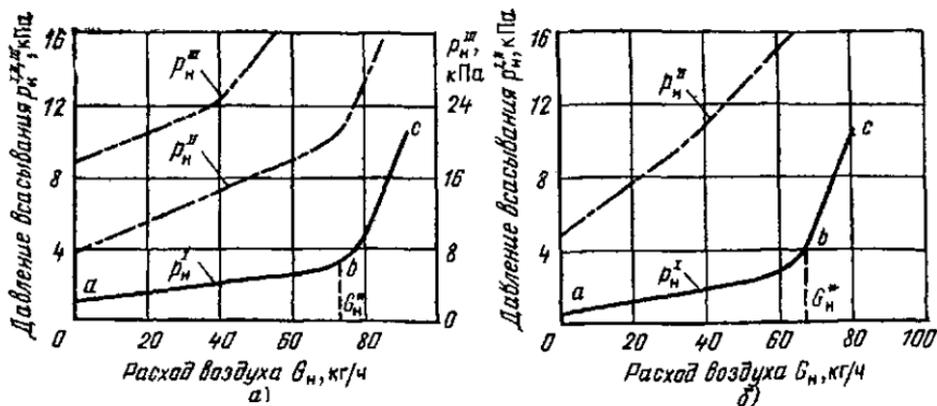


Рис.3.4. Характеристики пароструйных эжекторов ЛМЗ при отсасывании сухого воздуха (по заводским данным):

*a* — эжектор ЭП-3-600;  $p_p = 1,3$  МПа;  $d_{p*} = 7$  мм; расход охлаждающей воды 50–60 т/ч, ее температура 20–30 °С; *б* — эжектор ЭП-2-400; при  $d_{p*} = 6$  мм  $p_p = 1,7$  МПа, при  $d_{p*} = 7$  мм  $p_p = 1,3$  МПа; расход охлаждающей воды 50–60 т/ч, ее температура 20–30 °С;  $p_n^I$ ,  $p_n^{II}$ ,  $p_n^{III}$  — давления всасывания соответственно первой, второй и третьей ступеней

Два участка характеристики эжектора соответствуют двум различным режимам работы его первой ступени: предельному и допредельному, а переход от одного из этих режимов к другому зависит от того, является ли действительное противодавление первой ступени большим или меньшим, чем ее предельное противодавление  $(p_c)_{пр}$ . На рис. 3.5 вверху схематически представлена серия характеристик  $p_c = f(u)$  при различных давлениях инжектируемого пара  $p_n$  и постоянном давлении рабочего пара  $p_p$ . Линия *ab* есть линия предельных противодавлений; она определяет переход от допредельного режима к предельному.

На рис. 3.5 внизу представлена зависимость давления всасывания от коэффициента инжекции. При работе эжектора на предельном режиме существует однозначная зависимость давления всасывания от коэффициента инжекции (*cd*, рис. 3.5).

Режим работы каждой последовательно включенной ступени эжектора зависит от фактического противодавления, которое устанавливается после ее диффузора и которое в свою очередь зависит от режима работы эжекционной установки в целом.

На рис. 3.5 представлены для эжектора первой ступени зависимости давления всасывания от коэффициента инжекции для двух характерных случаев:

1) наклон линии фактических противодавлений (*1-1*) больше наклона линии предельных противодавлений (*ab*). Эжектор при коэффициентах инжекции больших, чем в точке пересечения этих линий (*m*), работает на допредельном режиме, а при коэффициентах инжекции меньших, чем в точке *m*, — на предельном. При этом, как видно из

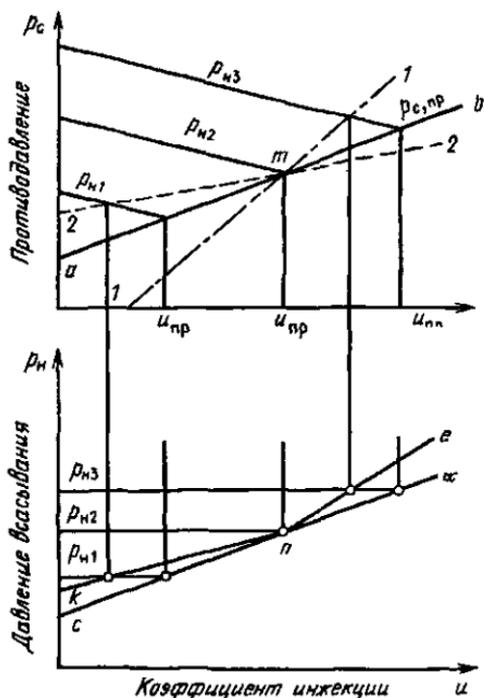


Рис. 3.5. Характеристика первой ступени эжектора

При этом, как правило, имеет место случай 1, т. е. наклон линии фактических противодавлений  $p_c = f(u)$  больше наклона линии предельных противодавлений. Последняя ступень работает с постоянным противодавлением, превышающим атмосферное лишь на небольшую величину, равную потере давления в концевом холодильнике и выхлопной линии.

Возможны две схемы работы последней ступени (рис. 3.6):

1) вся линия предельных противодавлений ( $ab$ ) лежит выше атмосферной линии. В этом случае при любом коэффициенте инжекции эжектор работает с противодавлением ниже предельного и характеристика  $p_n = f(u)$  представлена линией  $cd$  (рис. 3.6, а);

2) линия предельных противодавлений  $ab$  пересекает атмосферную линию в точке  $m$  (рис. 3.6, б). В этом случае характеристика  $p_n = f(u)$  представлена ломаной линией  $knd$ .

Последняя ступень должна, как правило, работать по схеме 1, т. е. вся линия предельных противодавлений должна лежать выше атмосферной линии.

Рабочий участок характеристики определяется работой первой ступени эжектора на предельном режиме, а перегрузочная часть — переходом первой ступени на допредельный режим. При увеличении по какой-либо причине давления всасывания второй ступени (т. е.

рис. 3.5, на участке  $u < u_m$  давление всасывания определяется предельным режимом, а при  $u > u_m$  давление всасывания оказывается выше, чем при работе на предельном режиме. Характеристика  $p_n = f(u)$  представляется ломаной линией  $сne$ ;

2) наклон линии фактических противодавлений ( $2-2$ ) меньше наклона линии предельных противодавлений  $ab$ . Эжектор работает на допредельном режиме при коэффициентах инжекции меньших, чем в точке пересечения  $m$ , а его характеристика  $p_n = f(u)$  на этом участке расположена выше предельной характеристики  $сn$  (линия  $kn$ ); при  $u > u_m$  характеристика эжектора  $p_n = f(u)$  изображается линией  $nd$ .

В многоступенчатом эжекторе все ступени, кроме последней, работают в условиях переменного давления всасывания и противодавления.

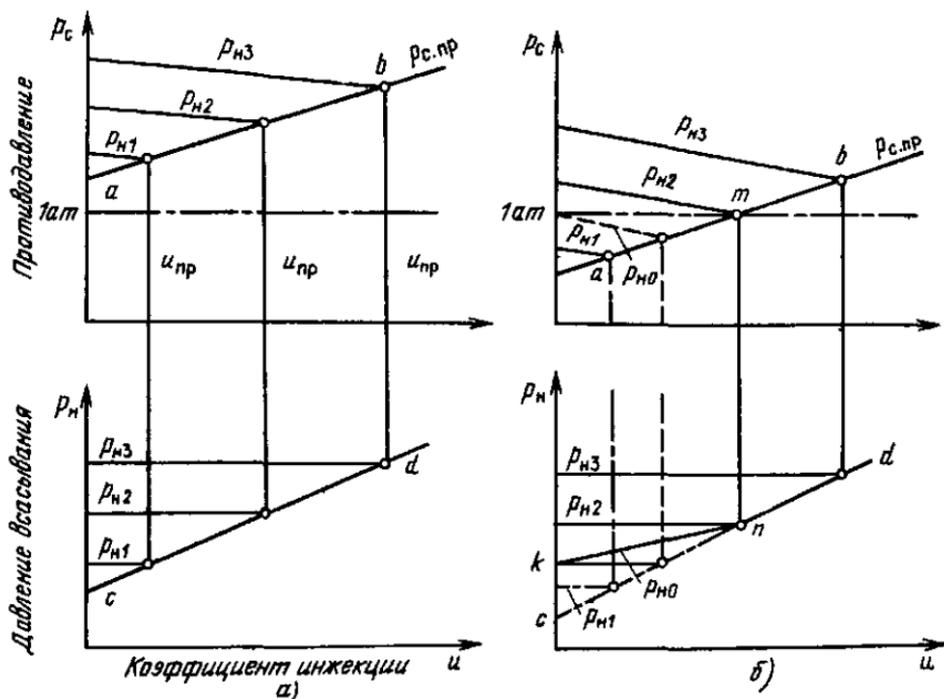


Рис. 3.6. Характеристики последней ступени эжектора:

а — предельное противодавление выше атмосферного; б — предельное противодавление ниже атмосферного (при малых  $u$ )

противодавления первой ступени) пересечение линий фактического и предельного противодавления происходит при меньшем коэффициенте инжекции, т. е. раньше наступает перегрузка эжектора. К такому же результату приводит снижение предельного противодавления первой ступени, например, в результате снижения давления рабочего пара.

По приведенным выше уравнениям может быть построен как рабочий, так и перегрузочный участки характеристики.

**Рабочий участок характеристики.** Рабочий участок характеристики  $p_n = f(u)$  в диапазоне давлений всасывания от  $p_n$ , соответствующего  $u = 0$ , до  $p_n = p_{p1}$  описывается уравнением (3.27). Рекомендуется следующий метод построения рабочего участка характеристики. Сначала определяется давление всасывания  $p_n$ , при котором  $u = 0$ . Этому условию, как видно из (3.27), отвечает

$$q_{p, n} = f_{p*} / f_s. \quad (3.33)$$

По найденному значению  $q_{p, n}$  из газодинамических таблиц определяются  $P_{p, n}$  и искомое  $(p_n)_{u=0}$ . Поскольку  $f_{p*} / f_s = \text{const}$ , то  $q_{p, n}$  и  $P_{p, n}$  также неизменны. Следовательно, значение  $(p_n)_{u=0}$  пропорционально давлению рабочего пара. Затем, задаваясь различными

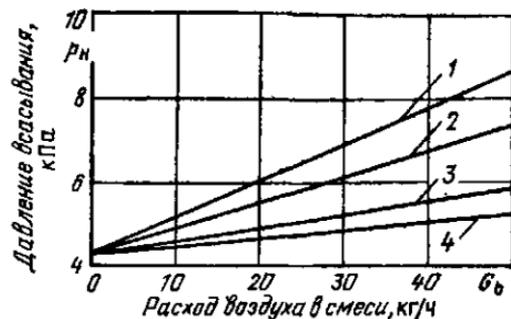


Рис. 3.7. Рабочие участки характеристики  $p_n = f(G_n)$  при различной объемной производительности эжектора:

Температура отсасываемой смеси  $t_n = 30^\circ\text{C}$

№ характеристики	1	2	3	4
Объемная производительность $V_n$ , м <sup>3</sup> /ч	1000	1500	3000	5000
Коэффициент $a \cdot 10^3$ кПа·ч/кг	8,5	5,9	3,0	1,8

значениями  $(p_n)_{u=0} < p_n < p_{p1}$ , определяют соответствующие значения  $P_{p, n}$  и  $q_{p, n}$  и по (3.27) — и при заданном  $p_n$ . Таким путем может быть построена характеристика  $p_n = f(u)$  или  $p_n = f(G_n)$ .

Интересно отметить, что поскольку  $q_{p, n}$  однозначно определяется значением  $P_{p, n}$ , то и  $u_{пр}$ , как видно из (3.27), зависит только от  $P_{p, n} = p_n/p_p$ .

Рабочий участок характеристики при давлениях всасывания  $p_n > p_{p1}$  описывается уравнением (3.28) и характеризуется постоянством объемной производительности. На этом участке давление всасывания пропорционально расходу эжектируемой среды независимо от давления рабочего пара. Изменение давления рабочего пара приводит лишь к изменению давления в выходном сечении сопла  $p_{p1}$  и соответствующему изменению значений  $p_n$  и  $G_n$ , отвечающих началу участка постоянной объемной производительности эжектора.

Постоянство объемной производительности обычно имеет место при отсасывании из конденсатора насыщенной паровоздушной смеси.

Давление всасывания равно полному давлению смеси:

$$p_n = p_n + p_v, \quad (3.34)$$

где  $p_n$  — парциальное давление насыщенного пара;  $p_v$  — парциальное давление воздуха:

$$p_v = G_v R_v T_n / V_n; \quad (3.35)$$

$G_v$  — расход воздуха в смеси;  $R_v$  — газовая постоянная для воздуха;  $T_n$  — температура смеси;  $V_n$  — объемный расход отсасываемой смеси, равный объемной производительности эжектора.

При  $V_n = \text{const}$  и  $T_n = \text{const}$

$$\frac{R_v T_n}{V_n} = a \approx \text{const}. \quad (3.36)$$

Уравнение (3.34) принимает вид

$$p_n = p_n + a G_v. \quad (3.37)$$

Уравнение (3.37) хорошо описывает полученные из опыта характеристики эжектора при отсасывании паровоздушной смеси, которые имеют вид, представленный на рис. 3.3 [11]. Чем больше объемная

производительности эжектора, тем меньше  $a$  и тем более пологими являются характеристики эжектора (рис. 3.7). Для обычного в условиях конденсационных установок диапазона температур отсасываемой смеси 20—40 °С имеем  $a = 90/V_n$ , кПа·ч/кг, если давления выражены в кПа, массовые расходы — в кг/ч, объемные расходы — в м<sup>3</sup>/ч.

По известной объемной производительности эжектора  $V_n$  может быть определено время  $\tau$ , необходимое для снижения давления газа в объеме  $V_0$  от начального давления  $p_0$  до давления  $p$  при отсутствии присоса:

$$\tau = (V_0/V_n) \ln(p_0/p). \quad (3.38)$$

**Определение точки перегрузки эжектора.** При проектировании эжектора обычно нет необходимости в построении перегрузочной части его характеристики, а важно лишь установить точку перехода от рабочей части его характеристики к перегрузочной. Этим не устраняется, однако, необходимость применения довольно сложного уравнения (3.17), так как точка перегрузки эжектора, определяемая пересечением линии предельных противодавлений с линией действительных противодавлений, может быть точно установлена лишь в случае, если известны характеристика  $p_n = f(G_n)$  ступени эжектора, определяемая уравнениями (3.27) и (3.28), и линия действительных противодавлений  $p_c = f(G_n)$ , определяемая совместной работой промежуточного холодильника со следующей ступенью эжектора.

Расчет может производиться двумя методами:

1) для соответственных значений  $G_n$  и  $p_n$ , лежащих на известной характеристике  $p_n = f(G_n)$ , по (3.17) определяются значения  $p_c$ , являющиеся для эжектора предельными противодавлениями, и строится характеристика  $(p_c)_{пр} = f(G_n)$ . Пересечение ее с заданной линией действительных противодавлений определит начало перегрузки эжектора;

2) для соответственных значений  $G_n$  и  $p_c$ , лежащих на известной характеристике  $p_c = f(G_n)$ , по (3.17) определяются значения  $p_n$ , являющиеся для эжектора минимальными давлениями всасывания  $(p_n)_{мин}$ , на которых эжектор работает на предельном режиме. Затем строится характеристика  $(p_n)_{мин} = f(G_n)$ . Пересечение ее с заданной линией действительных давлений всасывания  $p_n = f(G_n)$  определит начало перегрузки эжектора.

При практических расчетах определение начала перегрузки эжектора может быть упрощено, если предельное противодавление определить из уравнения 3-го предельного режима (2.82а):

$$(p_c)_{пр} = \frac{k_p}{k_c} \frac{P_{p*}}{P_{c*}} \frac{a_{c*}}{a_{p*}} \frac{f_{p*}}{f_s} p_p (1 + u). \quad (3.39a)$$

При  $k_p = k_n$  и  $R_p = R_n$

$$(p_c)_{пр} = \frac{f_{p*}}{f_s} p_p (1 + u \sqrt{\Theta}). \quad (3.39б)$$

При  $a_{p*} = a_{n*}$

$$(p_c)_{np} = \frac{f_{p*}}{f_{s*}} f_{p*} (1 + u). \quad (3.39в)$$

Применение этого уравнения предполагает, что переход эжектора на допредельный режим наступает, когда повышение давления в в конце цилиндрической части камеры смешения достигает критического давления сжатой среды, т. е.  $p_s = P_{с*} p_c$ . При этом значения  $G_n$  в точке перегрузки эжектора получаются несколько меньшими, чем в действительности, что идет в запас расчета.

Для построения линии предельных противодавлений при этом требуется знание характеристики  $p_n = f(G_n)$ .

Для последней ступени эжектора значение  $p_c$  постоянно и приблизительно равно атмосферному давлению. Для обеспечения устойчивой работы этой ступени необходимо, чтобы для нее при всех расходах эжектируемой среды удовлетворялось условие  $(p_c)_{np} > p_c$ , а так как  $(p_c)_{np}$ , как следует из (3.39), растет с увеличением  $G_n$  или  $u$ , то необходимо при  $u = 0$  иметь  $(p_c)_{np} \geq 0,1$  МПа. При  $u = 0$   $k_p = k_c$  и  $a_{с*} = a_{p*}$ . Из (3.39в) получаем следующее простое условие, которому должен удовлетворять основной геометрический параметр последней ступени эжектора:

$$f_s/f_{p*} \leq p_p, \quad (3.40)$$

где  $p_p$  — в кПа.

**Пример 3.6.** Рассчитать рабочие участки характеристик первой ступени эжектора при различных значениях основного геометрического параметра  $f_s/f_{p*}$  и отсасывании сухого воздуха для нижеследующих условий<sup>1</sup>.

**Исходные данные.** Рабочий пар (сухой насыщенный):  $k_p = 1,13$ ;  $p_p = 1,6$  МПа;  $P_{p*} = 0,57$ ;  $a_{p*} = 457$  м/с;  $h_p = 667$  ккал/кг; ижектируемый воздух:  $k_n = 1,4$ ;  $P_{n*} = 0,53$ ;  $a_{n*} = 313$  м/с;  $t_n = 20$  °С. Камера смешения:  $d_s = 73$  мм;  $d_n = 50$  мм;  $\mu = f_s/f_s = 1,46$ .

Основные данные для расчета характеристики эжектора приведены в табл. 3.7.

**Решение.** Уравнение (3.27а) для заданных условий примет следующий вид: сопло с  $d_{p*} = 7$  мм:

$$u_{np} = \frac{1,4}{1,13} \frac{0,53}{0,57} \frac{457}{313} \frac{p_n}{1,6} \left( 74,5 - \frac{1}{q_{p,n}} \right) = 0,0106 \times \left( 74,5 - \frac{1}{q_{p,n}} \right) p_n;$$

сопло с  $d_{p*} = 6$  мм:

$$u_{np} = 0,0106 \left( 102 - \frac{1}{q_{p,n}} \right) p_n.$$

Задаваясь определенными значениями  $p_n$ , по таблицам газодинамических функций находим соответствующие значения  $q_{p,n}$  и определяем  $u_{np}$ . Результаты расчета сведены в табл. 3.7 и представлены на рис. 3.8, на котором показаны также результаты испытаний эжектора (см. § 3.7). Излом характеристики имеет место при значении  $p_n = p_{p1}$ , чему соответствует  $1/q_{p,n} = f_{p1}/f_{p*}$ .

Для сопла с  $d_{p*} = 7$  мм, как видно из таблицы, этому условию отвечает значение  $p_n = 6,4$  кПа, а для сопла с  $d_{p*} = 6$  мм и  $d_{p*} = 4$  мм  $p_n = 5$  кПа.

<sup>1</sup> Эти условия соответствуют проведенным опытам (см. § 3.8).

Т а б л и ц а 3.6. Основные данные для расчета характеристики эжектора

Диаметр критического сечения сопла, мм	Диаметр выходного сечения сопла, мм	$\frac{f_{p1}}{f_{p*}}$	$\frac{f_3}{f_{p*}}$	$\frac{f_s}{f_{p*}}$	Расход рабочего пара, кг/ч
7	37	28	51,0	74,5	313
6	36	36	69,5	102,0	230
4	24	36	157,0	229,0	100

Т а б л и ц а 3.7. К примеру 3.6 (результаты расчета)

Диаметр критического сечения сопла, мм	Давление инжектируемого потока, кПа	Газодинамические функции		Предельный коэффициент инжекции $(u)_{пр}$	Расход инжектируемого потока, кг/ч
		$\Pi_{р.н}$	$\varphi_{р.н}$		
7	3	0,00187	0,0185	0,0645	20,2
	4	0,00250	0,0238	0,1370	42,7
	5	0,00313	0,0227	0,2040	64,0
	6,4	0,00400	0,0357	0,3120	97,8
	8	0,0050	0,0357	0,3900	122,0
6	2	0,00125	0,0132	0,0546	12,6
	3	0,00187	0,0185	0,1510	34,7
	4	0,0025	0,0238	0,2490	57,3
	5	0,00310	0,0276	0,3470	80,0
	6	0,00375	0,0276	0,4160	95,7
4	1	0,000625	0,00725	0,094	9,4
	2	0,00125	0,0132	0,32	32,0
	4	0,0025	0,0235	0,78	78,0
	5	0,00310	0,0276	1,01	101,0
	6	0,00375	0,0276	1,21	121,0

Т а б л и ц а 3.8. Основные данные для расчета предельных противодавлений эжектора (к примеру 3.7)

Диаметр критического сечения сопла, мм	Диаметр выходного сечения, мм	$\frac{f_1}{f_3}$	$\frac{f_{п2}}{f_3}$	Газодинамические функции		
				$\varphi_{ра}$	$\Pi_{ра}$	$\lambda_{ра}$
7	37	0,548	1,582	0,0357	0,00425	2,765
6	36	0,518	1,612	0,0278	0,00310	2,820
4	24	0,230	1,900	0,0278	0,00310	2,820

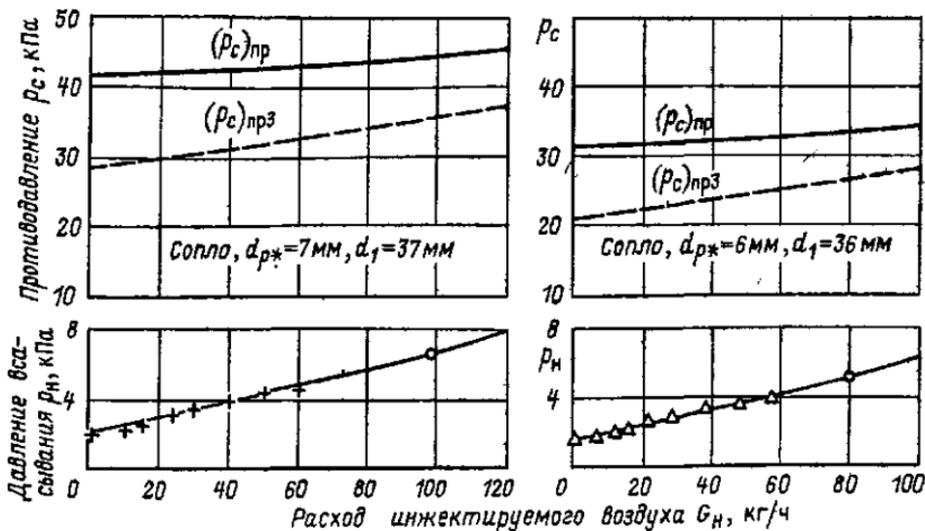


Рис. 3.8. Расчетные характеристики первой ступени эжектора при различных значениях основного геометрического параметра  $f_2/f_{p*}$  (к примерам 3.6 и 3.7)

**Пример 3.7.** Для условий предыдущего примера построить линии предельных противодавлений по приближенной формуле (3.39) и точной формуле (3.17а). В последнем случае значение  $\alpha$  принять равным 0,5 (см. § 3.7).

**Исходные данные.** Камера смешения:

$$f_2/f_3 = \beta = (73/50)^2 \approx 2,13.$$

Основные данные для расчета предельных противодавлений приведены в табл. 3.8.

**Решение.** Для сопла с  $d_{p*} = 6$  мм  $f_{n2}/f_{p*} = 1,612 \cdot 69,5 = 112$ .

На основе уравнения (2.66а)

$$q_{n2} = \frac{1,13}{1,4} \frac{0,57}{0,53} \frac{313}{457} \frac{1,6}{p_n} \frac{1}{112} u = 0,0085 \frac{u}{p_n}.$$

Определяем предельное противодавление для одной из точек характеристики  $p_n = f(G_n)$ , например, при  $u = 0,347$  и  $p_n = 5$  кПа. При этом  $q_{n2} = 0,085 (0,347/5) = 59,0$ . По таблицам газодинамических функций соответствующее значение  $\Pi_{n2} = 0,910$ ;  $\lambda_{n2} = 0,40$ .

Процесс сжатия смеси в диффузоре протекает большей частью при условии, когда содержащийся в ней пар является перегретым, поэтому принимаем во всех расчетах  $k_c = 1,3$ .

Задаемся предварительно  $p_c = 36$  кПа. Определяем  $a_{c*} = 3,22 \sqrt{R_c T_c}$ ;  $R_c = (R_{\text{пар}} + u R_{\text{возд}})/(1 + u)$ . Из уравнения теплового баланса

$$t_c = t_n + \frac{h_p - h_c^{\text{пар}}}{u c_v},$$

где  $h_p$  — энтальпия рабочего пара;  $c_v$  — теплоемкость ижектируемого воздуха;  $h_c^{\text{пар}}$  — энтальпия пара в сжатой паровоздушной смеси, определяемая по температуре смеси и парциальному давлению пара в смеси.

Парциальное давление пара в смеси

$$p_c^{\text{пар}} = p_c \frac{1}{1 + u \frac{\mu_n}{\mu_v}}$$

где  $\mu_n$  — молекулярная масса пара;  $\mu_v$  — молекулярная масса воздуха.  
 При  $\mu_n = 18$  и  $\mu_v = 29$

$$p_c^{\text{пар}} = p_c \frac{1}{0,622u + 1}$$

Значение  $t_c$  находится подбором по  $h$ ,  $s$ -диаграмме. Задаваясь различными  $t_c$ , подбираем на изобаре  $p_c^{\text{пар}}$  соответствующее значение  $t_c^{\text{пар}}$ , удовлетворяющее уравнению теплового баланса.

Для данных условий

$$R_c = \frac{463 + 0,347 \cdot 287}{1,347} = 416 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$p_c^{\text{пар}} = 36 \frac{1}{0,622 \cdot 0,347 + 1} = 30 \text{ кПа}; \quad t_c = 20 + \frac{2793 - h_c^{\text{пар}}}{0,347 \cdot 1,0}$$

Это уравнение удовлетворяется при  $t_c = 135$  °С, когда  $h_c^{\text{пар}} = 2753$  кДж/кг.

При этом

$$a_{c*} = 1,06 \sqrt{416 (273 + 135)} = 435 \text{ м/с.}$$

На основании (2.69а)

$$q_{c*} = \frac{1,13}{1,3} \frac{435}{457} \frac{0,57}{0,55} \frac{1600}{36} \frac{1}{69,5} 1,347 = 0,738.$$

Соответствующее значение  $P_{c*} = 0,854$ ;  $\lambda_{c*} = 0,523$ .

Значение  $(p_c)_{\text{пр}}$  определяется из (3.17а) после подстановки в него найденных величин:

$$\begin{aligned} \frac{p_c}{p_n} = & \frac{1}{0,854 \left[ 1 + 0,5 (2 - 1) \left( \frac{5}{36} \right)^{0,5} \left( \frac{0,910}{0,854} \right)^{0,5} \right]} \times \\ & \times \left( 0,00310 \frac{1600}{5} 0,518 + 0,910 \cdot 1,612 \left[ 1 - 0,5 (2 - 1) \frac{1}{1,612} \right] \right) + \\ & + \frac{1,13 \cdot 0,579}{0,9} \frac{1}{69,5} \frac{1600}{5} \left[ 0,834 \cdot 2,82 + 0,812 \cdot 0,347 \frac{313}{457} \times \right. \\ & \left. \times 0,40 - (1 + 0,347) \frac{435}{457} 0,523 \right] \Bigg\} = 6,68; \end{aligned}$$

$$(p_c)_{\text{пр}} = 5 \cdot 6,68 = 33,4 \text{ кПа.}$$

Полученное значение  $(p_c)_{\text{пр}} = 33,4$  кПа не совпадает с предварительно принятым  $p_c = 36$  кПа. Поэтому производим пересчет, задаваясь новым  $p_c = 33,4$  кПа. При этом получим  $q_{c*} = 0,785$ ;  $P_{c*} = 0,829$ ;  $\lambda_{c*} = 0,57$ ;  $p_c/p_n = 6,68$ ;  $(p_c)_{\text{пр}} = 5 \cdot 6,68 = 33,4$  кПа, т. е. соответствует принятому.

Результаты аналогичным образом выполненных расчетов  $(p_c)_{\text{пр}}$  для других точек характеристики  $p_n = f(G_n)$ , для сопла с  $d_{p*} = 6$  мм,

Т а б л и ц а 3.9 (к примеру 3.7). Результаты расчетов

Диаметр критического сечения сопла, мм	Давление инжектируемого потока, кПа	Коэффициент инжекции	$q_{нз}$	$\Gamma_{нз}$	$\lambda_{нз}$	$p_{с'}$ , кПа	$a_{св}$ , м/с	$q_{сз}$	$\Gamma_{сз}$	$\lambda_{сз}$	$\frac{p_c}{p_n}$	$p_{с'}$ , кПа
7	3	0,065	0,255	0,984	0,163	42,3	454	0,705	0,870	0,496	14,10	42,3
	4	0,137	0,405	0,961	0,260	43,0	452	0,738	0,853	0,523	10,78	43,0
	5	0,204	0,484	0,942	0,320	43,6	450	0,766	0,840	0,550	8,68	43,5
	6,4	0,312	0,575	0,914	0,388	44,0	443	0,815	0,812	0,600	6,93	44,3
	8	0,390	0,575	0,914	0,388	45,4	434	0,820	0,809	0,605	5,70	45,6
6	2	0,055	0,232	0,987	0,148	32,0	455	0,681	0,875	0,475	15,85	31,7
	3	0,151	0,428	0,955	0,280	32,1	452	0,732	0,856	0,520	10,70	32,1
	4	0,249	0,530	0,929	0,354	33,0	448	0,766	0,840	0,550	8,17	32,7
	5	0,347	0,590	0,910	0,400	43,4	435	0,785	0,829	0,570	6,68	33,4
	6	0,416	0,590	0,910	0,400	34,0	430	0,826	0,804	0,614	5,70	34,2
4	1	0,094	0,302	0,979	0,192	14,5	453	0,690	0,876	0,480	14,40	14,4
	2	0,320	0,514	0,938	0,340	15,4	440	0,756	0,845	0,540	7,60	15,2
	4	0,780	0,626	0,896	0,430	16,7	412	0,885	0,759	0,685	4,25	17,0
	5	1,010	0,649	0,883	0,450	17,6	402	0,927	0,718	0,750	3,57	17,8
	6	1,210	0,649	0,883	0,450	18,7	394	0,940	0,702	0,773	3,13	18,8

а также для сопел с  $d_{р*}$ , равными 7 и 4 мм, сведены в табл. 3.9, а также представлены на рис. 3.8 сплошными линиями. На этом же рисунке для сравнения пунктирной линией нанесены результаты расчета ( $p_c$ )<sub>пр</sub> по (3.39). Расчеты по этой простой формуле не требуют пояснений.

**Пример 3.8.** Для условий примеров 3.6 и 3.7 (сопел с  $d_{р*} = 7$  мм) построить характеристики  $p_n = f(G_n)$  и линии предельных противодавлений при различных давлениях рабочего пара.

**Решение.** Результаты расчетов при давлениях рабочего пара  $p_p = 1,2; 0,8$  и  $0,4$  МПа сведены в табл. 3.10 и представлены на рис. 3.9, на котором также приведены результаты испытаний эжектора (см. [76, § 3.7]).

**Пример 3.9.** Для условий примера 3.6 (сопел с  $d_{р*} = 6$  мм) построить рабочие участки характеристики эжектора при отсасывании паровоздушной смеси.

**Решение.** По (3.32а) предельный объемный коэффициент инжекции

$$(\mu_0)_{пр} = (102 - 36) \frac{2,4}{2,13} \frac{0,53}{0,57} \frac{313}{457} = 47,3.$$

Объемный расход рабочего пара

$$V_p = G_p v_p = 230 \cdot 0,126 = 29,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объемный расход инжектируемой паровоздушной смеси

$$V_n = V_p \mu_0 = 29,3 \cdot 47,3 = 1400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Рабочий участок характеристики описывается уравнением (3.37), где  $a = 90/1400 = 0,0645$  кПа·ч/кг.

Т а б л и ц а 3.10 (к примеру 3.8). Результаты расчетов

Давление рабочего пара, МПа	Расход пара, кг/ч	$q_{р*}$ , м/с	$\rho_{н}$ , кПа	$\Pi_{р.н}$	$q_{р.н}$	$\eta_{гр}$	$G_{н1}$ , кг/ч	$q_{н2}$	$\Pi_{н2}$	$\lambda_{н2}$	$\rho_{с'}$ , кПа	$q_{с*}$ , м/с	$q_{с3}$	$\Pi_{с3}$	$\lambda_{с3}$	$\frac{\rho_{с}}{\rho_{н}}$	$\rho_{с'}$ , кПа
0,4	78	445	3	0,0075	0,0557	0,592	46,1	0,343	0,973	0,218	9,7	417	0,739	0,852	0,525	3,27	9,8
			2	0,0069	0,0357	0,394	30,7	0,343	0,973	0,218	9,0	425	0,725	0,860	0,510	4,50	9,0
			1,24	0,0031	0,0276	0,195	15,2	0,343	0,973	0,218	8,6	435	0,705	0,869	0,490	6,94	8,6
			1	0,0025	0,0236	0,132	10,3	0,288	0,980	0,183	8,5	440	0,684	0,877	0,475	8,30	8,3
			0,6	0,0015	0,0154	0,0233	1,8	0,0845	0,998	0,05	8,0	443	0,660	0,887	0,455	13,60	8,1
0,8	156	452	4	0,0050	0,0357	0,385	60,2	0,354	0,971	0,225	18	427	0,719	0,862	0,505	4,52	18,1
			3	0,0037	0,0328	0,280	43,6	0,354	0,971	0,225	17,5	433	0,705	0,867	0,495	5,80	17,4
			2,48	0,0031	0,0276	0,201	31,4	0,354	0,971	0,225	17,1	435	0,696	0,872	0,485	6,82	17,0
			2	0,0025	0,0236	0,135	21,0	0,295	0,980	0,185	16,6	449	0,703	0,868	0,493	8,35	16,7
			1,5	0,0018	0,0183	0,0626	9,8	0,183	0,992	0,115	16,0	450	0,685	0,876	0,477	10,80	16,2
1,2	235	457	5	0,0042	0,0351	0,322	75,5	0,355	0,970	0,225	26,5	430	0,707	0,867	0,495	5,27	26,4
			3,78	0,0031	0,0276	0,200	47	0,355	0,970	0,225	25,7	433	0,692	0,873	0,482	6,84	25,5
			3	0,0025	0,0236	0,135	31,7	0,295	0,980	0,186	24,3	452	0,725	0,860	0,510	8,28	24,8
			2	0,0017	0,0170	0,0437	10,3	0,143	0,995	0,090	23,9	454	0,677	0,880	0,470	12,1	24,2

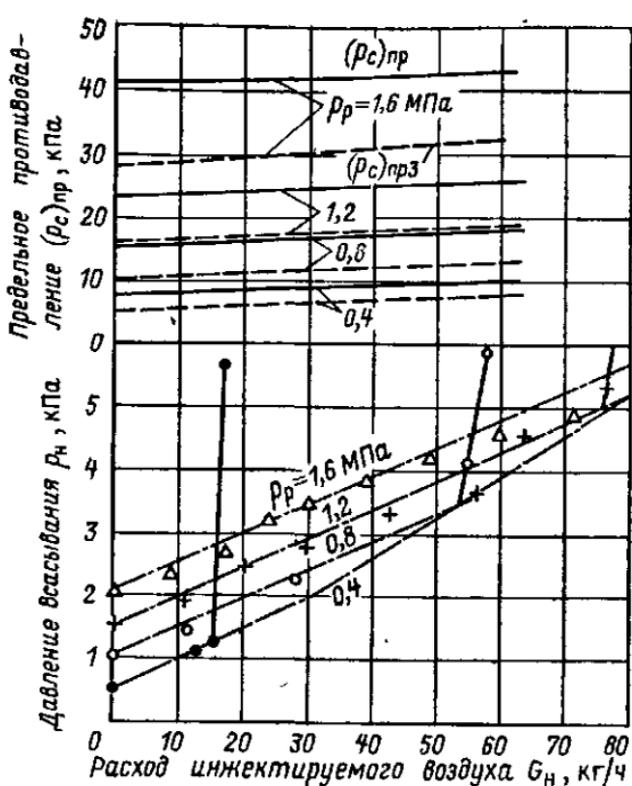


Рис. 3.9. Расчетные характеристики первой ступени эжектора при различных давлениях рабочего пара (к примеру 3.8)

При температуре смеси  $30^\circ\text{C}$   $p_n = 4,325$  кПа,  $p_n = 4,325 + 0,0645 G_n$ , кПа; при температуре смеси  $40^\circ\text{C}$   $p_n = 7,52$  кПа,  $p_n = 7,52 + 0,0645 G_n$ , кПа; при температуре смеси  $50^\circ\text{C}$   $p_n = 12,56$ ,  $p_n = 12,56 + 0,0645 G_n$ , кПа. Расчетные характеристики для этих, а также других температур смеси представлены на рис. 3.3, на котором приведены также результаты опытов (см. § 3.7). На основе приведенных уравнений во ВТИ была разработана методика расчета многоступенчатых парозежекторных установок с применением ЭВМ.

### 3.6. Экспериментальное исследование пароструйных эжекторов конденсационных установок

#### 3.6.1. Конструкция экспериментального эжектора

Основной задачей экспериментального исследования являлись проверка выведенных уравнений для эжектора с камерой смешения, состоящей из конического и цилиндрического участков, на широком диапазоне изменений конструктивных и режимных факторов, определение опытных коэффициентов, входящих в расчетные формулы, изучение эксплуатационных характеристик аппаратов этого типа.

Наиболее детальные исследования проводились на двухступенчатом пароструйном эжекторе Ленинградского металлического завода типа ЭП-2-400 (эжектор паровой двухступенчатый, расход пара, 400 кг/ч), предназначенного для удаления воздуха из конденсаторов

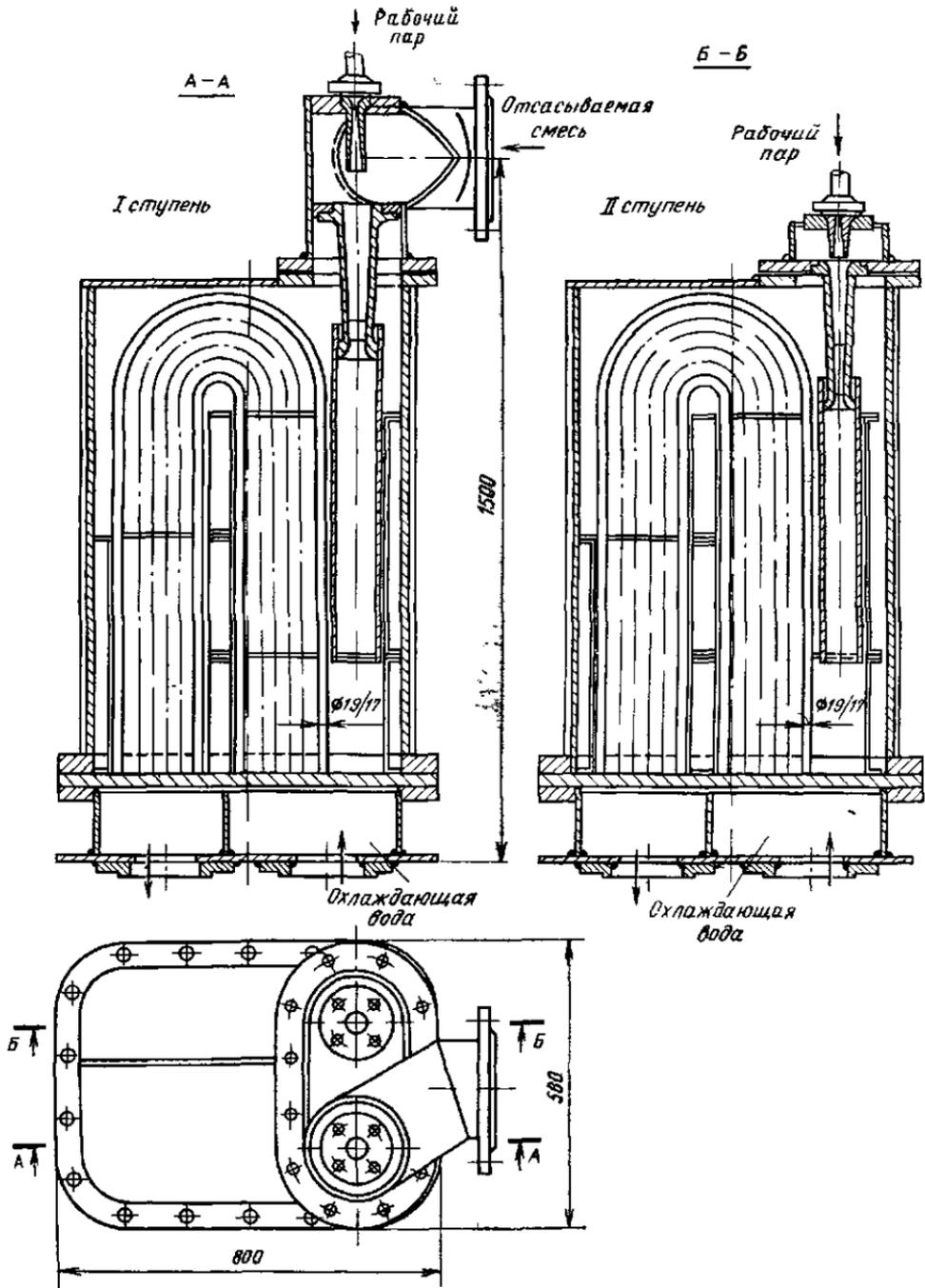


Рис. 3.10. Двухступенчатый пароструйный эжектор типа ЭП-2-400 ЛМЗ

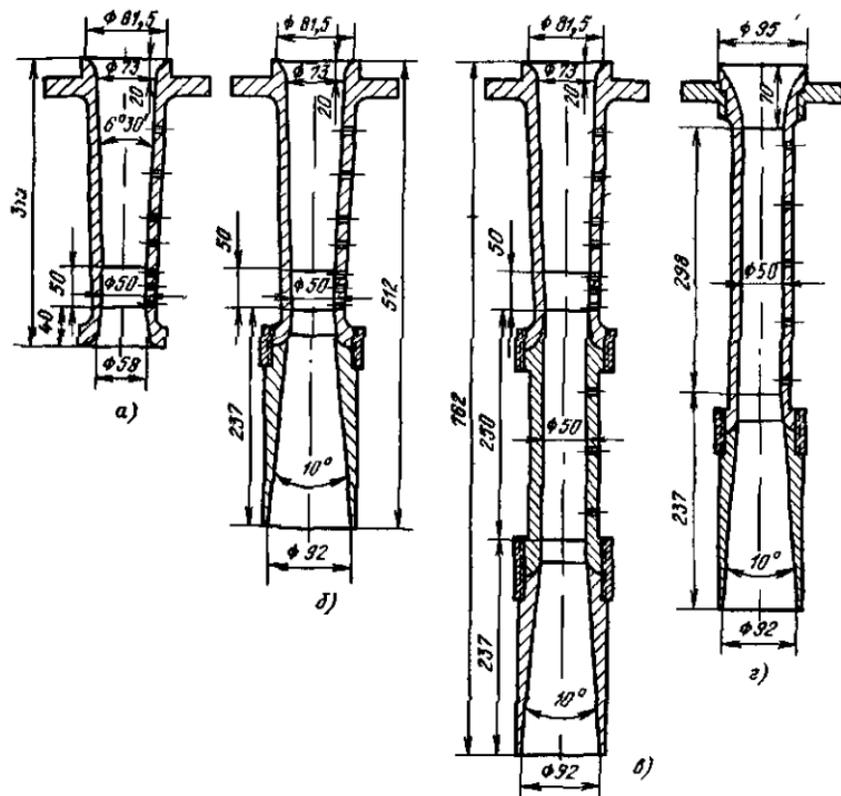


Рис. 3.11 Формы проточной части первой ступени эжектора:

а — заводской конфузор; б — заводской конфузор с нормальным диффузором; в — заводской конфузор с удлиненной цилиндрической частью и нормальным диффузором; г — цилиндрическая камера смешения

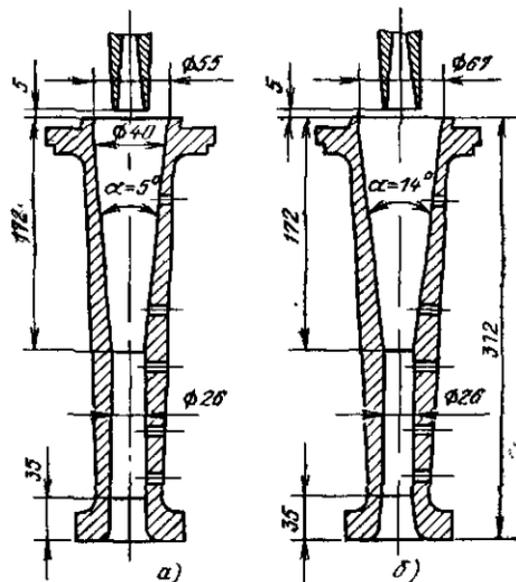


Рис. 3.12. Форма проточной части второй ступени эжектора:

а — заводская камера смешения; б — камера смешения с расширенным входным сечением конфузора

паровых турбин [40]. Общий вид испытывавшегося эжектора представлен на рис. 3.10, а основные размеры проточной части первой и второй ступеней (заводские и измененные при проведении испытаний) — на рис. 3.11 и 3.12.

Проточная часть первой ступени серийного образца эжектора включает рабочее сопло с диаметром критического сечения  $d_{p*} = 6,0$  мм и диаметром выходного сечения  $d_1 = 36$  мм. Диаметр цилиндрической части камеры смещения  $d_3 = 50$  мм, длина ее 50 мм, т. е. один калибр. За цилиндрическим участком следует короткий выходной участок, и далее поток движется по цилиндрической трубе диаметром 100 мм. Нормальный диффузор отсутствует. Сопло первой ступени отстоит на 75 мм от входного сечения конической части камеры смещения. Сопло второй ступени имеет диаметр критического сечения 6 мм, диаметр выходного сечения 24 мм. Диаметр цилиндрической части камеры смещения 26 мм. Расстояние между соплом и камерой смещения 5 мм. Вторая ступень также не имеет нормального диффузора. Поток выходит в цилиндрическую трубу диаметром 32 мм.

### 3.6.2. Влияние конструктивных факторов

**Основной геометрический параметр эжектора.** Изменение основного геометрического параметра первой ступени производилось при испытаниях эжектора ЭП-2-400 путем смены рабочих сопл. Значение  $f_3/f_{p*}$  изменялось от 157 при сопле с  $d_{p*} = 4$  мм до 51 при сопле с  $d_{p*} = 7$  мм. При этом на первой ступени был установлен конфузор серийного образца с удлиненным цилиндрическим участком и диффузором (см. рис. 3.11, в).

На рис. 3.13 представлены опытные характеристики  $p_n = f(G_n)$ , полученные при установке указанных трех рабочих сопл. Давление рабочего пара было во всех трех опытах одинаковым и равным 1,6 МПа. Расход рабочего пара на первую ступень был различным и составлял: при сопле с  $d_{p*} = 4$  мм 100 кг/ч, при сопле с  $d_{p*} = 6$  мм 230 кг/ч и при сопле с  $d_{p*} = 7$  мм 313 кг/ч. Увеличение паровой нагрузки промежуточного холодильника приводило к увеличению количества несконденсировавшегося в нем пара и повышению давления всасывания второй ступени. Несмотря на это рабочий участок характеристики при увеличении сечения  $f_{p*}$  увеличивался в результате значительно большего повышения предельного противодавления согласно уравнению (3.39).

На рис. 3.8 расчетные характеристики  $p_n = f(G_n)$ , построенные по (3.27) и (3.28) (см. пример 3.6), сопоставлены с опытными для всех трех испытывавшихся сопл. При расчете принимались значения  $k_p = 1,13$  и  $k_n = 1,4$ . Все расчетные характеристики хорошо совпадают с опытными при одном и том же значении  $\mu = f_s/f_3 = 1,46$ . Увеличение критического сечения рабочего сопла при одном и том же давлении всасывания приводит к уменьшению расхода инжестируемой среды  $G_n$  в результате того, что при большем расходе рабочего пара

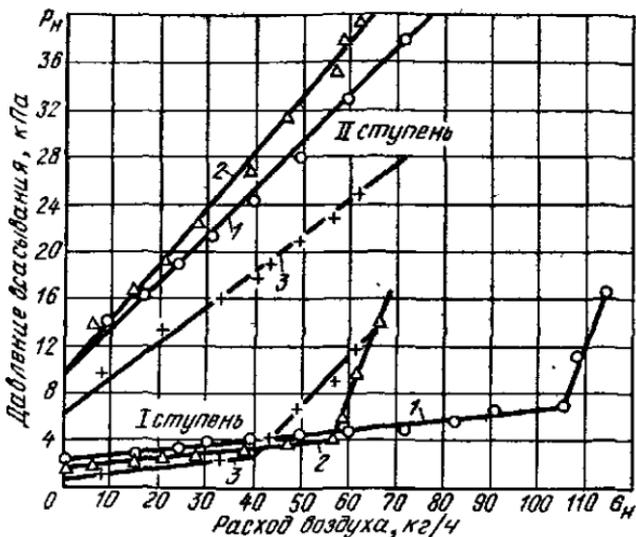


Рис. 3.13. Характеристики  $p_n = f(G_n)$  при установке рабочих сопел с различными диаметрами критического сечения  $d_{p*}$ :

Камера смешения  $d_3 = 50$  мм; давление рабочего пара  $p_p = 1,6$  МПа

№ характеристики	1	2	3
Диаметр критического сечения рабочего сопла $d_{p*}$ , мм	7	6	4
Расход рабочего пара $G_p$ , кг/ч	313	230	100

и неизменной его скорости (определяемой значением  $\Pi_{p, n}$ ) струя рабочего пара занимает большее сечение  $f_{p, n}$ , а кольцевое сечение  $f_s - f_{p, n}$ , в котором достигается критическая скорость инжектируемого потока, уменьшается.

Как следует из (3.17), характеристика эжектора с конической камерой смешения, так же как и газоструйного аппарата с цилиндрической камерой смешения, определяется не его абсолютными, а относительными размерами — определяющими геометрическими параметрами. Для эжектора с конической камерой смешения к таким определяющим параметрам добавляются отношение  $f_2/f_3$  и угол конусности конической камеры. Для экспериментальной проверки этого были сняты характеристики эжектора с проточной частью первой ступени, геометрически подобной заводской (рис. 3.11, а), с сечениями камеры смешения и сопла, уменьшенными в 2,25 раза (рис. 3.14, а). Как видно из рис. 3.15 и 3.16, характеристики  $p/p_n = f(u)$  эжектора на допредельном режиме и  $p_n = f(u)$  на предельном режиме совпадают. Перегрузка ступени эжектора меньших абсолютных размеров наступает при коэффициенте инжекции вдвое большем, чем ступени эжектора заводских размеров, т. е. при одном и том же абсолютном расходе эжектируемого воздуха, который определяет

Рис.3.14. Проточная часть первой ступени эжектора с подобными размерами:

а — форма проточной части, подобная заводской; б — расширенное входное сечение и угол конусности конфузора

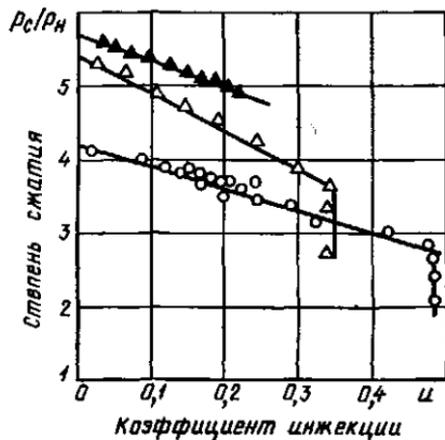
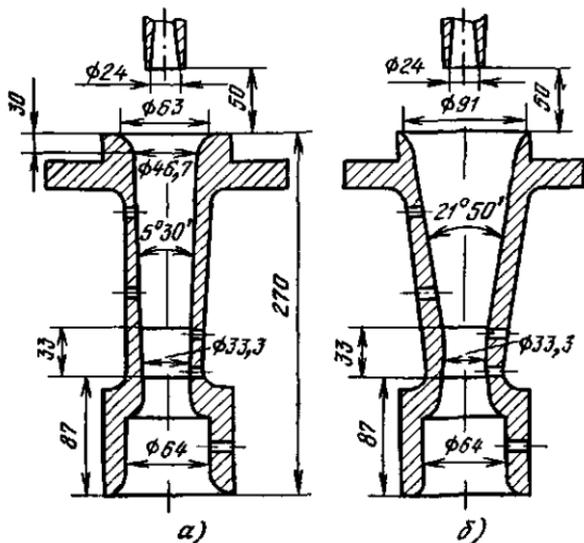


Рис. 3 15. Сравнение характеристики  $p_c/p_n$  — и эжекторов с подобными геометрическими размерами проточной части:

$$p_p = 1,6 \text{ МПа}; t_p = 200^\circ \text{C}$$

Условные обозначения

Условные обозначения	△	▲	●	○
$p_n$ , кПа	5,65	5,62	8,25	8,24
$d_{p*}$ , мм	4,0	6,0	4,0	6,0
$d_a$ , мм	33,3	50,0	33,3	50,0

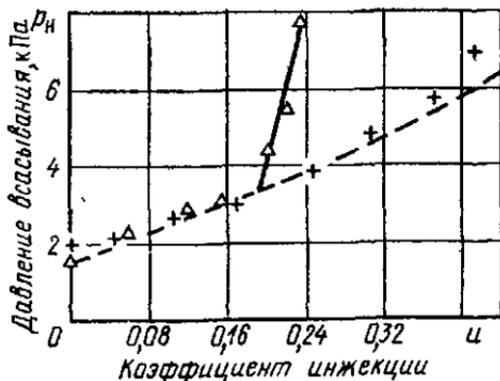


Рис. 3.16. Сравнение характеристик  $p_n$  — и эжекторов с подобными геометрическими размерами:

$$p_p = 1,6 \text{ МПа}; t_p = 200^\circ \text{C};$$

$$\text{расчетная характеристика при } f_s/f_{p*} = 102$$

Условные обозначения	+	△
$d_{p*}$ , мм	4,0	6,0
$d_a$ , мм	33,3	50,0

давление всасывания второй ступени или противодавление первой ступени (различие в расходах рабочего пара, поступающего в промежуточный холодильник, мало сказывается на этой величине, так как

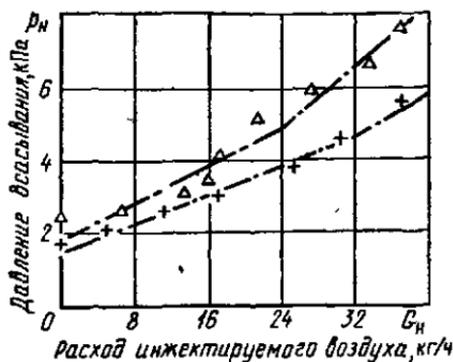


Рис. 3.17. Сравнение характеристик  $p_H$ — $G_H$  эжекторов с различными входными сечениями конфузора:

рабочее сопло  $d_{p*} = 4$  мм;  $d_{p1} = 24$  мм; рабочий пар  $p_p = 1,6$  МПа;  $t_p = 200$  °С; — — — расчетные характеристики при предельном режиме; + —  $d_2 = 33,3$  мм,  $d_3 = 46,7$  мм,  $d_4 = 40,4$  мм;  $\Delta$  —  $d_2 = 33,3$  мм,  $d_4 = 91,0$ ,  $d_5 = 36,4$  мм

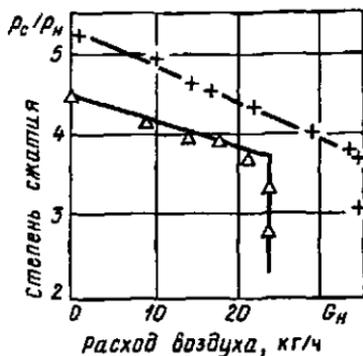


Рис. 3.18. Сравнение характеристик  $p_c/p_H$  и эжекторов с различными входными сечениями конфузора:

рабочее сопло  $d_{p*} = 4,0$  мм;  $d_{p1} = 24$  мм; рабочий пар  $p_p = 1,6$  МПа;  $t_p = 200$  °С; давление всасывания  $p_H = 5,7$  кПа; + —  $d_2 = 33,3$  мм,  $d_3 = 46,7$  мм;  $\Delta$  —  $d_2 = 33,3$  мм,  $d_4 = 91,0$  мм

рабочий пар почти весь конденсируется в холодильнике). Увеличение угла раствора конической камеры смешения с  $5$  до  $21^\circ$  (рис. 3.14) приводит к ухудшению работы эжектора, как на предельном (рис. 3.17), так и на допредельном (рис. 3.18) режиме.

**Длина цилиндрической части камеры смешения.** В пароструйном эжекторе с развинутой конической частью камеры смешения частичное смешение потоков и выравнивание скоростей происходит в конической части камеры смешения, поэтому последующий цилиндрический участок камеры смешения выполняется обычно укороченным. Так, в проточной части серийного эжектора длина цилиндрического участка первой ступени составляет всего один калибр. К тому же после цилиндрического участка отсутствует нормальный диффузор. В связи с этим происходит почти внезапное расширение потока, движущегося со скоростью, близкой к критической, связанное с увеличением потерь энергии. Для устранения этих дополнительных потерь к камере смешения серийного эжектора был присоединен диффузор, а затем между конфузуром и диффузором был установлен цилиндрический участок камеры смешения диаметром  $50$  и длиной  $250$  мм, так что общая длина цилиндрического участка составляла  $300$  мм, или  $6d_3$  (рис. 3.11, б и в).

Установка нормального диффузора должна увеличить коэффициент скорости диффузора  $\varphi_3$  и соответственно коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$  в уравнении характеристики.

Удлинение цилиндрического участка камеры смешения должно привести к большему росту давлений в цилиндрической части камеры

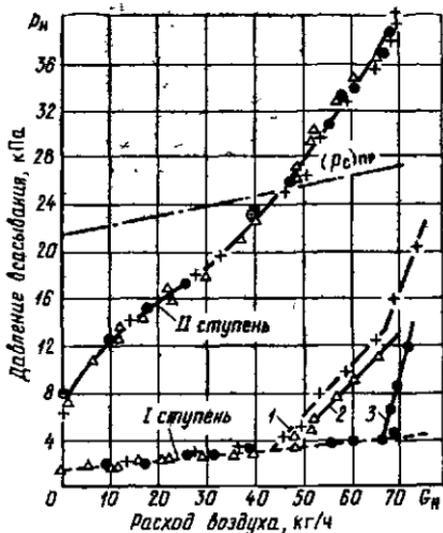


Рис. 3.19. Характеристики эжекторов  $p_n = f(G_n)$  при различных формах проточной части первой ступени:

$d_{рз} = 6$ , мм;  $p_p = 1,6$  МПа; . - - - -  
расчетная характеристика  $p_n = f(G_n)$ ;

№ характеристики	1	2	3
Проточная часть по рис. 3.11	а	б	в

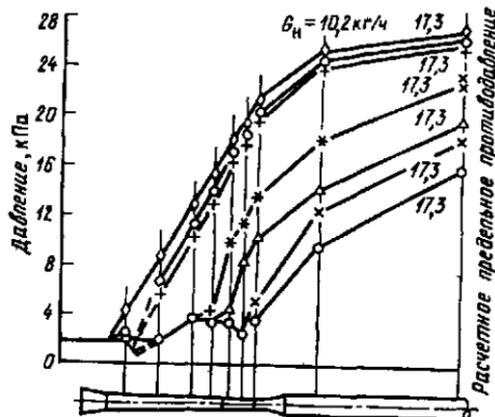


Рис. 3.20. Давление по длине проточной части эжектора при изменении противодавления  $p_c$ :

рабочий пар  $p_p = 1,6$  МПа;  $t_p = 200$  °С; давление всасывания  $p_n = 1,85$  кПа;  $G_n$  — расход инжектируемого воздуха, кг/ч

смешения, что должно выразиться в снижении коэффициента  $\Pi_{зг} = p_1/p_3$  в уравнении характеристики. В диффузор поступает поток с более выравненным профилем, и коэффициент скорости диффузора еще более возрастает. Все это приводит к увеличению степени сжатия, создаваемой эжектором, т. е. к увеличению предельного противодавления. В результате у эжектора с лучшей формой проточной части перегрузка наступит при больших расходах эжектируемого воздуха.

Поскольку во всех случаях форма конфузора, определяющая сечение  $f_s$ , не изменилась, характеристика  $p_n = f(G_n)$  на рабочем участке также не должна измениться.

Отмеченные закономерности подтверждаются приведенными на рис. 3.19 экспериментальными характеристиками  $p_n = f(G_n)$  для трех форм проточной части с камерой смешения серийного эжектора: 1) без диффузора; 2) с диффузором; 3) с удлиненной цилиндрической частью и диффузором.

Если при первом варианте проточной части перегрузка наступала при  $(G_n)_{\max} = 44$  кг/ч, когда  $(p_c)_{\text{пр}} = 25$  кПа, то при третьем варианте  $(G_n)_{\max} = 66$  кг/ч при  $(p_c)_{\text{пр}} = 38$  кПа.

На рис. 3.20 представлены результаты измерения давления по длине проточной части камеры смешения при работе эжектора на

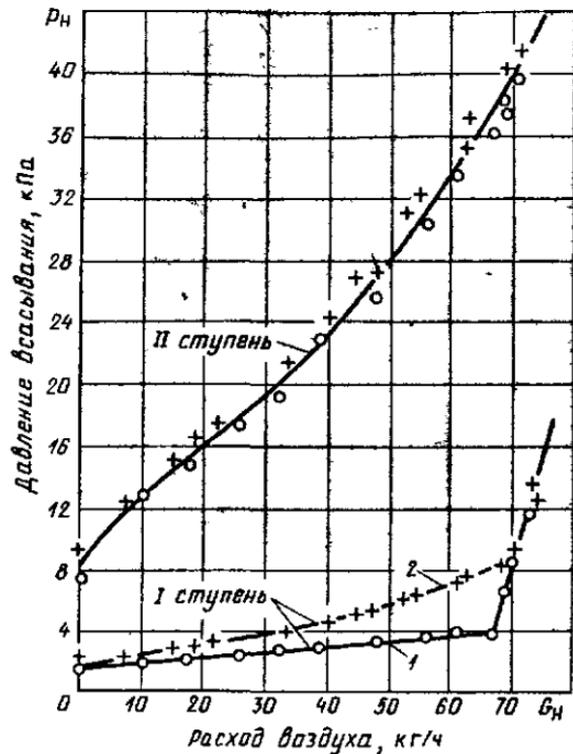


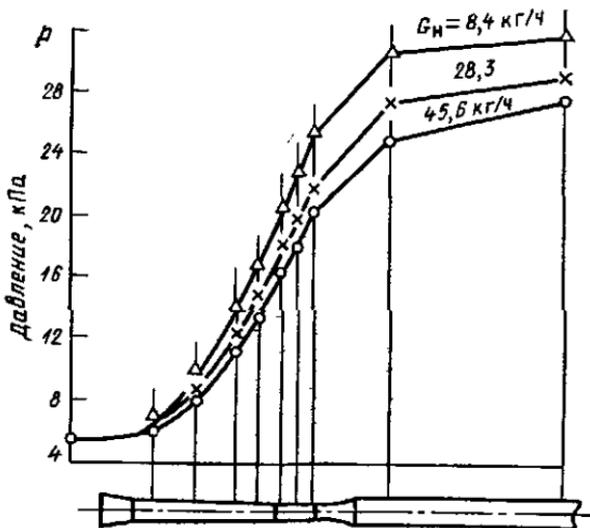
Рис. 3.21. Характеристики  $p_n = f(G_n)$  при различных формах камеры смешения ( $d_{рж} = 6$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа):

№ характеристики	1	2
Проточная часть по рис. 3.11	.....	в

предельном режиме. Расход инжектируемого воздуха  $G_n = 17,3$  кг/ч. При этом расходе воздуха давление всасывания  $p_n = 1,85$  кПа. Минимальное противодавление, определяемое работой второй ступени,  $p_c = 16$  кПа. Как видно из рис. 3.13, величина  $p_c$  значительно ниже предельного противодавления ( $p_{cпр}$ ), расчетная величина которого, определенная из условия критической скорости смешанного потока в горловине эжектора (третий предельный режим), составляет 23 кПа (рис. 3.8). При неизменном расходе инжектируемого воздуха и давлении всасывания производилось увеличение противодавления путем впуска воздуха в промежуточный холодильник эжектора. Как видно из рис. 3.20, при давлении  $p_c$  ниже 23 кПа изменение противодавления не влияет на давление в горловине диффузора. При большем противодавлении давление в горловине диффузора резко повышается, но расход воздуха не уменьшается, откуда следует, что предельный режим определяется наступлением критической скорости на коническом участке камеры смешения. Лишь при повышении противодавления выше 26 кПа, когда повышение давления распространяется на начало камеры смешения, эжектор переходит на допредельный режим и расход инжектируемого воздуха уменьшается.

Изменение рабочего участка характеристики  $p_n = f(G_n)$  произойдет лишь при изменении формы конфузора, например при установке цилиндрической камеры смешения без конфузора. При этом сечение

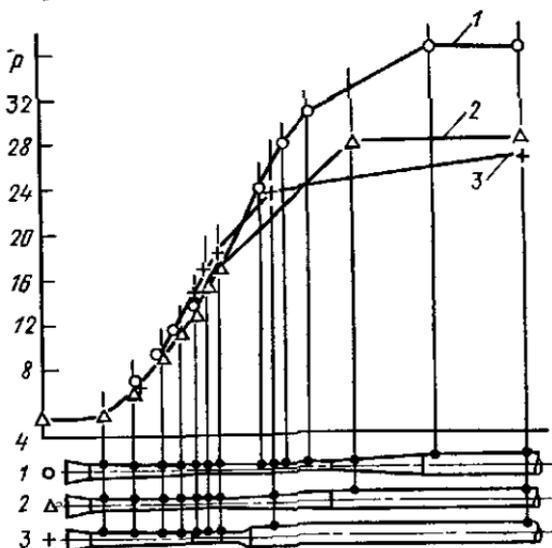
Рис. 3.22. Распределение давлений по длине проточной части серийного эжектора на допредельном режиме:  $d_{p*} = 6$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа = const;  $p_c = \text{var}$



$f_s = f_3$ , т. е.  $f_s$  уменьшается. Соответственно уменьшается кольцевое сечение  $f_s = f_{p_n}$  и при одном и том же давлении всасывания расход инжектируемой среды делается меньше. В результате характеристика, как видно из рис. 3.21, проходит выше.

Измерения давлений по длине проточной части при работе эжектора на допредельном режиме позволили непосредственно определить значения  $\Pi_{зг} = p_1/p_3$  и  $\alpha$  по формуле (3.9).

На рис. 3.22 представлены давления по длине проточной части серийного эжектора при давлении  $p_n = 5,62$  кПа, соответствующем допредельному режиму, а в табл. 3.11 — давления в начале и конце цилиндрического участка камеры смешения эжектора при трех значениях давления  $p_n$ .



На рис. 3.23 приведено распределение давлений по длине проточной части для испытывавшихся трех форм проточной части с конфузуром серийного эжектора при одинаковых давлениях

Рис. 3.23. Распределение давлений по длине эжектора при различных формах проточной части с конфузуром серийного эжектора

Таблица 3.11. Давление в цилиндрическом участке камеры смещения эжектора серийного изготовления при различных режимах его работы

Давление в приемной камере эжектора $p_H \approx p_2$ , кПа	Расход инжектируемой среды, кг/ч	Давление в цилиндрическом участке камеры смещения, кПа			
		в начале $p_1$	в конце $p_3$	$P_{зг}$	$\alpha$
2,58	37,5	10,0	14,0	0,710	0,198
	22,7	15,5	21,0	0,745	0,145
	7,3	18,0	23,0	0,780	0,1116
5,62	45,6	16,0	21,0	0,770	0,206
	28,3	18,5	24,0	0,780	0,1793
	8,4	22,0	26,0	0,760	0,111
8,24	52,6	18,0	24,0	0,750	0,269
	37,6	19,0	25,0	0,760	0,249
	27,2	20,0	27,0	0,740	0,308

$p_p = 1,6$  МПа и  $p_H = 5,8$  кПа и одинаковых расходах инжектируемого воздуха  $G_H = 48,5$  кг/ч.

При профиле проточной части серийного эжектора поток, выходящий из короткого диффузора, имеет значительную неравномерность профиля скоростей, в результате чего наблюдается рост давления в цилиндрической трубе после эжектора (линия 3).

Расчетные характеристики первой ступени эжектора хорошо совпадают с экспериментальными при значении  $P_{зг} = 0,75$  и  $\varphi_3 = 0,7$  (рис. 3.24). При степени расширения рабочего пара  $p_p/p_H = 805$  степень сжатия достигает 13,5.

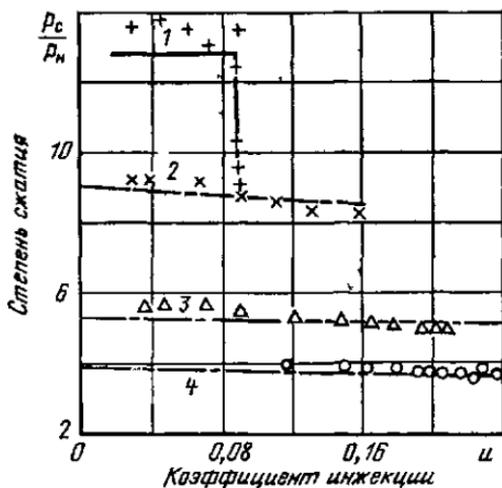


Рис. 3.24. Сравнение расчетных характеристик  $p_c/p_H$  — и с опытными для заводской проточной части первой ступени эжектора (рабочий пар  $p_p = 1,6$  МПа;  $t_p = 200$  °С;  $\alpha = 0,25$ ;  $\varphi_3 = 0,7$ ):

№ расчетной характеристики	1	2	3	4
Условные обозначения	+	x	Δ	○
Давление всасывания $p_H$ , кПа	1,99	3,06	5,62	8,24
Степень расширения	805	525	285	195

При установке нормального диффузора в нем имеет место значительный рост давления, вследствие чего давление  $p_c$  в выходном сечении диффузора примерно на 2 кПа выше, чем при профиле серийного эжектора (линия 2).

При удлиненном цилиндрическом участке и нормальном диффузоре в эжекторе имеет место значительный рост давления (линия 1), причем в конце цилиндрической части этого эжектора давление  $p_3$  превышает давление после диффузора  $p_c$  в эжекторе с укороченным участком (линия 2).

Давление после диффузора в эжекторе с удлиненным цилиндрическим участком и нормальным диффузором примерно на 10 кПа выше, чем в серийном эжекторе.

Результаты измерения давления в начале и конце цилиндрической части камеры смешения при различных режимах и соответствующие значения  $\Pi_{зг}$  и  $\alpha$  приведены в табл. 3.12 и 3.13.

Таблица 3.12. Давление в цилиндрическом участке камеры смешения эжектора с короткой цилиндрической камерой смешения и диффузором

Давление в приемной камере эжектора $p_H = p_2$ , кПа	Расход инжектируемой среды, кг/ч	Давление в цилиндрическом участке камеры смешения, кПа			
		в начале $p_1$	в конце $p_3$	$\Pi_{зг}$	$\alpha$
5,8	40,2	15,5	21,0	0,74	0,232
	20,8	17,0	22,0	0,77	0,192
8,37	56,6	17,0	23,0	0,74	0,296
	34,7	19,0	25,0	0,76	0,250

Таблица 3.13. Давление в цилиндрическом участке камеры смешения эжектора с удлиненной камерой смешения и диффузором

Давление в приемной камере эжектора $p_H \approx p_2$ , кПа	Расход инжектируемой среды, кг/ч	Давление в цилиндрическом участке камеры смешения, МПа			
		в начале $p_1$	в конце $p_3$	$\Pi_{зг}$	$\alpha$
6,0	66,4	14	33	0,425	0,503
6,0	57,0	15	34	0,440	0,472
6,0	41,5	16	34	0,470	0,435
8,5	54,7	18,7	36	0,515	0,454
8,5	48,5	20,0	37	0,540	0,418
8,5	23,7	22,0	40	0,550	0,387

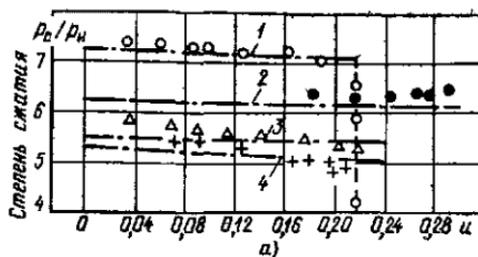


Рис. 3.25. Сравнение расчетных характеристик  $p_p/p_n = f(u)$  (штрих-пунктирные линии) с опытными при различных формах проточной части эжектора:

1 (○) — форма проточной части по рис. 3.13, а,  $\varphi_3 = 0,9$ ; 2 (●) — форма проточной части по рис. 3.13, а,  $\alpha = 0,5$ ,  $\varphi_3 = 0,9$ ; 3 (△) — форма проточной части по рис. 3.13, б,  $\alpha = 0,25$ ,  $\varphi_3 = 0,8$ ; 4 (+) — форма проточной части по рис. 3.13, а,  $\alpha = 0,25$ ,  $\varphi_3 = 0,7$

Таким образом, установка нормального диффузора не изменяет значения  $P_{зг} = 0,75$ . Удлинение цилиндрической части камеры смешения приводит к снижению  $P_{зг}$  в среднем до 0,5.

На рис. 3.25 представлены расчетные и опытные характеристики  $p_p/p_n = f(u)$  для всех четырех испытывавшихся форм проточной части первой ступени при одинаковых давлениях рабочего пара  $p_p = 1,6$  МПа и одинаковых давлениях инжектируемого воздуха  $p_n = 5,6$  кПа (рис. 3.25, а) и 8,4 кПа (рис. 3.25, б). При расчете характеристик принимались опытные значения  $\alpha = 0,25$  при коротком цилиндрическом участке и  $\alpha = 0,5$  при удлиненном цилиндрическом участке. Значения  $\varphi_3$  принимались: при профиле серийного эжектора — 0,7, при установке диффузора — 0,8, при удлинении цилиндрической камеры и установке диффузора — 0,9.

Для эжектора с цилиндрической камерой смешения (рис. 3.11, а) значение  $\varphi_3$  также принималось равным 0,9. На рис. 3.26 показано сопоставление расчетной характеристики  $p_n = f(G_n)$  с опытной для первой ступени

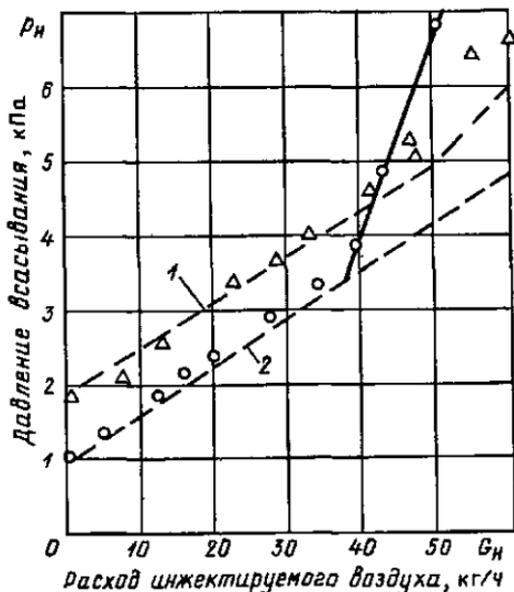
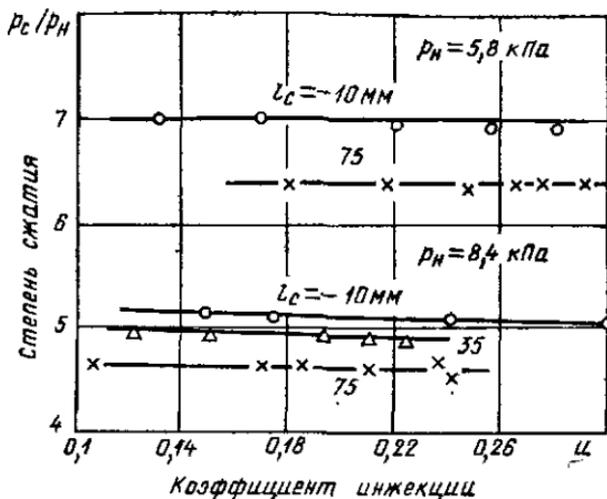


Рис. 3.26. Сравнение расчетных характеристик  $p_n = f(G_n)$  первой ступени с опытными при цилиндрической камере смешения:

$p_p = 1,6$  МПа;  $d_s = 50$  мм; 1 —  $d_{p*} = 6$  мм; 2 —  $d_{p*} = 4$  мм; — — — расчетные характеристики при  $f_3/f_2 = 1$

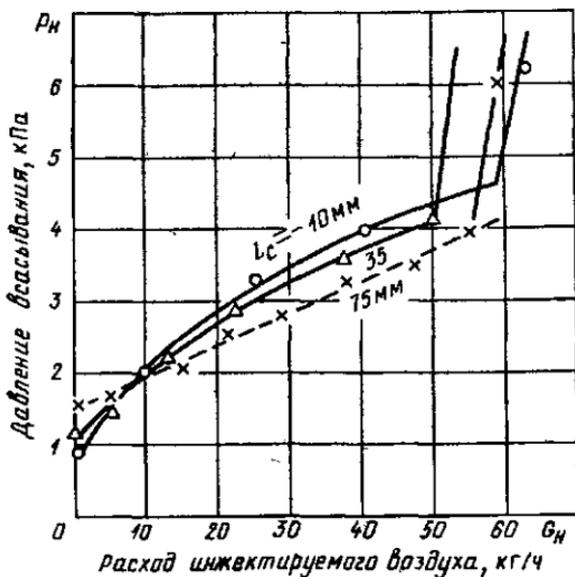
Рис. 3.27. Характеристики  $p_c/p_H = f(u)$  эжектора с конической камерой смешения при различных положениях сопла  $l_c$ :

$d_{p*} = 6$  мм;  $d_{p1} = 36$  мм;  $d_2 = 50$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа;  $l_c$  — расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора, мм



эжектора с цилиндрической камерой смешения. Расчетная характеристика совпадает с опытной при значении  $f_s = f_3$ .

Расстояние сопла от камеры смешения. При проведении опытов с изменением положения рабочего сопла первой ступени эжектора ЭП-2-400 устанавливались три типа сопел с диаметром критического сечения  $d_{p*} = 6$  мм и динамики 150, 190 и 230 мм. При этом расстояния от выходного сечения сопла до входного сечения конфузора составляли 75 мм (сопло серийного эжектора); 35 мм; — 10 мм. В последнем случае выходное сечение сопла было вставлено на 10 мм внутрь конфузора. Как показывают результаты опытов, указанное приближение сопла в камере смешения с 75 мм до — 10 мм, т. е. на 85 мм, привело к увеличению степени сжатия, создаваемой эжектором, примерно на 10 % (рис. 3.27), но одновременно снизился предельный коэффициент инжекции на большей части рабочей характеристики (рис. 3.28).



Интересны результаты опытов с изменением положения сопла при цилиндрической камере смешения (рис. 3.29).

Рис. 3.28. Характеристики  $p_H = f(G_H)$  эжектора с конической камерой смешения при различных положениях сопла  $l_c$  (условия опытов см. на рис. 3.29)

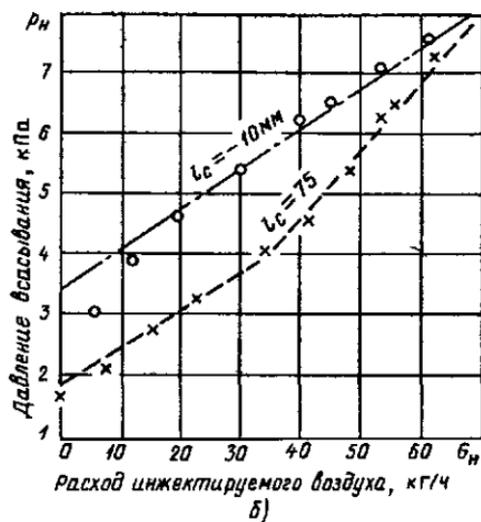
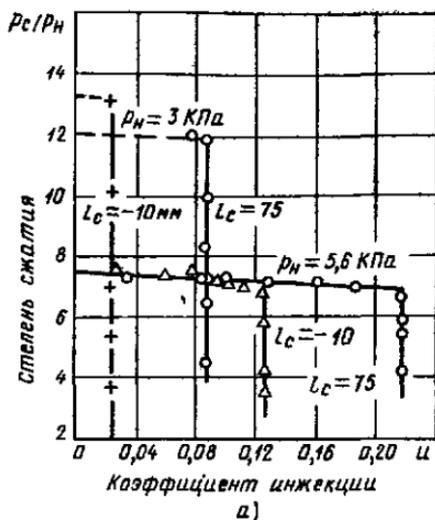


Рис. 3.29. Характеристики эжектора с цилиндрической камерой смешения при различных расстояниях сопла от камеры смешения  $l_c$ :  
 а —  $p_c/p_n = f(u)$ ; б —  $p_n = f(G_n)$ ; — — — расчетная характеристика по (3.27) и (3.28);  
 - - - - - расчетная характеристика по (2.80)

При изменении расстояния сопла от камеры смешения от  $l_c = 75$  мм до  $l_c = -10$  мм степени сжатия на допредельном режиме практически не изменились (см. рис. 3.31, а), а предельные коэффициенты инжекции значительно уменьшились. При этом на отодвинутом от камеры смешения рабочем сопле ( $l_c = 75$  мм) характеристика  $p_n = f(G_n)$  хорошо описывается расчетными уравнениями (3.27) и (3.28). При рабочем сопле, вдвинутом внутрь камеры смешения ( $l_c = -10$  мм), характеристику описывает уравнение 2-го предельного режима (2.80) (на рис. 3.29, б). Это можно объяснить тем, что в последнем случае струя рабочего пара почти сразу же по выходе из сопла попадает в камеру смешения малого диаметра, в которой скорость инжектируемого потока уже велика, а давление понижено. Поэтому струя рабочего пара продолжает расширяться до давления, равного критическому давлению инжектируемого потока, т. е. эжектор переходит на работу по схеме 2-го предельного режима, который описывается уравнением (2.80).

### 3.6.3. Влияние режимных факторов

Давление рабочего пара (абсолютное). Как было показано выше, снижение давления рабочего пара приводит к снижению давления всасывания при неизменном расходе воздуха и одновременно к сокращению рабочего участка характеристики из-за снижения предельного противодавления первой ступени эжектора (рис. 3.30).

Рис. 3.30. Характеристики эжектора при различных давлениях рабочего пара

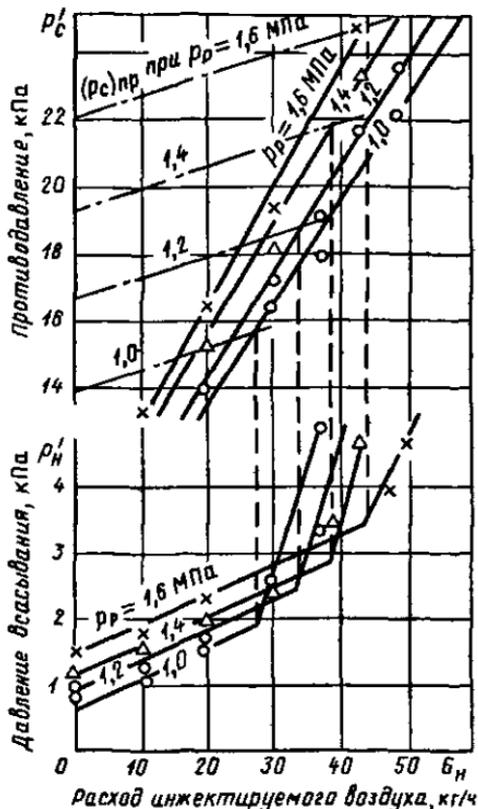
$$p_p: \\ d_s = 50 \text{ мм}; d_{p*} = 6 \text{ мм}$$

Расчетные уравнения (3.27а) и (3.28а) хорошо описывают характеристики  $p_n = f(G_n)$  при различных давлениях пара для всех испытанных сопл (см. рис. 3.9 и 3.31, а и б).

Входящее в расчетные уравнения отношение  $\mu = f_2/f_3$  сохранялось во всех случаях неизменным и равным 1,46. Интересно отметить, что при одинаковых расходах рабочего пара характеристики  $p_n = f(G_n)$  совпадают при рабочих соплах с различными критическими сечениями. Так, эта характеристика при  $d_{p*} = 6 \text{ мм}$ ,  $p_p = 1,6 \text{ МПа}$  и  $G_p = 230 \text{ кг/ч}$  (рис. 3.31, а) совпадает с характеристикой при  $d_{p*} = 7 \text{ мм}$ ,  $p_p = 1,2 \text{ МПа}$  и  $G_p = 234 \text{ кг/ч}$  (см. рис. 3.9).

Снижение давления рабочего пара перед второй ступенью эжектора при ее изолированной работе приводит, как видно из рис. 3.32, к существенному нарушению ее работы. При снижении давления рабочего пара всего на 0,1 МПа (с 1,6 до 1,5 МПа) на режиме холостого хода эжектора ( $G_n = 0$ ) возникают пульсации давления всасывания  $p_n$ . При подаче во всасывающий патрубок воздуха давление  $p_n$  возрастает и пульсации прекращаются. При увеличении расхода воздуха до 70 кг/ч давление всасывания резко возрастает (с 20 до 50 кПа). При  $p_p = 1,4 \text{ МПа}$  резкое повышение давления имеет место уже при расходе воздуха  $G_n = 30 \text{ кг/ч}$ , а при  $p_p = 1,3 \text{ МПа}$  повышенное давление  $p_n$  имеет место при всех расходах воздуха, в том числе и при  $G_n = 0$ .

Влияние температуры охлаждающей воды. Повышение температуры воды, поступающей в промежуточный холодильник, приводит к снижению разности температур между конденсирующим паром и водой. Это приводит к увеличению расхода несконденсировавшегося пара, загружающего вторую ступень, и повышению давления всасывания второй ступени. Характеристика  $p_n^{II} = f(G_n)$  второй ступени проходит выше, и пересечение ее с линией предельных противодавлений первой ступени имеет место при меньших расходах воздуха. Рабочий участок характеристики при этом сокращается (рис. 3.33).



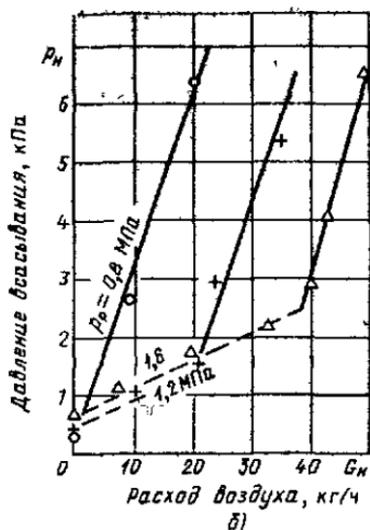
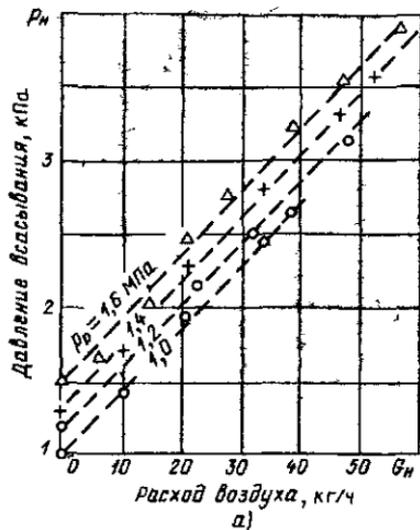


Рис. 3.31. Сравнение расчетных характеристик  $p_n = f(G_n)$  с результатами опытов при различных давлениях рабочего пара:  
 $d_s = 50$  мм; — — — — расчетные характеристики при  $f_g/f_s = 1,46$ ; а —  $d_{p*} = 6$  мм,  $d_{p1} = 36$  мм; б —  $d_{p*} = 4$  мм,  $d_{p1} = 24$  мм

**Отсасывание паровоздушной смеси.** Опыты, результаты которых представлены на рис. 3.34, проводились при расходах сухого воздуха в смеси  $G_v = 13,0; 21,3; 27,6; 39,6; 49,9$  и  $56,6$  кг/ч. Результаты опытов в координатах  $p_n = f(G_n)$ , т. е. давление всасывания как функция расхода сухого воздуха из паровоздушной смеси, представлены на рис. 3.3. При постоянной объемной производительности эжектора эти характеристики описываются уравнением (3.37).

Согласно приведенному в примере 3.9 расчету для условий первой ступени эжектора ЭП-2-400 объемная производительность составляет  $1400$  м<sup>3</sup>/ч. При этом коэффициент  $a$  в уравнении (3.37) равен

$$a = 90/1400 = 0,062 \text{ кПа} \cdot \text{ч/кг.}$$

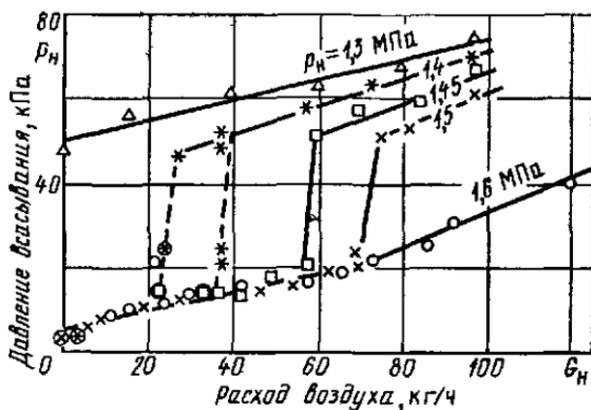


Рис. 3.32. Характеристики  $p_n - G_n$  второй ступени эжектора при различных давлениях рабочего пара  $p_p$  (кружками обведены точки, в которых имели место пульсации давления)

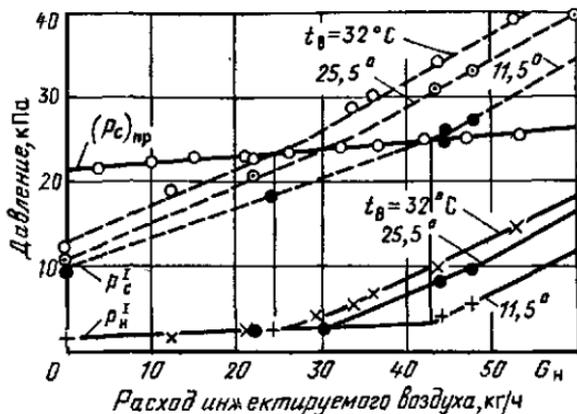


Рис. 3.33. Влияние температуры воды, поступающей в промежуточный холодильник эжектора, на характеристики эжектора: камера смешения  $d_n = 50$  мм; сопло  $d_{p*} = 6$  мм;  $d_{p1} = 36$  мм; давление рабочего пара  $p_p = 1,6$  МПа; — — — давление всасывания первой ступени  $p_n^I$ ; - - - - - давления всасывания второй ступени  $p_n^{II} = p_n^I$ ; - . - . - предельное противодействие  $(p_c)_{пр}$

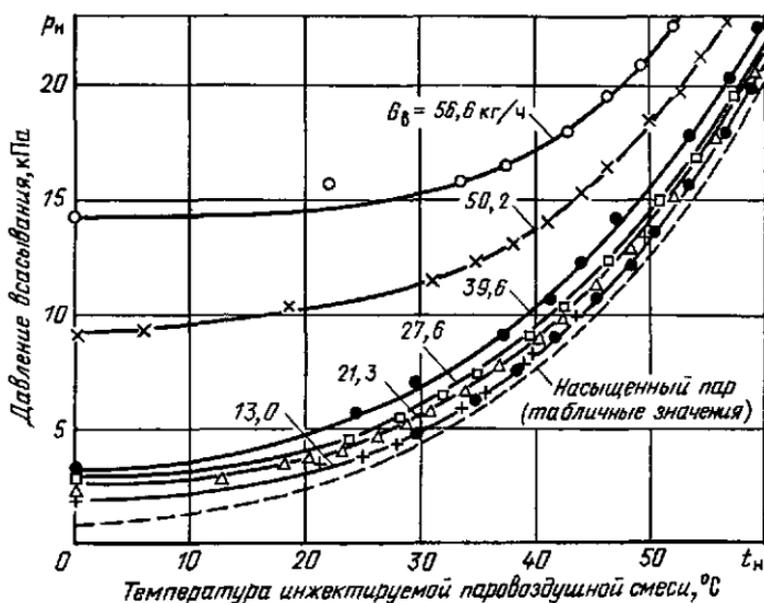


Рис. 3.34. Экспериментальные характеристики  $p_n = f(t_n)$  эжектора ЭП-2-400 при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси для различных расходов воздуха  $G_b$  в смеси ( $p_p = 1,6$  МПа)

При отсасывании паровоздушной смеси характеристики должны описываться уравнением

$$p_n = p_n + 0,62 \cdot 10^{-1} G_b,$$

где  $G_b$  — в кг/ч.

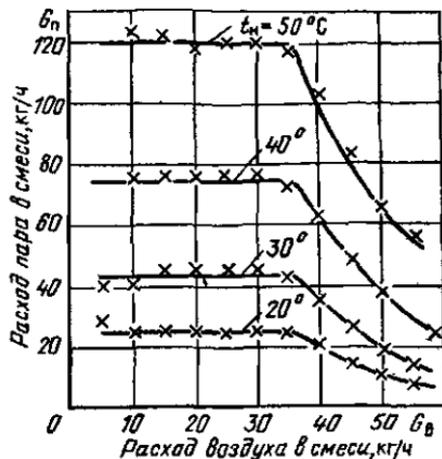


Рис. 3.35. Расход пара в отсасываемой насыщенной паровоздушной смеси при различных температурах смеси  $t_n$  ( $p_p = 1,6$  МПа)

При повышении  $t_n$  содержание пара в насыщенной паровоздушной смеси значительно возрастает (рис. 3.35), однако увеличивающийся при этом суммарный расход отсасываемой среды  $G_n = G_n + G_b$  не приводит к перегрузке эжектора, так как большая часть пара конденсируется в промежуточном холодильнике. Увеличение расхода пара, отсасываемого второй ступенью, и давления в промежуточном холодильнике при этом оказывается небольшим, и пересечение линий предельного противодавления и линии фактических давлений в промежуточном холодильнике происходит примерно при одном и том же расходе сухого воздуха в смеси  $G_b \approx 38 \div 40$  кг/ч (рис. 3.36).

Как видно из рис. 3.3, эти расчетные характеристики на рабочих участках (пунктирные линии) достаточно хорошо совпадают с результатами опытов при температурах отсасываемой смеси 10 — 55 °С. Поскольку объемный расход пара, содержащегося в отсасываемой смеси, равен объемной производительности эжектора  $V_n$ , рабочему участку характеристики, на котором  $V_n = \text{const}$ , отвечает при неизменной температуре насыщенной смеси  $t_n$  практически постоянный массовый расход пара

$$G_n = p_n V_n / (R_n T_n),$$

где  $p_n$  — давление насыщенного пара при температуре смеси  $t_n$ ;  $R_n$  — газовая постоянная для пара.

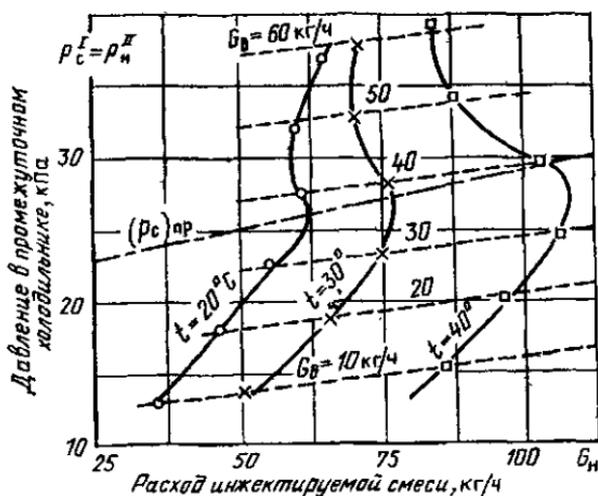


Рис. 3.36. Противодавления первой ступени эжектора при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси при различных температурах смеси и расходах воздуха в ней ( $p_p = 1,6$  МПа)

При перегрузочном режиме полное давление инжектируемой паровоздушной смеси начинает сильно возрастать даже при небольшом увеличении расхода воздуха (см. рис. 3.3). Так как парциальное давление пара в смеси с постоянной температурой по-прежнему сохраняется неизменным, то рост полного давления может происходить лишь за счет увеличения парциального давления воздуха. При этом расход пара в смеси уменьшается, что показано на рис. 3.35.

## ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

### ГАЗОСТРУЙНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

#### 4.1. Особенности расчета газоструйных инжекторов

В гл. 2 и 3 были рассмотрены струйные аппараты с большой степенью расширения рабочего потока и умеренной или большой степенью сжатия инжектируемого потока — компрессоры и эжекторы.

В промышленной практике находят также применение струйные аппараты с малой степенью сжатия инжектируемого потока. Сюда относятся всевозможные воздушные и газовые инжекторы, в которых степень расширения рабочего потока может быть как больше критического отношения давлений ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_*$ ), так и меньше этого отношения ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_*$ ), а степень сжатия инжектируемого потока значительно меньше критического отношения давлений  $p_c/p_n \ll 1/\Pi_*$  и обычно не превосходит 1,1—1,2.

В струйных инжекторах отношение  $p_n/p_c$  находится обычно в пределах 0,8—1,0, а оптимальное значение  $q_{сз}$ , как правило, меньше 0,8, так как оптимальное значение  $\lambda_{сз}$  обычно ниже 0,6.

Поскольку в этих аппаратах  $q_{сз} < p_n/p_c$ , то, как видно из уравнения (2.23б), 2-й предельный режим в этих аппаратах не может иметь места и его не следует учитывать в расчете. В ряде случаев в струйных инжекторах степень расширения рабочего потока меньше критического отношения давлений ( $p_p/p_n < 1/\Pi_*$ ). В этих условиях скорость рабочего потока в выходном сечении сопла меньше критической ( $w_{p1} < a_{p*}$ ) и применяемые сопла имеют коническую форму.

Расход рабочего потока  $G_p$  при  $p_p/p_n < 1/\Pi_*$  зависит не только от давления перед соплом  $p_p$ , но и от давления в приемной камере  $p_n$ , т. е.  $G_p = f(p_p, p_n)$ , поэтому расчетные формулы для определения геометрических размеров сопла, а также уравнения характеристик газоструйных инжекторов с докритической степенью расширения рабочего потока несколько отличаются от приведенных в гл. 2 формул для струйных компрессоров со сверхкритической степенью расширения рабочего потока.

Для расчета достижимых параметров газоструйных инжекторов принципиально применимы все расчетные уравнения, приведенные в гл. 2.

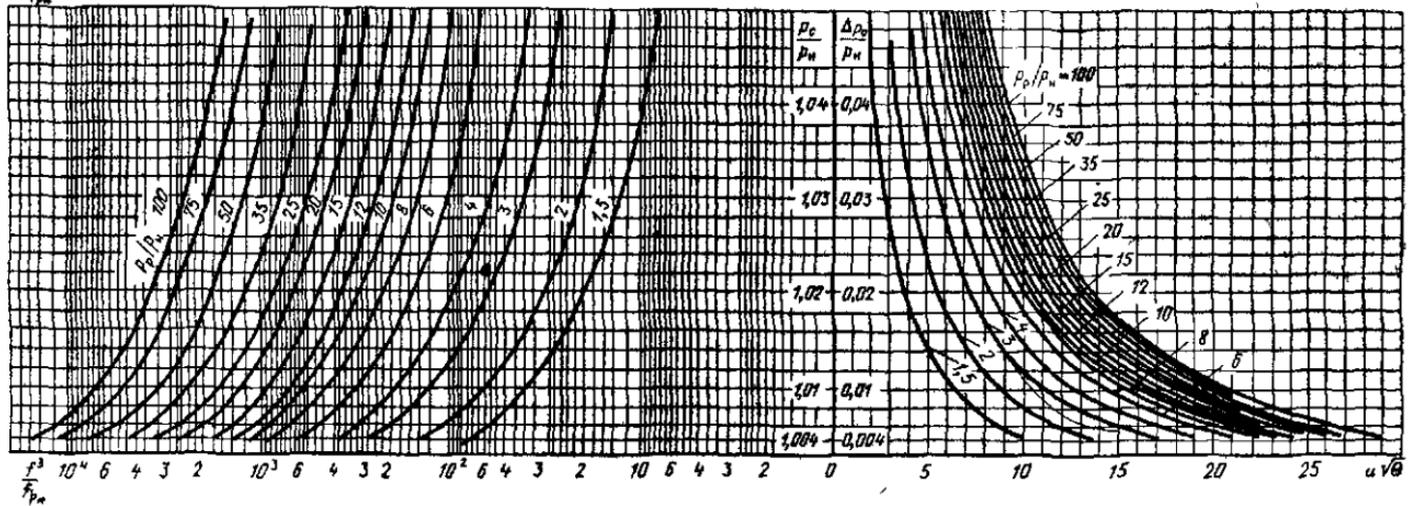
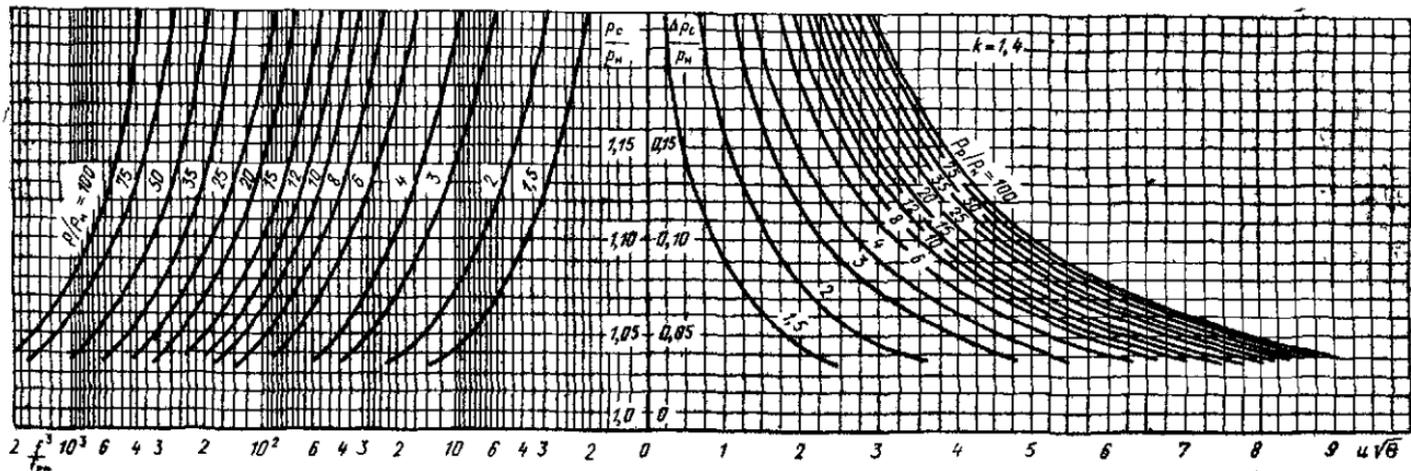


Рис. 4.1. Достижимые коэффициенты инжекции и значения осевого геометрического параметра струйных аппаратов с цилиндрической камерой смешения:  $k_p = k_n = 1,4$ ;  $p_p/p_n$  — степень расширения рабочего потока;  $p_c/p_n$  — степень сжатия инжектируемого потока;  $u\sqrt{\Theta}$  — приведенный коэффициент инжекции;  $f_3/f_{p*}$  — основной геометрический параметр

На рис. 4.1 приведены рассчитанные на ЭВМ по уравнениям гл. 2 графические зависимости для определения достижимого коэффициента инжекции  $u\sqrt{\Theta}$  и основного геометрического параметра  $f_3/f_{p*}$  газоструйных инжекторов.

Для ручного расчета струйных инжекторов уравнения, приведенные в гл. 2, недостаточно удобны, так как в них в качестве основной расчетной величины принята степень сжатия  $p_c/p_n$ . В области малых значений  $p_c/p_n$ , в которой работают струйные инжекторы ( $p_c/p_n < 1,2$ ), небольшая неточность в величине степени сжатия приводит к существенной ошибке в определении достижимого коэффициента инжекции. Так, при  $p_c/p_n = 1,05$  неточность в степени сжатия в 1 %, т. е. замена  $p_c/p_n = 1,05$  значением  $p_c/p_n = 1,04$ , приводит к ошибке в коэффициенте инжекции аппарата  $u$  примерно на 20 %.

Это объясняется тем, что в области малых степеней сжатия инжектируемый и смешанный потоки практически проявляют себя как неупругие среды, так как удельный объем газа мало меняется. В этих условиях полезная работа, произведенная струйным аппаратом, практически представляет собой произведение перепада давлений инжектируемой среды на ее объемный расход:

$$L = \frac{G_n}{\rho_n} (p_c - p_n) = \frac{G_n}{\rho_n} \Delta p_c.$$

Поэтому при ручном расчете струйных инжекторов удобнее принять в качестве расчетного показателя не степень сжатия  $p_c/p_n$ , как для струйных компрессоров, а перепад давлений инжектируемой среды  $\Delta p_c = p_c - p_n$  или относительный перепад давлений инжектируемой среды

$$\Delta p_c/p_n = (p_c - p_n)/p_n = p_c/p_n - 1.$$

При составлении основных расчетных уравнений для газоструйных инжекторов можно условно считать инжектируемый и смешанный потоки неупругими, поскольку их степень сжатия мала. Упругие свойства рабочего потока, как правило, должны учитываться, поскольку степень расширения его  $p_p/p_n$  обычно значительна.

В тех случаях, когда в струйных инжекторах степень расширения рабочего потока тоже мала ( $p_p/p_n < 1,25$ ), можно пренебречь свойствами упругости всех взаимодействующих потоков и проводить расчет газоструйных инжекторов по формулам для струйных насосов (гл. 5).

## 4.2. Исходные зависимости для неупругих сред

Для упругих сред зависимость удельного объема от давления при изоэнтропном процессе описывается уравнением

$$v = \text{const}/p^{1/k}. \quad (4.1)$$

У неупругих сред в процессе изоэнтропного изменения давления удельный объем остается постоянным:

$$v = \text{const}. \quad (4.2)$$

Из зависимостей (4.1) и (4.2) следует, что условию неупругости (несжимаемости) соответствует показатель адиабаты  $k = \infty$ . При  $k = \infty$  основные газодинамические параметры принимают следующий вид:

критическая скорость, м/с,

$$a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \sqrt{p_0 v_0} = \sqrt{2p_0 v_0}, \quad (4.3)$$

где  $p_0$  и  $v_0$  — давление, Н/м<sup>2</sup>, и удельный объем, м<sup>3</sup>/кг, среды в заторможенном состоянии.

По смыслу выражения (4.3) критическая скорость неупругой среды равна скорости истечения этой среды в абсолютный вакуум, когда давление в выходном сечении сопла  $p = 0$ ;

приведенная изоэнтропная скорость

$$\lambda = \frac{w}{a_*} = \sqrt{1 - \Pi} = \sqrt{1 - \frac{p}{p_0}} = \sqrt{\frac{p_0 - p}{p_0}} = \sqrt{\frac{\Delta p}{p_0}}; \quad (4.4)$$

относительное давление

$$\Pi = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{k/k-1} = 1 - \lambda^2 = 1 - \frac{\Delta p}{p_0}. \quad (4.5)$$

При приведенной скорости  $\lambda = 1$ ,  $\Pi = 0$ ;

относительная плотность

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{1/k-1} = 1. \quad (4.6)$$

Значение  $\varepsilon = 1$  следует также непосредственно из физического определения неупругой среды;

приведенная массовая скорость

$$q = \frac{w\rho}{a_*\rho_0} = \frac{\lambda\varepsilon}{\varepsilon_*} = \lambda. \quad (4.7)$$

произведение

$$k\Pi_* = k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1} = 2. \quad (4.8)$$

Путем введения в расчетные уравнения струйных компрессоров (гл. 2) условия несжимаемости инжектируемого и смешанного потоков  $k_n = k_c = \infty$  выводятся уравнения для расчета газоструйных инжекторов.

### 4.3. Характеристики газоструйного инжектора

Уравнения характеристик газоструйных инжекторов могут быть получены из уравнений характеристик струйных компрессоров, (2.64) — (2.68), если принять:

на основе зависимостей (1.10) и (4.3)

$$\frac{a_{n*}}{a_{p*}} = \sqrt{\frac{k_p + 1}{k_p}} \sqrt{\frac{\rho_n v_n}{\rho_p v_p}}; \quad \frac{a_{c*}}{a_{p*}} = \sqrt{\frac{k_p + 1}{k_p}} \sqrt{\frac{\rho_c v_c}{\rho_p v_p}}$$

на основе зависимостей (2.66), (4.7) и (4.8)

$$\lambda_{n2} = q_{n2} = \frac{\Pi_{p*}}{2} \sqrt{k_p(k_p + 1)} \sqrt{\frac{\rho_p v_n}{\rho_n v_p}} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u;$$

$$\lambda_{c3} = q_{c3} = \frac{\Pi_{p*}}{2} \sqrt{k_p(k_p + 1)} \sqrt{\frac{\rho_p v_c}{\rho_c v_p}} \frac{f_{p*}}{f_s} (1 + u);$$

на основе зависимостей (4.4), (4.5) и (4.7)

$$\Pi_{n2} = 1 - q_{n2}^2; \quad \Pi_{c3} = 1 - q_{c3}^2.$$

После соответствующих преобразований выводятся уравнения характеристик газоструйных инжекторов. Вид уравнения характеристики зависит от степени расширения рабочего потока и типа аппарата (с диффузором или без диффузора).

Для аппаратов с диффузорами при сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) уравнение характеристики имеет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{f_{p*}}{f_s} \frac{p_p}{p_n} \left[ \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \Phi_1 \Phi_2 r \lambda_{p1} + (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) s \times \right. \\ \left. \times \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u^2 - \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) s \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_s} (1 + u)^2 \right], \quad (4.9)$$

$$\text{где } r = k_p \Pi_{p*}; \quad s = \frac{k_p(k_p + 1)}{2} \Pi_{p*}^2 = k_p \Pi_{p*} \varepsilon_{p*} = r \varepsilon_{p*}$$

Значения  $r$  и  $s$  приведены в табл. 4.1.

При расчете характеристики по уравнению (4.9) удельный объем сжатой среды  $v_c$  заранее неизвестен, поэтому им предварительно за-

Т а б л и ц а 4.1. Значения коэффициентов  $r$  и  $s$ 

Среда	$k_p$	$r$	$s$
Воздух	1,4	0,740	0,470
Перегретый водяной пар	1,3	0,710	0,447
Сухой насыщенный водяной пар	1,13	0,654	0,403

даются или принимают равным  $v_n$ , а затем уточняют по найденному значению  $p_c$  по формуле

$$v_c = R_c T_c / p_c, \quad (4.10)$$

где  $R_c$  — газовая постоянная смешанного потока, определяемая по формуле (2.276).

При одинаковых газовых постоянных и теплоемкостях рабочего и инжектируемого потоков, т. е. при  $R_p = R_n$  и  $c_p = c_n$ , температура  $T_c$  находится по (2.29), а отношения  $v_c/v_p$  и  $v_n/v_p$  определяются по формулам

$$\frac{v_c}{v_p} = \frac{p_p}{p_c} \frac{T_c}{T_p}; \quad (4.11)$$

$$\frac{v_n}{v_p} = \frac{p_p}{p_n} \frac{T_n}{T_p}. \quad (4.12)$$

В частном случае, когда давление в выходном сечении рабочего сопла равно давлению инжектируемого потока в приемной камере,

$$p_{p1} = p_n; \quad \Pi_{p1} = \Pi_{p,n} = p_n/p_p; \quad \lambda_{p1} = \lambda_{p,n}$$

и уравнение характеристики принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} = k_p \Pi_{p*} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_s} [\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p,n} + \varepsilon_{p*} (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \times \\ \times \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u^2 - \varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_s} (1 + u)^2], \end{aligned} \quad (4.13)$$

где  $f_{n2} = f_s - f_{p1}$ .

На основе результатов лабораторных и промышленных испытаний газоструйных инжекторов могут быть рекомендованы для предварительного расчета этих аппаратов такие же коэффициенты скорости, как и для струйных компрессоров, а именно:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ . Эти коэффициенты скорости получены на основе испытания аппаратов с гладкой поверхностью проточной части, при минимальных размерах диаметра рабочего сопла  $d_{p*} > 5$  мм, при правильной их сборке, т. е. отсутствии перекосов.

Для условий докритической степени расширения рабочего потока, когда  $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ , уравнение характеристики газоструйного инжектора выводится из уравнения (4.9) путем замены  $f_{p*}$  равнознач-

ным значением  $q_{p, n}/f_{p1}$ , что дает после соответствующих преобразований

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = k_p \Pi_{p*} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p1}}{f_s} q_{p, n}^2 \left[ \Phi_1 \Phi_2 \frac{\lambda_{p, n}}{q_{p, n}} + \varepsilon_{p*} (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - \varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_s} (1+u)^2 \right]. \quad (4.14)$$

Значение газодинамических функций рабочего потока ( $\lambda_{p, n}$ ,  $q_{p, n}$ ) в выходном сечении рабочего сопла находится по известному значению относительного давления

$$\Pi_{p, n} = \Pi_{p1} = p_n / p_p.$$

Уравнения характеристики газоструйных инжекторов без диффузоров имеют следующий вид. При степени расширения рабочего потока больше критической ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ )

$$\frac{\Delta p_3}{p_n} = \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_s} \left[ \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \Phi_1 \Phi_2 \lambda_{p1} + (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) s \times \right. \\ \left. \times \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u^2 - s \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p*}}{f_s} (1+u)^2 \right]. \quad (4.15)$$

При степени расширения рабочего потока меньше критической ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ )

$$\frac{\Delta p_3}{p_n} = k_p \Pi_{p*} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p1}}{f_s} q_{p, n}^2 \left[ \Phi_1 \Phi_2 \frac{\lambda_{p, n}}{q_{p, n}} + \varepsilon_{p*} (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) \times \right. \\ \left. \times \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - \varepsilon_{p*} \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_s} (1+u)^2 \right], \quad (4.16)$$

где  $\Delta p_3 = p_3 - p_n$  или  $p_3 = p_n + \Delta p_3$ .

Значение  $v_c$  в формулах (4.15) — (4.16) представляет собой удельный объем заторможенной сжатой среды при давлении торможения  $p_c$ , которое заранее неизвестно. Поэтому, как и при расчете инжекторов с диффузорами, величиной  $v_c$  предварительно задаются или принимают  $v_c = v_n$ , а затем уточняют по формуле (4.10).

Давление торможения  $p_c$  определяется по формулам:

при сверхкритической степени расширения рабочего потока  $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$

$$p_c = \frac{p_3}{2} \left[ 1 + \sqrt{1 + 2s \frac{R_c}{R_p} \frac{T_c}{T_p} \frac{p_p^2}{p_3^2} \frac{f_{p*}^2}{f_s^2} (1+u)^2} \right]; \quad (4.17a)$$

при докритической степени расширения рабочего потока

$$p_c = \frac{p_3}{2} \left[ 1 + \sqrt{1 + 2s \frac{R_c}{R_p} \frac{T_c}{T_p} \frac{p_p^2}{p_3^2} \frac{f_{p1}^2}{f_s^2} q_{p, n}^2 (1+u)^2} \right]. \quad (4.17b)$$

Как видно из уравнений (4.9) — (4.16), при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом ( $p_p$ ,  $v_p$ ,  $p_n$ ,  $v_n$ )

характеристика струйного инжектора, так же как и характеристика струйного компрессора, зависит от следующих геометрических параметров аппарата:

при сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) — от отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  и  $f_{p1}/f_{p*}$ ;

при докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) — от отношения сечений  $f_3/f_{p1}$ .

При сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) газодинамические функции  $\Pi_{p1}$  и  $\lambda_{p1}$  находятся однозначно по  $q_{p1} = f_{p*}/f_{p1}$ .

При докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) газодинамические функции  $\lambda_{p1}$  и  $q_{p1}$  находятся однозначно по  $\Pi_{p1} = \Pi_{p1} = p_n/p_p$ .

#### 4.4. Экспериментальная проверка характеристики газоструйных инжекторов

С целью проверки уравнения характеристики газоструйных инжекторов в лаборатории теплофикации ВТИ были сняты на стенде экспериментальные характеристики воздушного инжектора и полученные экспериментальные результаты сопоставлены с результатами расчетов по предлагаемым уравнениям (4.9) — (4.14) [75].

На рис. 4.2 показана проточная часть испытанного инжектора, а на рис. 4.3 — принципиальная схема экспериментальной установки.

Инжектор имел приемную камеру диаметром 100 мм. Рабочее сопло могло перемещаться в осевом направлении. При помощи плавного конического перехода к приемной камере присоединялась цилиндрическая камера смешения диаметром 40,3 мм. В конце цилиндрической камеры располагался диффузор с углом раствора  $11^\circ$  и диа-

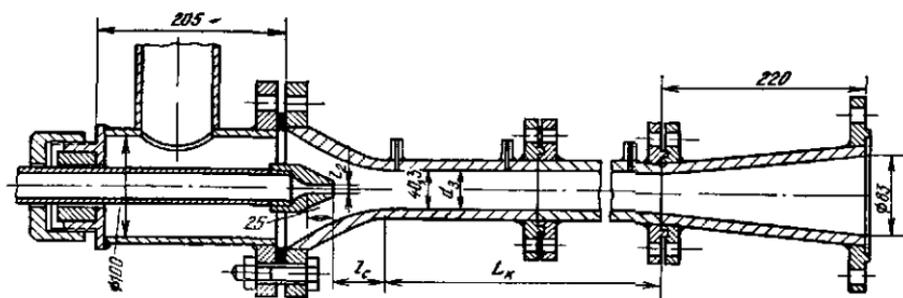


Рис. 4.2. Проточная часть струйного инжектора

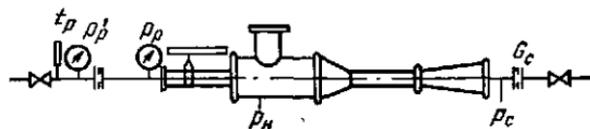


Рис. 4.3. Принципиальная схема экспериментальной установки

Рис. 4.4. Характеристика  $\Delta p_c / p_H = f(u)$  струйного инжектора при работе на воздухе:  $f_3/f_{p*} = 29,3$ : — — расчетная характеристика; опытные точки:  $\circ$  —  $p_p/p_H = 4$ ; + —  $p_p/p_H = 3,2$

метром выходного сечения 83 мм. Опыты были проведены при двух размерах рабочего сопла  $d_{p*} = 7,45$  мм и 11,8 мм, чему соответствуют отношения сечений  $f_3/f_{p*} = 29,3$  и 11,7.

При работе с соплом  $d_{p*} = 7,45$  мм длина цилиндрической камеры смешения  $l_k = 200$  мм. При работе с соплом  $d_{p*} = 11,8$  мм длина цилиндрической камеры смешения была увеличена путем вставки добавочного патрубка до  $l_k = 420$  мм. Рабочий и инжектируемые потоки — воздух.

Перед каждым опытом предварительно устанавливалось оптимальное расстояние рабочего сопла от камеры смешения  $l_c$ , а затем снималась характеристика инжектора. Опыты были проведены при трех значениях отношения давлений рабочего и инжектируемого воздуха  $p_p/p_H = 4$ ; 3,2 и 2,0.

На рис. 4.4 и 4.5 полученные экспериментальные результаты сопоставлены с нанесенными сплошными линиями расчетными характеристиками, построенными по уравнениям (4.11) — (4.13), при рекомендованных выше коэффициентах скорости:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$  и  $\varphi_4 = 0,925$ .

Как видно из приведенных данных, опытные точки весьма точно совпадают с расчетными результатами, что свидетельствует о надежности

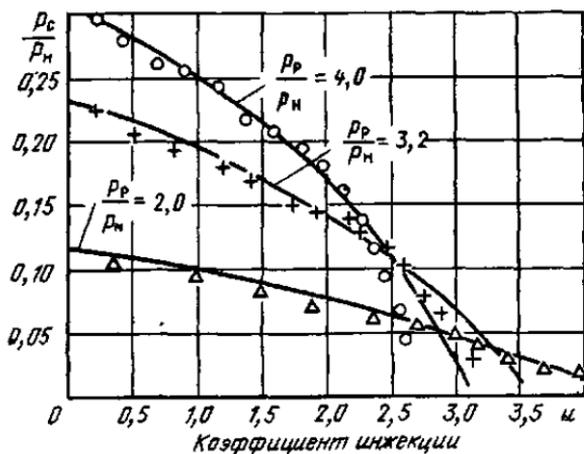
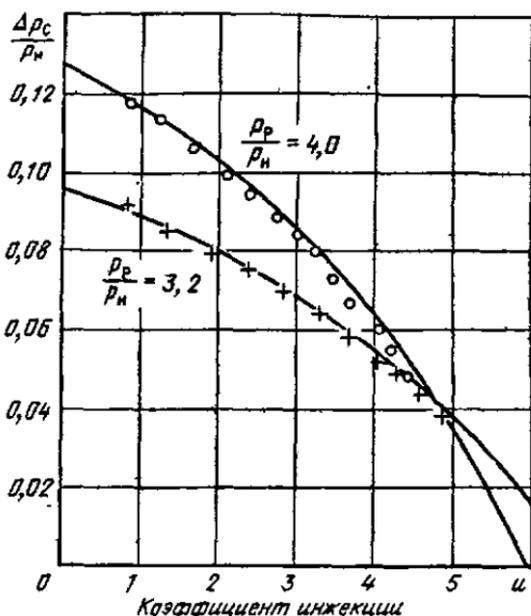


Рис. 4.5. Характеристика  $\Delta p_c / p_H = f(u)$  струйного инжектора при работе на воздухе:

$f_3/f_{p*} = 11,7$ : — — расчетная характеристика; опытные точки:  $\circ$  —  $p_p/p_H = 4$ ; + —  $p_p/p_H = 3,2$ ;  $\Delta$  —  $p_p/p_H = 2$

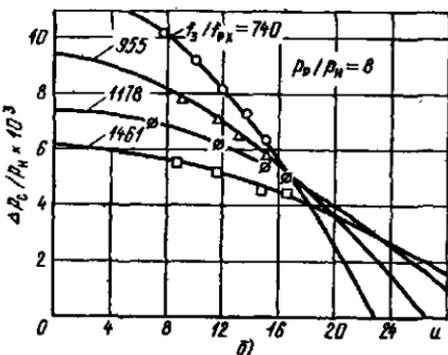
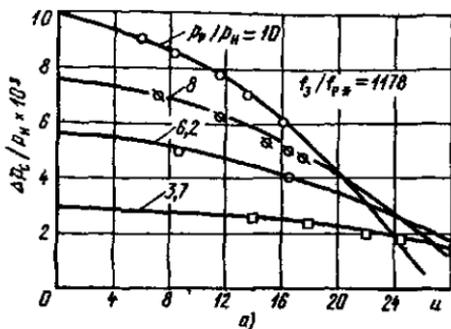


Рис. 4.6. Характеристики струйного инжектора при работе на воздухе: а —  $\Delta p_c/p_H = f(p_p/p_H, u)$ ,  $f_3/f_{pH} = 1178$ ; б —  $\Delta p_c/p_H = f(f_3/f_{pH}, u)$ ,  $p_p/p_H = 8$ ; — — — расчетные характеристики; опытные точки [26]: а —  $p_p/p_H$ :  $\circ$  — 10,  $\square$  — 8,  $\bullet$  — 6,2,  $\square$  — 3,7; б —  $f_3/f_{pH}$ :  $\circ$  — 740,  $\triangle$  — 955,  $\square$  — 1178,  $\square$  — 1461

расчетных уравнений характеристики газоструйных инжекторов и рекомендуемых значений коэффициентов скорости проточной части струйных аппаратов.

В реальных условиях при очень малых размерах рабочих сопел, например в микроинжекторах, при шероховатой проточной части и по другим причинам рекомендованные выше коэффициенты скорости могут оказаться завышенными.

Для установления действительной характеристики различных

инжекторов, которые могут встретиться на практике, рекомендуется провести их испытание при каком-либо режиме; на основе результатов испытания построить графическую характеристику  $\Delta p_c/p_H = f(u)$ ; сопоставить эту характеристику с расчетной по уравнению (4.13).

При несовпадении характеристик следует провести корректировку значений коэффициентов скорости, с тем чтобы расчетная характеристика совпала с опытной.

Найденные таким образом скорректированные коэффициенты скорости при одном режиме обеспечивают, как правило, совпадение расчетных и опытных характеристик данного аппарата при всех других режимах.

Следует иметь в виду, что уравнения (4.9) — (4.16) основаны на теоретических законах. Опытными величинами в этих уравнениях являются только коэффициенты скорости. Поэтому при несовпадении опытной характеристики с расчетной не следует изменять структуру уравнения характеристики. Путем корректировки значений коэффициентов скорости можно с помощью этих уравнений описать характеристику практически любого струйного инжектора.

В качестве примера на рис. 4.6 приведены результаты выполненного в Одесском технологическом институте холодильной промышленности испытания газоструйного инжектора при его работе на воздухе [26]. Особенность этого инжектора заключается в том, что сменные рабочие сопла, с которыми проводились испытания аппарата, имели малые геометрические размеры ( $d_{pH} = 0,317 \div 1,07$  мм). Сопостав-

ление результатов испытания с расчетной характеристикой инжектора по уравнению (4.13) при рекомендованных коэффициентах скорости показало значительные расхождения.

На рис. 4.6 результаты указанного экспериментального исследования сопоставлены с расчетной характеристикой по уравнению (4.13) при скорректированных коэффициентах скорости:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,8$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ . Корректировка свелась к снижению коэффициента скорости диффузора  $\varphi_3 = 0,9$  на  $0,8$ . Как видно из рис. 4.6, при указанных коэффициентах скорости имеет место весьма хорошее совпадение расчетных характеристик с опытными данными.

#### 4.5. Определение достижимых параметров и геометрических размеров газоструйных инжекторов

Зависимости для расчета достижимых параметров и оптимального отношения сечений газоструйных инжекторов могут быть выведены на основе уравнений характеристики этих аппаратов.

При заданных давлениях  $p_n$  и  $p_p$  и заданном коэффициенте инжекции  $u$  оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p*}$  или  $f_3/f_{p1}$  соответствует максимальному перепаду давлений  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_s$ , развиваемому струйным инжектором.

На основании (4.13) и (4.14) из условий

$$\frac{d(\Delta p_c)}{d(f_{p*}/f_3)} = 0 \text{ и } \frac{d(\Delta p_s)}{d(f_{p1}/f_3)} = 0$$

находится оптимальное отношение сечений для струйных инжекторов с диффузорами.

Для условий сверхкритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) на основе (4.13) выводится следующая зависимость для расчета оптимального отношения сечений:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2e_{p*} \left[ \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2\varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} nu^2 \right]}{\varphi_1\varphi_3\lambda_{pn}}, \quad (4.18)$$

где

$$n = \frac{f_3}{f_{n2}} = \frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{f_3}{f_{p1}}. \quad (4.19)$$

Так как при расчете  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  по (4.18) значение  $n$  заранее неизвестно, то им предварительно задаются, а затем уточняют по найденному значению  $f_3/f_{p*}$ . Значение  $n$  обычно находится в пределах  $1,01-1,08$ ; в среднем  $n = 1,04$ .

Значением  $v_c$  также предварительно задаются или принимают  $v_c = v_n$ , а затем уточняют.

Другой модификацией расчета является вывод зависимости для однозначного определения  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$ , в которую величина  $n$  не входит.

Такая зависимость, полученная путем совместного решения уравнений (4.18) и (4.19), имеет следующий вид:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (4.20)$$

где

$$\begin{aligned} a &= \varphi_1 \varphi_2 q_{p, n}; \\ b &= -\left\{ \varphi_1 \varphi_2 + 2\varepsilon_{p, n} \left[ \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} u^2 \right] \right\}; \\ c &= 2 \frac{\varepsilon_{p, n}}{q_{p, n}} \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2. \end{aligned}$$

При использовании (4.18) — (4.20) газодинамические функции  $\lambda_{p, n}$ ,  $\varepsilon_{p, n}$  и  $q_{p, n}$  находятся по известному относительному давлению рабочего потока на выходе из сопла  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p$ . При подстановке  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  в (4.13) находят достижимое  $\Delta p_c$ .

Из совместного решения (4.13) и (4.18) выводится также выражение для непосредственного расчета достижимого перепада давлений газоструйного инжектора без необходимости предварительного расчета  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$ , если предварительно задаться значением  $n = f_3/f_{n2}$ :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} &= \frac{k_p}{2(k_p + 1)} \frac{1}{\Pi_{p, n}} \times \\ &\times \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p, n}^2}{\left[ \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} n u^2 \right]}. \end{aligned} \quad (4.21)$$

После определения  $f_3/f_{p*}$  значение  $n$  уточняют.

Для условий докритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) на основе уравнения (4.1) выводится следующая зависимость для расчета оптимального отношения сечений:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p, n} \left[ \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} n u^2 \right]}{\varphi_1 \varphi_2}, \quad (4.22)$$

$$\text{где } n = \frac{f_3}{f_{n2}} = \frac{f_3/f_{p1}}{(f_3/f_{p1}) - 1}.$$

Из совместного решения (4.21) и (4.22) выводится зависимость для однозначного определения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  без необходимости предварительного выбора значения  $n$ :

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (4.23)$$

где

$$\begin{aligned} a &= \Phi_1 \Phi_2; \\ b &= -\left\{ \Phi_1 \Phi_2 + 2\varepsilon_{p, n} \left[ \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} u^2 \right] \right\}; \\ c &= 2\varepsilon_{p, n} \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2. \end{aligned}$$

При подстановке  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  в (4.14) находят достижимое  $\Delta p_c$ .

Из совместного решения (4.14) и (4.22) выводится выражение для непосредственного расчета достижимого перепада давлений газоструйного инжектора без необходимости предварительного расчета  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ .

Это выражение совпадает с уравнением (4.21). Таким образом, по (4.21) можно определять достижимый перепад давлений в газоструйных инжекторах при любой степени расширения рабочего потока — как сверхкритической ( $\rho_p/\rho_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ), так и докритической ( $\rho_p/\rho_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ).

Аналогично на основе (4.15) и (4.16) из условий

$$\frac{d(\Delta p_3)}{d(f_{p*}/f_3)} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{d(\Delta p_3)}{d(f_{p1}/f_3)} = 0$$

находится оптимальное отношение сечений для струйных аппаратов без диффузоров.

Для условий сверхкритического расширения рабочего потока ( $\rho_p/\rho_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) на основе (4.15) выводится следующая зависимость для расчета оптимального отношения сечений  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$ :

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} \left[ \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\Phi_2 \Phi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} n u^2 \right]}{\Phi_1 \Phi_2 \lambda_{p, n}}, \quad (4.24)$$

где  $n = f_3/f_{n2}$  определяется по (4.19).

Из сравнения (4.24) и (4.18) видно, что при одинаковых параметрах рабочего и инжектируемого потоков ( $\lambda_{p, n} = \text{idem}$ ) и одинаковых коэффициентах инжекции ( $u = \text{idem}$ ) оптимальное отношение сечений  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  в струйных инжекторах без диффузоров больше, чем в струйных инжекторах с диффузорами.

Из совместного решения (4.24) и (4.19) выводится зависимость для однозначного определения  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  бездиффузорных инжекторов без предварительного выбора значения  $n$ .

Эта зависимость по написанию совпадает с (4.20), где

$$\left. \begin{aligned} a &= \varphi_1 \varphi_2 q_{p.н}; \\ b &= - \left\{ \varphi_1 \varphi_2 + 2\varepsilon_{p.н} \left[ \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} u^2 \right] \right\}; \\ c &= 2 \frac{\varepsilon_{p.н}}{q_{p.н}} \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2. \end{aligned} \right\} \quad (4.25)$$

При подстановке в (4.15) значения  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  находят достижимое  $\Delta p_3$ .

Из совместного решения (4.15) и (4.24) выводится выражение для непосредственного расчета достижимого перепада давлений в газоструйных инжекторах без диффузора без необходимости предварительного расчета  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$ :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_3}{p_n} &= \frac{k_p}{2(k_p + 1)} \frac{1}{\Pi_{p.н}} \times \\ &\times \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p.н}^2}{\left[ \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} \mu u^2 \right]}. \end{aligned} \quad (4.26)$$

При расчете  $\Delta p_3$  по формуле (4.26) значением  $n = f_3/f_{n2}$  предварительно задаются, а затем его уточняют после определения.

Для условий докритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) на основе (4.16) выводится следующая зависимость для расчета оптимального отношения сечений  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  для газоструйных инжекторов без диффузоров:

$$\left( \frac{f_3}{f_{p1}} \right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} q_{p.н} \left[ \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} \mu u^2 \right]}{\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p.н}}, \quad (4.27)$$

где  $n = f_3/f_{n2}$  определяется по (4.19).

Из совместного решения (4.27) и (4.19) выводится зависимость для однозначного определения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  без предварительного выбора значения  $n$ . Эта зависимость по написанию совпадает с (4.23), где

$$\left. \begin{aligned} a &= \varphi_1 \varphi_2; \\ b &= \left\{ \varphi_1 \varphi_2 + 2\varepsilon_{p.н} \left[ \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} u^2 \right] \right\}; \\ c &= 2\varepsilon_{p.н} \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2. \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

При подстановке в (4.16) значения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  находят достижимое  $\Delta p_3$ .

Из совместного решения (4.16) и (4.27) выводится также выражение для непосредственного расчета достижимого перепада давлений в газоструйных инжекторах без диффузоров без необходимости предварительного определения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ . Это выражение совпадает с (4.26). Таким образом, по (4.26) можно определять достижимый перепад давлений в газоструйных инжекторах без диффузоров при любой степени расширения рабочего потока — как сверхкритической ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ), так и докритической ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ).

Из сравнения (4.26) и (4.21) видно, что при одинаковых параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед инжектором ( $p_p = \text{idem}$ ,  $p_n = \text{idem}$ ,  $v_p = \text{idem}$ ,  $v_n = \text{idem}$ ) и одинаковых коэффициентах инжекции достижимый перепад давлений в инжекторах без диффузоров ( $\Delta p_3$ ) меньше, чем в инжекторах с диффузорами  $\Delta p_c$ .

Отношение достижимого перепада давлений в инжекторе без диффузора к достижимому перепаду давлений в инжекторе с диффузором

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_c} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_c} n \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{1 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_c} n \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}. \quad (4.29)$$

Максимальное значение  $\Delta p_3/\Delta p_c$  имеет место при  $u = 0$ . В этом случае

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_c} = \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) \approx 0,6.$$

С увеличением коэффициента инжекции значение  $\Delta p_3/\Delta p_c$  снижается. При  $u = \infty$

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_c} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_c} n}{1 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_c} n} \approx 0,33.$$

Как видно из приведенных данных, при одинаковых параметрах рабочего и инжектируемого потоков, одинаковых коэффициентах инжекции и установке аппаратов с оптимальными геометрическими размерами перепад давлений, создаваемый газоструйным инжектором без диффузора, меньше перепада, создаваемого инжектором с диффузором, на 40—70 %. Таким образом, отказ от диффузора приводит к значительному понижению эффективности газоструйных инжекторов.

Формулами (4.21) и (4.26) пользуются в том случае, если задан коэффициент инжекции  $u$  и требуется определить достижимый перепад давлений в струйном инжекторе  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ .

Если заданы  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ , а искомой величиной является достижимый коэффициент инжекции  $u$ , то для решения этой задачи удобно преобразовать вышеуказанные уравнения, приведя их к явному виду относительно искомой величины. Достижимый коэффициент инжекции находится как корень квадратного уравнения

$$u = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (4.30)$$

Для газоструйных инжекторов с диффузорами

$$\left. \begin{aligned} a &= \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} n; \\ b &= 2 \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p}; \\ c &= - \left[ \frac{k_p}{2(k_p + 1)} \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p, n}^2 \frac{p_p}{\Delta p_c} - \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4.31)$$

Для газоструйных инжекторов без диффузоров

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{v_c}{v_p} - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} n; \\ b &= 2 \frac{v_c}{v_p}; \\ c &= - \left[ \frac{k_p}{2(k_p + 1)} \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p, n}^2 \frac{p_p}{\Delta p_3} - \frac{v_c}{v_p} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

Значение  $n$  определяется по (4.19).

Уравнения (4.30) — (4.32) действительны при любой степени расширения рабочего потока — как сверхкритической ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ), так и докритической ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ).

В том случае, когда заданной величиной является перепад давлений  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ , а искомой величиной является коэффициент инжекции, удобно иметь расчетные зависимости, связывающие оптимальное отношение сечений  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  или  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  с заданным перепадом давлений  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ . Такие зависимости легко получить из совместного решения уравнений для расчета оптимального отношения сечений и уравнений для расчета достижимых параметров.

Для газоструйных инжекторов с диффузорами и при сверхкритическом расширении рабочего потока ( $p_p/p_n > 1/\Pi_{p*}$ ) из совместного решения уравнений (4.18) и (4.21) находим

$$(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = \frac{k_p \Pi_{p*}}{2} \frac{\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p, n}}{\Delta p_c / p_p}. \quad (4.33)$$

Для условий докритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) и из совместного решения (4.22) и (4.21) находим

$$(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = \frac{k_p \Pi_{p*}}{2} \frac{\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p, n} q_{p, n}}{\Delta p_c / p_p}. \quad (4.34)$$

Аналогично находятся выражения для расчета оптимального отношения сечений газоструйных инжекторов без диффузоров.

При сверхкритическом расширении рабочего потока ( $p_p/n_n \geq 1/\Pi_*$ ) из совместного решения (4.24) и (4.26) находим

$$(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = \frac{k_p \Pi_{p*}}{2} \frac{\Phi_1 \Phi_2 \lambda_{p, n}}{\Delta p_3 / p_p} \quad (4.35)$$

При докритическом расширении рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) из совместного решения (4.27) и (4.26) находим

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = \frac{k_p \Pi_{p*}}{2} \frac{\Phi_1 \Phi_2 \lambda_{p, n} q_{p, n}}{\Delta p_3 / p_p} \quad (4.36)$$

Из сравнения (4.35) и (4.33), а также (4.36) и (4.34) видно, что при одинаковых параметрах рабочего и инжектируемого потоков ( $p_p = \text{idem}$ ,  $\lambda_{p, n} = \text{idem}$ ,  $q_{p, n} = \text{idem}$ ) и одинаковом создаваемом перепаде давлений ( $\Delta p_c = \Delta p_3$ ) оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p*}$  или  $f_3/f_{p1}$  в струйных инжекторах с диффузорами и без диффузоров одно и то же. Однако поскольку при этих условиях достижимый коэффициент инжекции в струйных инжекторах без диффузоров меньше, чем в инжекторах с диффузорами, то и оптимальная скорость  $w_3$  на выходе из камеры смешения в инжекторах без диффузоров меньше, чем в инжекторах с диффузорами.

При сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) основные размеры рабочего сопла, а именно входное сечение  $f_p$ , критическое сечение  $f_{p*}$  и выходное сечение  $f_{p1}$ , рассчитываются по тем же формулам (2.42) — (2.45), что и в струйных компрессорах.

При докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) рабочие сопла устанавливаются конической формы. Выходное сечение сопла рассчитывается по формуле

$$f_{p1} = \frac{G_p a_{p*}}{k_p \Pi_{p*} p_p q_{p, n}} \quad (4.37)$$

Приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении рабочего сопла  $q_{p, n}$  определяется по относительному давлению в этом сечении  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p$ .

Расход рабочего потока через сопло при докритической степени расширения определяется по формуле

$$G_p = \frac{k_p \Pi_{p*} p_p q_{p, n}}{a_{p*}} f_{p1} \quad (4.38)$$

где  $G_p$  — в кг/с;  $p_p$  — в Н/м<sup>2</sup>;  $a_{p*}$  — в м/с;  $f_{p1}$  — в м<sup>2</sup>.

Поскольку  $q_{p, n} = f(\Pi_{p, n})$ , то при докритической степени расширения расход рабочего потока через сопло зависит не только от давления  $p_p$  перед соплом, но и от давления  $p_n$  после сопла.

Осевые размеры газоструйных инжекторов, а именно расстояние сопла от камеры смешения  $l_c$  и длина камеры смешения  $l_k$ , опреде-

ляются по тем же формулам (2.54) — (2.60), что и для газоструйных компрессоров.

В некоторых случаях представляет интерес определение расчетным путем параметров потоков в характерных сечениях газоструйных инжекторов с заданными геометрическими размерами при известных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом. В первую очередь это относится к входному и выходному сечениям цилиндрической камеры смешения.

Перепад давлений инжектируемого потока на входном участке камеры смешения при сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) определяется по формуле

$$\frac{\Delta p_k}{p_n} = \frac{0,5k_p \varepsilon_{p*} \Pi_{p*} \frac{v_n}{v_p}}{\Phi_4^2 \Pi_{p, n} \left( \frac{f_s}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{p1}} \right)^2} u^2. \quad (4.39)$$

При докритической степени расширения рабочего потока

$$\frac{\Delta p_k}{p_n} = \frac{0,5k_p \varepsilon_{p*} \Pi_{p*} \frac{v_n}{v_p}}{\Phi_4^2 \frac{\Pi_{p, n}}{q_{p1}^2} \left( \frac{f_s}{f_{p1}} - 1 \right)^2} u^2, \quad (4.40)$$

где  $q_{p1} = f_{p*}/f_{p1}$ .

При докритической степени расширения рабочего потока приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении рабочего сопла  $q_{p, n}$  находится по газодинамическим таблицам по известному значению  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p$ .

Давление инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения

$$p_2 = p_n - \Delta p_k. \quad (4.41)$$

На основе (2.20а) путем введения в него условия неупругости инжектируемого и смешанного потоков  $k_n = k_c = \infty$  выводится следующая зависимость между перепадом давлений смешанного потока в диффузоре  $\Delta p_d$  и перепадом давлений инжектируемого потока на входном участке камеры смешения  $\Delta p_k$ :

$$\sqrt{\frac{\Delta p_d}{p_n}} = \frac{1 + u}{u \sqrt{\frac{p_n}{\Delta p_k}} \sqrt{\frac{v_n}{v_c}} + \sqrt{\frac{k_p + 1}{k_p}} \frac{1}{\varepsilon_{p, n} \lambda_{p, n}} \sqrt{\frac{p_n}{p_p}} \sqrt{\frac{v_p}{v_c}}}. \quad (4.42)$$

Газодинамические функции  $\varepsilon_{p, n}$  и  $\lambda_{p, n}$  находятся по известному значению  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p$ . При  $p_p/p_n \geq 5$  значение второго слагаемого

в знаменателе правой части уравнения (4.42) во много раз меньше значения первого слагаемого. Без большой погрешности можно вторым слагаемым пренебречь. При этом уравнение (4.42) принимает вид

$$\frac{\Delta p_d}{\Delta p_c} = \left( \frac{1+u}{u} \right)^2 \frac{v_c}{v_n}. \quad (4.43)$$

Давление смешанного потока в выходном сечении камеры смешения

$$p_3 = p_c - \Delta p_d. \quad (4.44)$$

Экспериментальное исследование характеристик газоструйных инжекторов [75] подтверждает надежность рекомендуемых расчетных уравнений.

**Пример 4.1.** Заданы параметры рабочего и инжектируемого воздуха перед газоструйным инжектором:  $p_p = 1$  МПа;  $T_p = 400$  К;  $p_n = 0,1$  МПа;  $T_n = 300$  К;  $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К);  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p = 0,1$ . Коэффициент инжекции  $u = 8$ . Определить достижимый перепад давлений  $\Delta p_c$ .

**Решение.** По заданию  $\Pi_{p, n} = 0,1$ . Определяем по газодинамическим таблицам  $\lambda_{p, n} = 1,7$ ;  $\epsilon_{p, n} = 0,193$ ;  $q_{p, n} = 0,519$ .

Определяем отношения  $v_c/v_p$  и  $v_n/v_p$  по (4.11) и (4.12). Поскольку давление  $p_c$  заранее не известно, принимаем предварительно  $p_c = p_n$ .

По (2.29)  $T_c = (400 + 8 \cdot 300)/9 = 312$  К.

На основании (4.11) и (4.12)

$$\frac{v_c}{v_p} = \frac{10}{1,0} \frac{312}{400} = 7,8; \quad \frac{v_n}{v_p} = \frac{10}{1} \frac{300}{400} = 7,5.$$

Определяем  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  по (4.20):

$$a = 0,95 \cdot 0,975 \cdot 0,519 = 0,48;$$

$$b = - \left\{ 0,95 \cdot 0,975 + 2 \cdot 0,193 \left[ \left( \frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 7,8 \cdot 9^2 - (0,975 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times 0,925 - 0,5) \cdot 7,5 \cdot 8^2 \right] \right\} = -75;$$

$$c = 2 \frac{0,193}{0,519} \left( \frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 7,8 \cdot 9^2 = 287;$$

$$\left( \frac{f_3}{f_{p*}} \right)_{\text{опт}} = \frac{75 + 75^2 - 4 \cdot 0,48 \cdot 287}{2 \cdot 0,48} = 152.$$

Определяем достижимый перепад давлений  $\Delta p_c/p_n$  по (4.13).

Предварительно находим

$$f_{p*}/f_3 = 0,00658;$$

$$\frac{f_3}{f_{n3}} = \frac{f_3/f_{p*}}{\frac{f_3}{f_{p*}} \frac{1}{q_{p, n}}} = \frac{152}{152 - \frac{1}{0,519}} = 1,01;$$

$$\frac{f_{p*}}{f_{n3}} = \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{f_3}{f_{n3}} = 0,00658 \cdot 1,01 = 0,00664;$$

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = 1,4 \cdot 0,528 \cdot 10 \cdot 0,00658 [0,95 \cdot 0,975 \cdot 1,7 + 0,634 \times \\ \times (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \cdot 7,5 \cdot 0,00664 \cdot 8^2 - 0,634 \left( \frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 7,8 \times \\ \times 0,00658 \cdot 9^2] = 0,0377;$$

$$\Delta p_c = 0,0375 \text{ } p_n = 0,00375 \text{ МПа} = 3,75 \text{ кПа};$$

$$p_c = 0,10375 \text{ МПа} = 103,75 \text{ кПа}.$$

Значение  $\Delta p_c/p_n$  можно также подсчитать непосредственно по (4.21), задавшись  $n = f_3/f_{n2} = 1,01$ :

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{1,4}{2 \cdot 2,4 \cdot 0,1} \frac{0,95^2 \cdot 0,975^2 \cdot 1,7^2}{\left[ \left( \frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 7,8 \cdot 9^2 - (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \cdot 7,5 \cdot 1,01 \cdot 8^2 \right]} = 0,0377.$$

**Пример 4.2.** Определить достижимое давление сжатия и давления во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения, рассчитать все основные геометрические размеры и построить характеристику  $\Delta p_c/p_n = f(u)$  газоструйного инжектора с диффузором для следующих условий: рабочая и инжектируемая среда — воздух;  $p_p = 1 \text{ МПа}$ ;  $T_p = 400 \text{ К}$ ;  $p_n = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $T_n = 300 \text{ К}$ ;  $k = 1,4$ ;  $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;  $\Pi_{p, n} = p_n/p_p = 0,1$ ;  $\lambda_{p, n} = 1,7$ ;  $q_{p, n} = 0,519$ ;  $\epsilon_{p, n} = 0,193$ . Коэффициент инжекции  $u = 4$ .

Расчетная производительность инжектора  $G_c = 16 \text{ кг/с}$ ;  $G_p = G_c/(1 + u) = 16/(1 + 4) = 3,2 \text{ кг/с}$ ;  $G_n = uG_p = 4 \cdot 3,2 = 12,8 \text{ кг/с}$ .

**Решение.** Определяем  $v_n/v_p$  по (4.12):

$$\frac{v_n}{v_p} = \frac{10}{1} \frac{300}{400} = 7,5.$$

Находим  $T_c$  по (2.29):  $T_c = (400 + 4 \cdot 300)/5 = 320 \text{ К}$ .

Находим  $v_c/v_p$  по (4.11): поскольку  $p_c$  заранее не известно, задаемся предварительно  $p_c = 1,1 p_n$ :

$$\frac{v_c}{v_p} = \frac{10}{1,1} \frac{320}{400} = 7,25.$$

Определяем оптимальное значение  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  по (4.20):  $a = 0,48$ ;  $b = -25,1$ ;  $c = 82,5$ ;  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = (25,1 + \sqrt{630 - 158})/0,96 = 48$ .

Определяем  $n = f_3/f_{n2}$  по (4.19):

$$n = \frac{f_3}{f_{n2}} = \frac{48}{48 - \frac{1}{0,519}} = 1,04.$$

Определяем достижимое давление сжатия по (4.21):

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{1,4}{2 \cdot 2,4} \frac{1}{0,1} \frac{(0,95 \cdot 0,975 \cdot 1,7)^2}{\left[ \left( \frac{1}{0,9} - 0,5 \right) \cdot 7,25 \cdot 5^2 - (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \cdot 7,5 \cdot 1,04 \cdot 4^2 \right]} = 0,122.$$

$$p_c/p_n = 1,122;$$

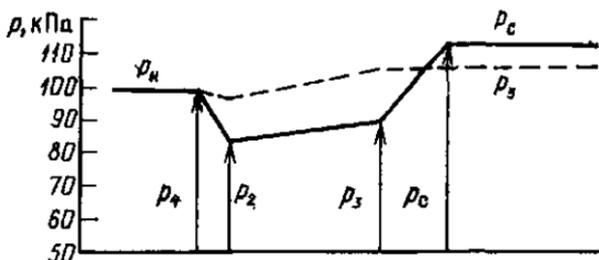
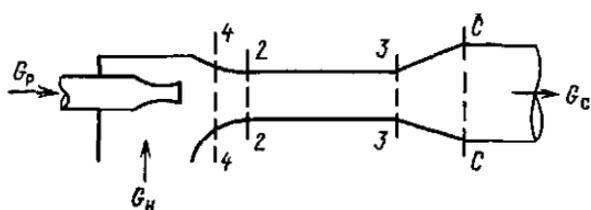
$$p_c = 0,1122 \text{ МПа} = 112,2 \text{ кПа}.$$

Определяем давление инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения.

По (4.39)

$$\frac{\Delta p_k}{p_n} = \frac{0,5 \cdot 1,4 \cdot 0,634 \cdot 0,528 \cdot 7,5}{0,925^2 \cdot 0,1 \left( 48 - \frac{1}{519} \right)^2} 4^3 = 0,155;$$

Рис. 4.7. Изменение давления вдоль проточной части струйного инжектора (приемной камеры, камеры смешения, диффузора)



$$\frac{p_2}{p_H} = 1 - \frac{\Delta p_K}{p_H} = 1 - 0,155 = 0,845;$$

$$p_2 = 0,845 \text{ МПа} = 84,5 \text{ кПа.}$$

Определяем давление смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения.

По (4.43)

$$\frac{\Delta p_D}{\Delta p_K} = \left(\frac{5}{4}\right)^2 \frac{7,25}{7,5} = 1,51;$$

$$\frac{\Delta p_D}{p_H} = \frac{\Delta p_K}{p_H} 1,51 = 0,155 \cdot 1,51 = 0,232;$$

$$\frac{p_3}{p_H} = \frac{p_c}{p_H} - \frac{\Delta p_D}{p_H} = 1,122 - 0,232 = 0,89; \quad p_3 = 0,89 \text{ МПа} = 89 \text{ кПа.}$$

На рис. 4.7 показано изменение давления вдоль приемной камеры, камеры смешения и диффузора струйного инжектора при расчетном режиме. Определим КПД инжектора по (1.48) и (1.496).

Удельная эксергия рабочего потока

$$e_p = 1(400 - 293) \left(1 - \frac{293}{344}\right) + 0,287 \cdot 293 \ln 10 = 209,5 \text{ кДж/кг};$$

$$T_{\text{ср. р}} = \frac{400 - 293}{\ln \frac{400}{293}} = 344 \text{ К.}$$

Удельная эксергия сжатого потока

$$e_c = 1(320 - 293) \left(1 - \frac{293}{306}\right) + 0,287 \cdot 293 \ln 1,122 = 10,8 \text{ кДж/кг};$$

$$T_{\text{ср. с}} = \frac{320 - 293}{\ln \frac{320}{293}} = 306 \text{ К.}$$

Удельная энергия инжектируемого потока

$$e_{\text{н}} = 1 (300 - 293) \left( 1 - \frac{293}{296} \right) + 0,287 \cdot 293 \ln 1 = 0,07 \text{ кДж/кг};$$

$$T_{\text{ср. н}} = \frac{300 - 293}{\ln \frac{300}{293}} = 296 \text{ К.}$$

Коэффициент полезного действия инжектора

$$\eta = \frac{4(10,8 - 0,07)}{209,5 - 10,8} = 0,216.$$

Рассчитываем характеристику выбранного инжектора по формуле (4.9). При этом учитываем, что

$$\frac{f_{\text{р1}}}{f_{\text{з}}} = \frac{f_{\text{р1}}}{f_{\text{р*}}} \frac{f_{\text{р*}}}{f_{\text{з}}} = \frac{1}{q_{\text{р. н}}} \frac{f_{\text{р*}}}{f_{\text{з}}} = \frac{1}{0,519} \frac{1}{48} = 0,04;$$

$$\frac{f_{\text{р*}}^2}{f_{\text{з}} f_{\text{нз}}} = \frac{f_{\text{р*}}}{f_{\text{з}}} \frac{f_{\text{р*}}}{f_{\text{з}} - f_{\text{р1}}} = \frac{f_{\text{р*}}}{f_{\text{з}}} \frac{f_{\text{р*}}/f_{\text{з}}}{1 - (f_{\text{р1}}/f_{\text{з}})} = \frac{1}{48} \frac{1/48}{1 - 0,04} = 0,000452.$$

Результаты расчета приведены в табл. 4.2.

Для того чтобы показать влияние  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}}$  на характеристику инжектора, в табл. 4.2 приведены также значения  $\Delta p_{\text{с}}/p_{\text{н}}$  при отношениях сечений  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 50$  и  $45$ , т. е. отличных от оптимального.

При коэффициенте инжекции  $u = 4$  наибольший перепад давлений  $\Delta p_{\text{с}}$  создает инжектор с оптимальным отношением  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 48$ . При этом же коэффициенте инжекции и других отношениях  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}}$ , а именно при  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 50$  и  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 45$ , перепад давлений, создаваемый инжектором, несколько ниже, чем при  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 48$ .

Инжектор, имеющий меньшее отношение  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}}$ , например  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 45$ , создает больший перепад давлений при малых коэффициентах инжекции (в данном случае при  $u = 0 \div 3,0$ ). Наоборот, инжектор, имеющий большее отношение сечений  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}}$ , например  $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}} = 50$ , создает больший перепад давлений при больших коэффициентах инжекции (в данном случае при  $u = 5 \div 6$ ).

Т а б л и ц а 4.2. Значения  $\Delta p_{\text{с}}/p_{\text{н}}$

Отноше- ние сечений $f_{\text{з}}/f_{\text{р1}}$	Коэффициент инжекции						
	0	1	2	3	4	5	6
50	0,224	0,206	0,184	0,156	0,121	0,076	0,02
48	0,233	0,214	0,190	0,162	0,122	0,070	0
45	0,248	0,226	0,199	0,165	0,120	0,055	-0,024

Рис. 4.8. Характеристики  $\Delta p_c/p_n = f(u)$  струйного инжектора при различных значениях геометрического параметра  $f_3/f_{p*}$ :

рабочая в инжектируемая среда — воздух;  
 $\Pi_{p_n} = 0.1$ ;  $T_n/T_p = 0.75$

На рис. 4.8 приведены характеристики  $\Delta p_c/p_n = f(u)$  инжектора при трех значениях геометрического параметра аппарата  $f_3/f_{p*} = 50$ , 48 и 45. На этом же рисунке штриховой линией представлена характеристика  $\Delta p_3/p_n$  струйного инжектора без диффузора при  $f_3/f_{p*} = 0.48$ . Характеристика построена по (4.15).

Определим основные размеры инжектора. Критическая скорость рабочего потока по (1.10)

$$a_{p*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{2,4} \cdot 287 \cdot 400} = 366 \text{ м/с.}$$

Критическое сечение рабочего сопла по (2.426)

$$f_{p*} = \frac{3,2 \cdot 336}{1,4 \cdot 0,528 \cdot 10^6} = 0,001584 \text{ м}^2 = 1584 \text{ мм}^2;$$

$$d_{p*} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 1584} = 44,9 \text{ мм.}$$

Выходное сечение сопла  $f_{p1} = f_{p*}/q_{p,n} = 1584/0,519 = 3052 \text{ мм}^2$ ;

$$d_1 = \sqrt{(4/\pi) \cdot 3052} = 62,4 \text{ мм.}$$

Сечение камеры смешения  $f_3 = 48 f_{p*} = 48 \cdot 1584 = 76 \text{ 032 мм}^2$ ;

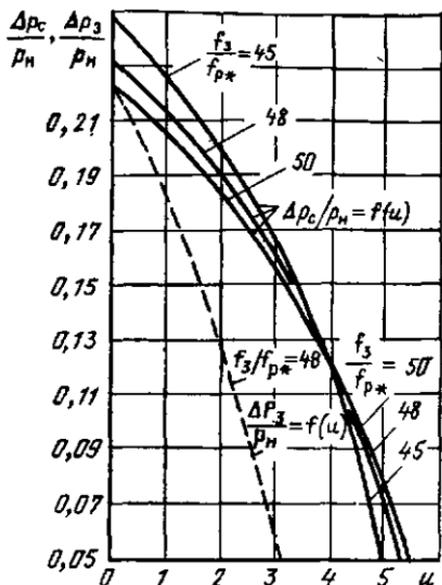
$$d_3 = \sqrt{(4/\pi) \cdot 76 \text{ 032}} = 311 \text{ мм.}$$

Длина свободной струи

$$l_{c1} = \frac{0,37 + 4}{4 \cdot 4 \cdot 0,08} \cdot 62,4 = 775 \text{ мм}$$

Диаметр свободной струи  $d_4$  на расстоянии 775 мм от выходного сечения сопла по (2.57)  $d_4 = 1,55 \cdot 62,4 \cdot 5 = 484 \text{ мм}$ .

Так как  $d_4 = 484 \text{ мм}$  больше  $d_3 = 311 \text{ мм}$ , то входной участок камеры смешения выполняется в виде конического перехода, на котором диаметр изменится от 484 до 311 мм. При угле раствора  $90^\circ$  длина входного участка камеры смешения  $l_{c2} = 484 - 311 = 173 \text{ мм}$ . Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения  $l_c = l_{c1} + l_{c2} = 775 + 173 = 948 \text{ мм}$ . Длина цилиндрической камеры смешения по (2.60)  $l_k = 7 \cdot 311 = 2177 \text{ мм}$ . Общий вид газоструйного инжектора показан на рис. 4.9.



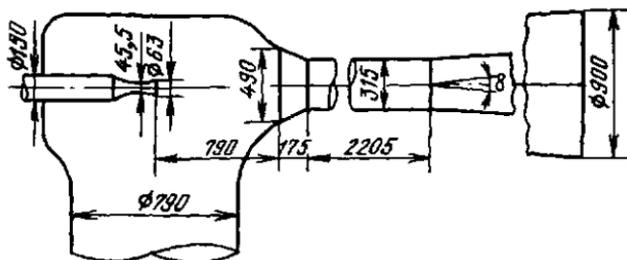


Рис. 4.9. Общий вид газоструйного инжектора

**Пример 4.3.** Для условий, указанных в примере 4.2, определить достижимый перепад давлений  $\Delta p_3$  в струйном инжекторе без диффузора.

**Решение.** Определяем оптимальное отношение  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  по (4.20) и (4.25):

$$a = 0,95 \cdot 0,975 \cdot 0,519 = 0,48;$$

$$b = - (0,95 \cdot 0,975 + 2 \cdot 0,193 [7,8 \cdot 5^2 (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \cdot 7,5 \cdot 4^2]) = - 57,6;$$

$$c = 2 \frac{0,193}{0,570} 7,8 \cdot 5^2 = 145;$$

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \frac{57,6 + \sqrt{57,6^2 - 4 \cdot 0,48 \cdot 145}}{2 \cdot 0,48} = 117.$$

Определяем достижимый относительный перепад давлений  $\Delta p_3/p_H$  по (4.15). Предварительно находим  $f_{p*}/f_3 = 0,00855$ ;  $f_{p1}/f_{p*} = 1/q_{p,H} = (1/0,519) = 1,9268$ ;  $f_{p*}/f_{H3} = f_{p*}/(f_3 - f_{p1}) = 1/((f_3/f_{p*}) - (f_{p1}/f_{p*})) = 1/(117 - 1,927) = 0,00869$ ;  $\Delta p_3/p_H = 10 \cdot 0,00855 [0 \cdot 1,927 + 0,95 \cdot 0,975 \cdot 0,740 \cdot 1,7 + (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) \times \times 0,470 \cdot 7,5 \cdot 0,00869 \cdot 4^2 - 0,470 \cdot 7,25 \cdot 0,00855 \cdot 5^2] = 0,0542$ .

Из сравнения полученного относительного перепада давлений  $\Delta p_3/p_H$  с относительным перепадом давлений  $\Delta p_c/p_H$  (см. пример 4.2) видно, что при отказе от диффузора относительный перепад давлений снизился в  $\Delta p_c/\Delta p_3 = = 0,122/0,0542 = 2,25$  раза.

При работе без диффузора  $p_3 = p_H \cdot 1,0542 = 0,1054$  МПа = 105 кПа.

Относительный перепад давлений инжектируемого потока на входном участке камеры смешения по (4.39)

$$\frac{\Delta p_K}{p_H} = \frac{0,5 \cdot 1,4 \cdot 0,634 \cdot 0,528 \cdot 7,5}{0,925^3 \cdot 0,1 \left(117 - \frac{1}{0,519}\right)^2} 4^2 = 0,0248;$$

$$p_2/p_H = 1 - (\Delta p_K/p_H) = 1 - 0,0248 = 0,9752;$$

$$p_2 = 0,1 \cdot 0,975 = 0,0975 \text{ МПа} = 97,5 \text{ кПа}.$$

На рис. 4.7 штриховой линией показан характер изменения давления в прочной части струйного инжектора без диффузора.

### 5.1. Характеристики струйных насосов

Струйными насосами называются струйные аппараты, в которых обе взаимодействующие среды и смешанная среда могут считаться неупругими.

Уравнение характеристики струйных насосов может быть получено как на основе уравнения характеристики струйных компрессоров или газоструйных инжекторов путем введения в него условия неупругости всех взаимодействующих сред ( $k_p = k_n = k_c = \infty$ ), так и путем непосредственного вывода этого уравнения на основе закона импульсов. При использовании уравнения газоструйных компрессоров требуется вводить в уравнение характеристики струйного насоса уточнение, так как при выводе исходного уравнения характеристики газоструйного компрессора расход рабочей среды через сопло принимался не зависящим от коэффициента скорости сопла [см. (2.42)]. Для газоструйных аппаратов такое допущение не приводит к практически заметной ошибке, так как основные потери имеют обычно место в расширяющейся части рабочего сопла. Наличие потерь в сопле ( $\varphi_1 < 1$ ) приводит к снижению выходной скорости рабочего потока из сопла, что учитывается введением в расчет коэффициента скорости  $\varphi_1 < 1$ , но не отражается на значении расхода.

В струйных насосах такое допущение приводит к более существенной погрешности, так как расход неупругой рабочей среды через сопло прямо пропорционален коэффициенту скорости рабочего сопла:

$$G_p = \varphi_1 f_{p1} \sqrt{2\Delta p_p / v_p}. \quad (5.1)$$

Более точное уравнение характеристики струйных насосов может быть выведено непосредственно на основе закона импульсов, примененного к неупругим средам. Ниже приводится вывод такого уравнения.

На рис. 5.1 показана принципиальная схема струйного насоса. Уравнение импульсов для цилиндрической камеры смешения имеет вид

$$\begin{aligned} \varphi_2 [G_p \omega_{p1} + G_n \omega_{n2}] - (G_p + G_n) \omega_3 &= (\rho_3 - \rho_{n2}) f_{n2} + (\rho_3 - \rho_{p1}) f_{p1} = \\ &= \rho_3 f_3 - \rho_{n2} f_{n2} - \rho_{p1} f_{p1}, \end{aligned} \quad (5.2)$$

где  $\omega_{p1}$  — скорость рабочего потока на выходе из сопла;  $\omega_{n2}$  — скорость инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения, м/с;  $\omega_3$  — скорость смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, м/с;  $G_p$ ,  $G_n$  — расходы рабочей и инжектируемой среды, кг/с;  $p_{p1}$ ,  $p_{n2}$ ,  $p_3$  — давления в выходном сечении рабочего сопла, во входном сечении камеры смешения и в выходном сечении камеры смешения, Па;  $f_{p1}$ ,  $f_{n2}$ ,  $f_3$  — площадь выходного сечения рабочего

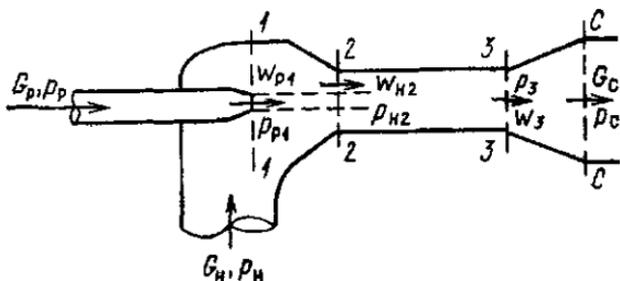


Рис. 5.1. Принципиальная схема струйного насоса

сопла, инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения, выходного сечения камеры смешения, м<sup>2</sup>;  $f_{н2} = f_3 - f_{p1}$ ;  $\varphi_2$  — коэффициент скорости камеры смешения.

Скорости рабочего, инжектируемого и смешанного потоков соответственно

$$\left. \begin{aligned} w_{p1} &= G_p v_p / f_{p1}; & w_{н2} &= G_n v_n / f_{н2}; \\ w_3 &= (G_p + G_n) v_c / f_3, \end{aligned} \right\} \quad (5.2a)$$

где  $v_p$ ,  $v_n$ ,  $v_c$  — удельные объемы рабочей, инжектируемой и смешанной сред, м<sup>3</sup>/кг.

Давления

$$p_3 = p_c - w_3^2 \varphi_3^2 / (2v_c); \quad p_{н2} = p_n - w_{н2}^2 / (2\varphi_4^2 v_n); \quad p_{p1} = p_p - w_{p1}^2 / (2\varphi_1^2 v_p), \quad (5.3)$$

где  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p_c$  — давления рабочего и инжектируемого потоков перед струйным аппаратом и смешанного потока на выходе из диффузора, Па;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_4$ ,  $\varphi_3$  — коэффициенты скорости сопла, входного участка камеры смешения, диффузора.

Из совместного решения (5.1) — (5.3) следует

$$\begin{aligned} \Delta p_c f_3 - \Delta p_p f_{p1} &= \frac{G_p^2 v_p}{f_{p1}} \left( \varphi_2 - \frac{1}{2\varphi_1^2} \right) + \frac{G_n^2 v_n}{f_{н2}} \left( \varphi_2 - \frac{1}{2\varphi_4^2} \right) - \\ &\quad - \frac{(G_p + G_n)^2}{f_3} v_c \left( 1 - \frac{\varphi_3^2}{2} \right), \end{aligned} \quad (5.4)$$

В результате деления обеих частей уравнения (5.4) на  $G_p^2 = \varphi_1^2 (2\Delta p_p f_{p1}^2 / v_p)$  и соответствующих преобразований выводится уравнение характеристики струйного насоса:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} &= \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[ 2\varphi_2 + \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{н2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \times \right. \\ &\quad \left. \times \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u)^2 \right], \end{aligned} \quad (5.5a)$$

где  $\Delta p_c = p_c - p_n$ ;  $\Delta p_p = p_p - p_n$ ;  $f_{n2} = f_3 - f_{p1}$ ;  $f_{p1}/f_{n2} = f_{p1}/(f_3 - f_{p1}) = 1/(f_3/f_{p1} - 1)$ .

При рекомендуемых на основе проведенных экспериментальных исследований значениях коэффициентов скорости  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ ;  $\varphi_4 = 0,925$  уравнение приводится к следующему виду:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_3} \left[ 1,76 + 0,7 \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - 1,07 \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u)^2 \right]. \quad (5.5б)$$

В частном случае при  $v_p = v_n = v_c$  уравнение характеристики принимает вид

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[ 2\varphi_2 + \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u)^2 \right] \quad (5.5в)$$

Уравнение (5.5) показывает, что при заданном  $u$  перепад давлений, создаваемый струйным насосом,  $\Delta p_c = p_c - p_n$  прямо пропорционален располагаемому перепаду давлений рабочего потока  $\Delta p_p = p_p - p_n$ .

Отношение  $\Delta p_c/\Delta p_p$  называется относительным перепадом давлений, создаваемым струйным насосом. Как видно из (5.5), он зависит от отношения сечений проточной части аппарата ( $f_{p1}/f_3$ ), коэффициентов скорости отдельных элементов аппарата ( $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ ), коэффициента инжекции  $u$  и не зависит от абсолютного значения располагаемого перепада давлений рабочего потока  $\Delta p_p$ .

При выводе уравнения (5.5) было принято, что сечение рабочего потока остается неизменным на участке между выходным сечением сопла и входным сечением цилиндрической камеры смешения, т. е.  $f_{p1} = f_{p2} = \text{const}$ . Это допущение позволило значительно упростить вид уравнения характеристики (5.5).

При геометрических параметрах водоструйных насосов, широко применяемых на практике, когда  $f_3/f_{p1} \geq 4,0$ , уравнение (5.5) обеспечивает достаточно высокую точность получаемых результатов на всем диапазоне рабочего участка характеристики, т. е. в пределах ее изменения от  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{u=0}$  до  $\Delta p_c/\Delta p_p = 0$ .

Однако в ряде случаев приходится рассчитывать высоконапорные струйные насосы, у которых  $f_3/f_{p1} < 4,0$ . При расчете таких насосов уравнение (5.5) дает завышенное значение  $\Delta p_c/\Delta p_p$  в области повышенных значений  $u$ . Поэтому расчет характеристики струйных насосов при  $f_3/f_{p1} < 4,0$  должен проводиться по более точному уравнению, учитывающему изменение сечения рабочего потока на входном участке камеры смешения ( $f_{p2} < f_{p1}$ ), вызванное снижением статического давления на этом участке ( $p_2 < p_n$ ).

Это уравнение записывается так:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_s} \left[ 2\varphi_2 \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2\varphi_2 \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \times \right. \\ \left. \times \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_s} (1 + u)^2 \right] - \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}, \quad (5.6)$$

где  $\Delta p_k = p_n - p_2$  — снижение статического давления на входном участке камеры смешения;  $p_2 = p_{p2} = p_{n2}$  — статическое давление во входном сечении цилиндрической камеры смешения;

$$\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} = \frac{\varphi_1^2}{\varphi_4^2} \frac{v_n}{v_p} u^2 \left[ \frac{f_s}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + (\Delta p_k / \Delta p_p)}} \right]^2; \quad (5.7)$$

$$f_{p1}/f_{p2} = \sqrt{1 + \Delta p_k / \Delta p_p}; \quad (5.8)$$

$$\frac{f_{p1}}{f_{n2}} = 1 / \left( \frac{f_s}{f_{p1}} - \frac{f_{p2}}{f_{p1}} \right). \quad (5.9)$$

В (5.6) отношения сечений  $f_{p1}/f_{p2}$  и  $f_{p1}/f_{n2}$  являются величинами переменными, зависящими от коэффициента инжекции  $u$ .

При расчете характеристики по уравнению (5.6) предварительно для каждого значения  $u$  определяют значения  $\Delta p_k / \Delta p_p$ ,  $f_{p1}/f_{p2}$ ,  $f_{p1}/f_{n2}$  по уравнениям (5.7) — (5.9), а затем найденные значения подставляют в уравнение (5.6).

Струйный насос при  $u = 0$  развивает максимальный относительный перепад давлений, определяемый по формуле

$$\left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{\max} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_s} \left[ 2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_s} \right]. \quad (5.10)$$

Уравнение характеристики струйных насосов без диффузоров имеет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_s} \left[ 2\varphi_2 - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - 2 \times \right. \\ \left. \times \frac{v_c}{v_p} \frac{f_{p1}}{f_s} (1 + u)^2 \right], \quad (5.11)$$

где  $\Delta p_3 = p_3 - p_n$ ;  $p_3$  — давление в выходном сечении камеры смешения аппарата.

Как видно из (5.5) — (5.11), характеристики струйных насосов, так же как и характеристики струйных компрессоров, эжекторов и инжекторов, зависят от отношения основных сечений проточной части аппарата, а не от абсолютных размеров этих сечений.

Определяющим геометрическим параметром струйных насосов является  $f_3/f_{p1}$  — отношение площади сечения камеры смешения к выходному сечению рабочего сопла.

Струйные насосы, имеющие различные абсолютные размеры, но одинаковое отношение сечений  $f_3/f_{p1}$ , подобны, т. е. имеют одинаковые характеристики, если только число  $Re$  рабочей жидкости, вытекающей из сопла, находится в одной и той же автомодельной области. При малом отношении  $f_3/f_{p1}$  струйные насосы являются высоконапорными. Они создают большой относительный перепад давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , но не могут развивать больших коэффициентов инжекции.

При увеличении отношения  $f_3/f_{p1}$  снижается относительный перепад давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , развиваемый насосом, но растет коэффициент инжекции  $u$ .

Аналогично струйным компрессорам совершенство струйных насосов может определяться по значению КПД. В применении к струйным насосам выражение (1.48) для КПД струйного аппарата имеет следующий вид:

$$\eta = u \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p - \Delta p_c} = u \left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right) / \left( 1 - \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right). \quad (5.12)$$

При КПД, равном единице, и заданном значении относительного перепада давлений коэффициент инжекции струйного насоса

$$u' = \left( 1 - \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right) / \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}. \quad (5.13)$$

При КПД, равном единице, и заданном коэффициенте инжекции относительный перепад давлений

$$(\Delta p_c/\Delta p_p)' = 1/(1 + u). \quad (5.14)$$

При заданном относительном перепаде давлений КПД струйного насоса может быть также определен по формуле

$$\eta = u/u', \quad (5.15)$$

где  $u$  — действительный коэффициент инжекции;  $u'$  — коэффициент инжекции, подсчитанный по (5.13).

## 5.2. Определение достижимых параметров и оптимального отношения сечений $f_3/f_{p1}$ струйных насосов

Зависимости для расчета достижимых параметров и оптимального отношения сечений струйных насосов могут быть выведены на основе уравнения характеристики этих аппаратов.

При заданном значении  $\Delta p_p = (p_p - p_n)$  и заданном коэффициенте инжекции  $u$  оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  соответствует максимальному значению перепада давлений  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ , развиваемого струйным насосом.

На основании (5.5а) из условия  $d\Delta p_c/d(f_{p1}/f_3) = 0$  находится оптимальное отношение сечений для струйных насосов с диффузорами:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{(2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_p} nu^2}{\varphi_1}, \quad (5.16)$$

где

$$n = \frac{f_3}{f_{n2}} = \frac{f_3}{f_{p1}} / \left(\frac{f_3}{f_{p1}} - 1\right). \quad (5.17)$$

При выводе уравнения (5.16) при проведении дифференцирования отношение  $f_3/f_{n2}$  принято для упрощения за постоянную величину, так как в области  $f_3/f_{p1} \geq 4$  отношение  $f_3/f_{n2}$  изменяется значительно медленнее, чем  $f_3/f_{p1}$ . Так, при изменении  $f_3/f_{p1}$  от 4 до 20, т. е. в 5 раз, отношение  $f_3/f_{n2}$  изменяется от 1,33 до 1,05, т. е. в 1,26 раза.

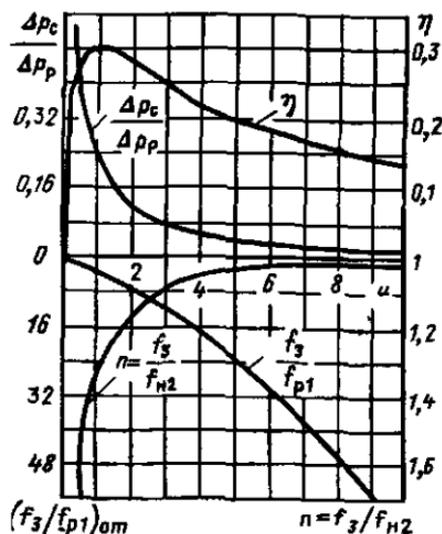
Как видно из (5.16), оптимальное отношение сечений струйного насоса  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  не зависит от коэффициента скорости рабочего сопла  $\varphi_1$ , но, как видно из (5.5а), достижимый относительный перепад давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$  прямо пропорционален квадрату коэффициента скорости рабочего сопла  $\varphi_1^2$ .

Так как при расчете  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  по уравнению (5.16) значение  $n$  заранее не известно, то им предварительно задаются, а затем уточняют по найденному значению  $f_3/f_{p1}$ .

Значения  $n$ , соответствующие оптимальным размерам аппарата, приведены на рис. 5.2.

Зависимость  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  и  $n$  от  $u$  приведена ниже:

$u$ . . . . .	0	1	2	3	4	5	6	10
$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ . . . . .	1,11	3,8	7,25	11,6	16,9	23,2	30,3	66,4
$n$ . . . . .	10	1,36	1,16	1,09	1,07	1,04	1,03	1,02



Можно также вывести зависимость для однозначного определения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ , в которую значение  $n$  не входит.

Такая зависимость, полученная путем совместного решения уравнений (5.16) и (5.17), имеет следующий вид:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (5.18)$$

Рис. 5.2. Зависимость  $\Delta p_c/\Delta p_p$ ,  $f_3/f_{p1}$ ,  $n$ ,  $\eta$  от коэффициента инжекции струйного насоса

$$\text{где } a = \varphi_2; \quad b = - \left[ \varphi_2 + (2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2 - \right. \\ \left. - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_n}{v_p} u^2 \right]; \quad c = (2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2.$$

При имеющих обычно место одинаковых удельных объемах взаимодействующих потоков ( $v_p = v_n = v_c$ ) и рекомендованных выше значениях коэффициентов скорости ( $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,9$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ )  $a = 0,975$ ;  $b = - [0,975 + 1,19 (1 + u)^2 - 0,78 u^2]$ ;  $c = 1,19 (1 + u)^2$ .

Ниже, а также на рис. 5.2 приведена зависимость  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  и  $n$  от расчетного коэффициента инжекции для вышеуказанных условий.

Уравнения (5.16) и (5.18) показывают, что при постоянных коэффициентах скорости оптимальное отношение сечений  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  зависит только от расчетного коэффициента инжекции струйного насоса. С увеличением  $u$  растет  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ . Минимальное значение  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  соответствует  $u = 0$ .

При расчетных коэффициентах инжекции  $u = 1 \div 4$  оптимальное значение  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  можно приближенно определить по формуле

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} \approx 3,9u. \quad (5.19)$$

При подстановке  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  в уравнение характеристики насоса (5.5) находят достижимый перепад давлений  $\Delta p_c$  насоса.

Из совместного решения (5.16) и (5.5) выводится также выражение для непосредственного расчета достижимого относительного перепада давлений струйного насоса без необходимости предварительного расчета  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ :

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{(2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2 - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_n}{v_p} u^2}. \quad (5.20a)$$

Значения  $n$  приведены ниже и на рис. 5.2.

В частном случае при  $v_p = v_n = v_c$  и рекомендованных выше коэффициентах скорости достижимый перепад давлений струйного насоса

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{1}{1,39 (1 + u)^2 - 0,91nu^2}. \quad (5.20b)$$

На рис. 5.2 нанесена зависимость  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$ , подсчитанная по (5.20). Эта зависимость показывает достижимый относительный перепад давлений в струйном насосе при оптимальном отношении сечений для каждого значения  $u$ .

На этом же рисунке нанесены достижимые значения КПД струйного насоса при оптимальном отношении сечений  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ , подсчитанные по (5.12).

Как видно из рис. 5.2, максимальный КПД струйного насоса  $\eta = 0,3$  достигается при  $u = 1$ . Как в области малых ( $u < 1$ ), так и в области больших ( $u > 1$ ) коэффициентов инжекции КПД струйного насоса ниже максимального.

Снижение КПД насоса в области  $u < 1$  объясняется тем, что при уменьшении  $u$  уменьшается полезная работа насоса [см. (5.12)]. При  $u = 0$   $\eta = 0$  независимо от  $\Delta p_3/\Delta p_p$ .

Снижение КПД насоса с ростом  $u$  в области  $u > 1$  объясняется тем, что доля подведенной кинетической энергии, теряемой на удар, т. е. относительная потеря на удар, пропорциональна отношению  $u/(1+u)$  [см (1.86)].

Аналогично на основе (5.11) из условия  $d(\Delta p_3)/d(f_{p1}/f_3) = 0$  выводится уравнение для расчета оптимального отношения сечений струйных насосов без диффузоров:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2 \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_H}{v_p} \pi u^2}{\varphi_2} \quad (5.21)$$

Из сравнения (5.21) и (5.16) видно, что при одинаковых коэффициентах инжекции ( $u = \text{idem}$ ) оптимальное отношение сечений  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  в струйных насосах без диффузоров больше, чем в струйных насосах с диффузорами. Отсюда следует также, что  $n = f_3/f_{p2}$  в струйных насосах без диффузоров меньше, чем в насосах с диффузорами, поскольку, как видно из (5.17), с увеличением  $f_3/f_{p1}$  значение  $n$  уменьшается.

Зависимость  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  и  $n$  от коэффициента инжекции для бездиффузорных струйных насосов приведена ниже:

$u$ . . . . .	0	1	2	3	4	5	6	10
$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ . . . . .	2,1	7,3	15,1	25,4	38,0	53,5	71,5	168
$n$ . . . . .	1,91	1,16	1,07	1,04	1,03	1,02	1,05	1,005

При подстановке значения  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  в уравнение характеристики бездиффузорного насоса (5.11) находят достижимый относительный перепад давлений.

Из совместного решения уравнений (5.21) и (5.11) выводится выражение для непосредственного расчета достижимого относительного перепада давлений бездиффузорных насосов без необходимости предварительного расчета  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ :

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{2 \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_H}{v_p} \pi u^2} \quad (5.22)$$

Значения  $n$  приведены выше.

Из сравнения уравнений (5.22) и (5.20) видно, что при одинаковых коэффициентах инжекции достижимый перепад давлений в струйных

насосах без диффузоров ( $\Delta p_3/\Delta p_p$ ) меньше, чем в струйных насосах с диффузорами.

Отношение достижимых перепадов давлений в бездиффузорных насосах к достижимому перепаду насосов с диффузорами

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_c} = \frac{(2 - \varphi_3)^2 \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_p} nu^2}{2 \frac{v_c}{v_p} (1 + u)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_p} nu^2} \quad (5.23)$$

Максимальное значение  $\Delta p_3/\Delta p_c$  имеет место при  $u = 0$ . В этом случае  $\Delta p_3/\Delta p_c = (2 - \varphi_3^2)/2 \approx 0,6$ .

С увеличением коэффициента инжекции значение  $\Delta p_3/\Delta p_c$  снижается. При  $u = \infty$

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_c} = \frac{(2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_p} n}{2 \frac{v_c}{v_p} - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_p} n} \approx 0,33.$$

Как видно из приведенных данных, при одинаковых коэффициентах инжекции, одинаковых располагаемых перепадах давлений рабочего потока  $\Delta p_p$  и установке аппаратов с оптимальными геометрическими размерами перепад давлений, создаваемый струйным насосом без диффузора, меньше перепада давлений, создаваемого насосом с диффузором, на 40—70 %. Диффузор является весьма эффективной частью струйного насоса. Отказ от установки диффузора, как видно из приведенных данных, приводит к существенному снижению достижимого перепада давлений.

Формулами (5.20) и (5.22) пользуются в том случае, когда задан коэффициент инжекции  $u$  и требуется определить достижимый перепад давлений в струйном насосе  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ . Если заданы  $\Delta p_c$  или  $\Delta p_3$ , а искомой величиной является достижимый коэффициент инжекции  $u$ , то для решения этой задачи целесообразно преобразовать вышеприведенные уравнения, приведя их к явному виду относительно искомой величины.

Из совместного решения уравнений (5.16) и (5.20), а также (5.21) и (5.22) выводятся расчетные зависимости для определения оптимального отношения сечений по заданному относительному перепаду давлений, создаваемому струйным насосом.

Для струйных насосов с диффузорами

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = \varphi_1^2 \varphi_2 (\Delta p_p/\Delta p_c). \quad (5.24a)$$

При  $\varphi_1 = 0,95$  и  $\varphi_2 = 0,975$

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = 0,88 (\Delta p_p/\Delta p_c). \quad (5.24б)$$

Для бездиффузорных насосов

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = \varphi_1^2 \varphi_2 (\Delta p_p / \Delta p_s). \quad (5.25a)$$

При  $\varphi_1 = 0,95$  и  $\varphi_2 = 0,975$

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = 0,88 (\Delta p_p / \Delta p_s). \quad (5.25b)$$

Сравнение (5.24) и (5.25) показывает, что одинаковым относительным расчетным перепадам струйных насосов с диффузорами и без диффузоров  $\Delta p_c / \Delta p_p = \Delta p_3 / \Delta p_p$  соответствует одинаковое оптимальное отношение сечений  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = \text{idem}$ .

Достижимый коэффициент инжекции струйного насоса находится по уравнению

$$u = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (5.26)$$

где

$$\left. \begin{aligned} a &= (2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_B}{v_p} n; \\ b &= 2(2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p}; \\ c &= - \left[ \varphi_1^2 \varphi_2^2 \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} - (2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (5.27)$$

Для струйных насосов без диффузоров принимают в уравнениях (5.27)  $\varphi_3 = 0$ .

При расчете достижимого коэффициента инжекции по (5.26) значение  $n$  определяется по (5.17) по известному значению  $f_3/f_{p1}$ , найденному по (5.24) или (5.25).

На рис. 5.3 показана расчетная кривая достижимых параметров  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$  для струйных насосов с диффузорами, построенная с помощью (5.18) — (5.20). На том же рисунке по данным эксперимента нанесены характеристики водоструйных насосов с различным отношением сечений  $f_3/f_{p1}$ .

Как видно из рис. 5.3, кривая оптимальных параметров является огибающей семейства характеристик водоструйных насосов с различным отношением  $f_3/f_{p1}$  и касается этих характеристик в точках, соответствующих оптимальным режимам их работы.

В некоторых случаях представляет интерес определение расчетным путем параметров потоков в характерных сечениях насосов с заданными геометрическими размерами при известных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом. Эта задача может быть решена с помощью следующих формул.

Относительный перепад давлений инжектируемого потока на входном участке камеры смешения насоса определяется по (5.7). Давление инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры

смешения  $p_2 = p_H - \Delta p_K$ . Относительный перепад давлений в диффузоре струйного насоса

$$\frac{\Delta p_K}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \varphi_3^2 \frac{v_c}{v_0} \left( \frac{f_{p1}}{f_3} \right)^2 (1+u)^2. \quad (5.28)$$

Давление смешанного потока в выходном сечении камеры смешения

$$p_3 = p_c - \Delta p_K. \quad (5.29)$$

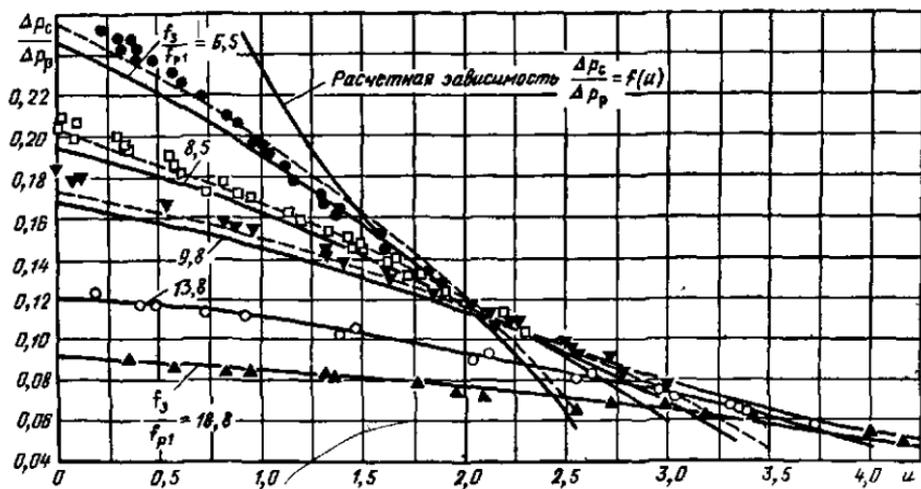


Рис. 5.3. Характеристики элеватора  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  при различных  $f_3/f_{p1}$ :

— расчетные характеристики при  $\varphi_1 = 0,95$ ,  $\varphi_2 = 0,975$ ,  $\varphi_3 = 0,9$ ,  $\varphi_4 = 0,925$ ; — — — расчетные характеристики при  $\varphi_1 = 0,97$ ,  $\varphi_2 = 0,975$ ,  $\varphi_3 = 0,9$ ,  $\varphi_4 = 0,925$ ; опытные точки:  $d_s = 26$  мм,  $l_c = 30$  мм,  $l_K = 100$  мм; ● —  $f_3/f_{p1} = 6,5$ ; □ —  $f_3/f_{p1} = 8,5$ ; ▼ —  $f_3/f_{p1} = 9,8$ ; ○ —  $f_3/f_{p1} = 13,8$ ; ▲ —  $f_3/f_{p1} = 18,8$

**Пример 5.1.** Определить достижимый перепад давлений струйного насоса с диффузором, а также перепады давлений на входном участке камеры смешения и в диффузоре, давление в характерных сечениях струйного насоса, найти оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  и построить характеристику  $(\Delta p_c/\Delta p_p) = f(u)$ .

Расчетные условия: рабочая и инжектируемая среда — вода;  $v_p = v_H = v_c$ . Коэффициент инжекции  $u = 4$ ;  $p_H = 0,2$  МПа = 200 кПа;  $p_p = 1$  МПа;  $\Delta p_H = 0,8$  МПа.

**Решение.** Определяем оптимальное отношение сечений по (5.18):

$$a = 0,975; \quad b = - [0,975 + (2 - 0,9^2)(1 + 4)^2 - (2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,925^2}) \times \\ \times 4^2] = -18,5; \\ c = (2 - 0,9^2) \cdot (1 + 4)^2 = 29,8; \quad f_3/f_{p1} = \\ = \frac{18,5 + \sqrt{18,5^2 - 4 \cdot 0,975 \cdot 29,8}}{2 \cdot 0,975} = 17,2.$$

Определяем  $n = f_3/f_{нз}$  по (5.17):

$$n = 17,2/(17,2 - 1) = 1,06.$$

Определяем достижимый относительный перепад давлений по (5.20а):

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{0,95^2 \cdot 0,975^2}{(2 - 0,9^2)(1 + 4)^2 - \left(2 \cdot 0,975^2 - \frac{1}{0,925^2}\right) \cdot 1,06 \cdot 4^2} = 0,052;$$

$$\Delta p_c = 0,052 \cdot 0,8 = 0,0416 \text{ МПа} = 41,6 \text{ кПа} \approx 42 \text{ кПа}.$$

Давление смешанного потока на выходе из диффузора

$$p_c = p_n + \Delta p_c = 0,2 + 0,052 = 0,252 \text{ МПа} = 252 \text{ кПа}.$$

Определяем относительный перепад давлений инжектируемого потока на входном участке камеры смешения по (5.4):

$$\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} = \frac{0,95^2}{0,925^2} 4^2 / \left[ 17,2 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}}} \right]^2.$$

Методом постепенного приближения находим

$$\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} = 0,064; \Delta p_k = 0,064 \cdot 0,8 = 0,0512 \text{ МПа} = 51,2 \text{ кПа}.$$

Давление инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения

$$p_3 = p_n - \Delta p_k = 200 - 51,2 = 148,8 \text{ кПа} \approx 149 \text{ кПа}.$$

Определяем относительный перепад давлений в диффузоре по (5.28):

$$\Delta p_d/\Delta p_p = 0,95^2 \cdot 0,9^2 \frac{1}{17,2^2} (1 + 4)^2 = 0,0618;$$

$$\Delta p_d = 0,0618 \cdot 0,8 = 0,0494 \text{ МПа} = 49,4 \text{ кПа} \approx 49 \text{ кПа}.$$

Давление смешанного потока в выходном сечении камеры смешения

$$p_3 = p_c - \Delta p_d = 252 - 49 = 203 \text{ кПа}.$$

Перепад давлений в камере смешения насоса

$$p_3 - p_2 = 203 - 149 = 54 \text{ кПа}.$$

Изменение статического давления инжектируемого и смешанного потоков вдоль проточной части струйного насоса при расчетном режиме показано на рис. 5.4.

Рассчитываем характеристику насоса по (5.5). Предварительно находим

$$f_{p1}/f_3 = 0,05814; f_{p1}/f_{нз} = 0,05814/(1 - 0,05814) = 0,06173;$$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 0,95^2 \cdot 0,05814 \left[ 2 \cdot 0,975 + \left( 2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,925^2} \right) \times \right. \\ \left. \times 0,06173 u^2 - (2 - 0,9)^2 \cdot 0,05814(1 + u)^2 \right].$$

Результаты расчета приведены ниже и на рис. 5.5.

Характеристика струйного насоса с диффузором при отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 17,2$  представлена ниже:

$u$	0	1	2	3	4	5	6	7
$\Delta p_c/\Delta p_p$	0,0987	0,0903	0,0798	0,06704	0,0520	0,035	0,016	-0,0061
$\Delta p_c$ , кПа	79	72	64	54	41,6	28	12,8	-5

Для сравнения на рис. 5.5 нанесена также характеристика  $\Delta p_3/\Delta p_p = f(u)$  струйного насоса без диффузора при том же отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 17,2$ . Характеристика построена по (5.11).

■ **Пример 5.2.** Для тех же исходных данных, что и в примере 5.1, определить оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p1}$ , достижимый перепад давлений и построить характеристику для струйного насоса без диффузора. На основе данных [зависимость  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  и  $n$  от  $u$  для диффузорных насосов] оптимальное от-

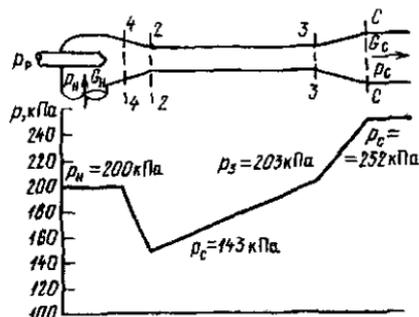


Рис. 5.4. Статическое давление инжектируемой и смешанной среды в проточной части струйного насоса

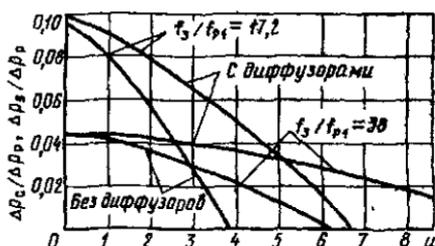


Рис. 5.5. Сопоставление характеристик струйных насосов с диффузорами  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  и без диффузоров  $\Delta p_3/\Delta p_c = f(u)$

ношение сечений  $f_3/f_{p1} = 38$ ;  $n = f_3/f_{n3} = 1,03$ . Достижимый относительный перепад давлений определяется по (5.20):

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = \frac{0,95^2 \cdot 0,975^2}{2(1+4)^2 - \left(2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,925^2}\right) \cdot 1,03 \cdot 4^2} = 0,023;$$

$$\Delta p_3 = 0,023 \cdot 0,8 = 0,0187 \text{ МПа} = 18,7 \text{ кПа} \approx 19 \text{ кПа}.$$

Рассчитываем характеристику насоса по (5.11). Предварительно находим

$$f_{p1}/f_3 = 0,02632; f_{p1}/f_{n3} = \frac{0,02632}{1 - 0,02632} = 0,02703;$$

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_p} = 0,95^2 \cdot 0,02632 \left[ 2 \cdot 0,975 - \left( 2 \cdot 0,975 - \frac{1}{0,925^2} \right) \times \right. \\ \left. \times 0,02703 u^2 - 2 \cdot 0,02632 \cdot (1 + u)^2 \right].$$

Результаты расчета приведены на рис. 5.5 и ниже:

$u$	0	1	2	3	4	5	6
$\Delta p_3/\Delta p_p$	0,045	0,04	0,037	0,031	0,023	0,014	0,003
$\Delta p_3$ , кПа	36	34	30	25	18	11	2,4

Для сравнения на рис. 5.5 нанесена также характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  струйного насоса с диффузором при том же отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 38$ . Характеристика построена по (5.5).

Как видно из рис. 5.5, характеристики струйных насосов  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  или  $\Delta p_3/\Delta p_p = f(u)$  зависят от геометрического параметра насоса  $f_3/f_{p1}$ .

С увеличением геометрического параметра  $f_3/f_{p1}$  характеристики струйных насосов протекают более полого. При этом возрастает предельный коэффициент инжекции, т. е. значение  $u_{\Delta p_c=0}$  или  $u_{\Delta p_3=0}$ , но снижается предельный перепад давлений, т. е. значение  $\Delta p_{c_{u=0}}$  или  $\Delta p_{3_{u=0}}$ .

Характеристики бездиффузорных насосов  $\Delta p_3/\Delta p_p = f(u)$  протекают круче характеристик  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  струйных насосов с диффузорами.

При одном и том же геометрическом параметре  $f_3/f_{p1} = \text{idem}$  и одном и том же коэффициенте инжекции  $u = \text{idem}$  струйный насос без диффузора развивает меньший относительный перепад давлений по сравнению со струйным насосом с диффузором  $\Delta p_3/\Delta p_p < \Delta p_c/\Delta p_p$ .

### 5.3. Расчет геометрических размеров струйных насосов

Метод расчета оптимального отношения сечений струйных насосов изложен в § 5.2.

Выходное сечение рабочего сопла,  $m^2$ , определяется по формуле

$$f_{p1} = \frac{G_p}{\Phi_1} \sqrt{\frac{v_p}{2\Delta p_p}}, \quad (5.30)$$

где  $G_p$  — расход, кг/с;  $\Delta p_p$  — перепад давлений в сопле, Па;  $v_p$  — удельный объем рабочей среды,  $m^3/kg$ .

В тех случаях, когда сечение  $f_{p1}$  известно, а искомой величиной является перепад давлений в рабочем сопле, пользуются формулой

$$\Delta p_p = G_p^2 v_p / (\Phi_1^2 2 f_{p1}^2). \quad (5.31)$$

Осевые размеры струйных насосов, а именно расстояние сопла от камеры смещения  $l_c$  и длина камеры смещения  $l_k$ , определяются по тем же формулам (2.54) — (2.60), что и для газоструйных компрессоров.

По данным ВТИ опытная константа свободной струи для водоструйных насосов  $a = 0,16$ . В водоструйных насосах оптимальное расстояние выходного сечения рабочего сопла от входного сечения цилиндрической камеры смещения удовлетворительно описывается формулой

$$l_c = (1 \div 1,5) d_3. \quad (5.32)$$

В некоторых случаях, когда речь идет о выборе размера серийного струйного насоса, более удобно непосредственно определить сечение или диаметр камеры смешения насоса, поскольку определяющим размером для выбора номера серийного насоса обычно является диаметр камеры смешения  $d_3$ . В частности, так обычно поступают при подборе по заданному коэффициенту инжекции (смешения) и перепаду давлений серийных водоструйных насосов-элеваторов, используемых в качестве смесительных аппаратов в узлах присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям.

Из совместного решения (5.16), (5.21) и (5.30) выводится формула для расчета оптимального сечения камеры смешения струйного насоса,  $m^2$ ,

$$(f_3)_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{(2 - \varphi_3^2) - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_n}{v_c} n \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{2sv_c}}, \quad (5.33a)$$

где  $v_n$ ,  $v_c$  — удельные объемы инжектируемой и смешанной среды,  $m^3/kg$ ;  $s$  — сопротивление системы, в которой струйный насос создает циркуляцию жидкости,  $Pa \cdot c^2/m^6$ :

$$s = \Delta p_c / V_c^2 = \Delta p_c / (G_c^2 v_c^2), \quad (5.34)$$

где  $\Delta p_c$  — перепад давлений, создаваемый струйным насосом,  $Pa$ ;  $V_c$  — объемная подача струйного насоса,  $m^3/c$ ;  $G_c$  — массовая подача струйного насоса,  $kg/c$ .

При рекомендованных выше коэффициентах скорости и работе на холодной воде  $v_n = v_c = 0,001 m^3/kg$

$$(f_3)_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{595 - 390n \left(\frac{u}{1+u}\right)^2}{s}}. \quad (5.33б)$$

Уравнение (5.33б) показывает, что оптимальное сечение камеры смешения струйного насоса обратно пропорционально корню квадратному из сопротивления системы, на которую он работает.

При коэффициентах инжекции  $u = 1,0 \div 3,0$ , охватывающих весь практически важный диапазон использования водоструйных смесительных насосов в системах централизованного теплоснабжения, оптимальное значение  $f_3$  изменяется в пределах от  $21,5/\sqrt{s}$  до  $19,0/\sqrt{s}$ , т. е. всего на 13%. Поэтому в первом приближении можно считать оптимальное сечение камеры смешения не зависящим от коэффициента инжекции, а зависящим только от сопротивления отопительной системы.

Оптимальное сечение камеры смешения,  $m^2$ , можно определять по формуле

$$(f_3)_{\text{опт}} = 20/\sqrt{s}. \quad (5.35)$$

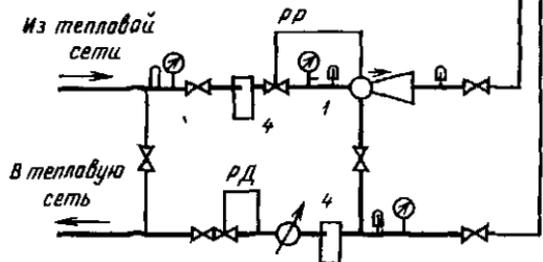


Рис. 5.6. Присоединение отопительной установки к тепловой сети по зависимой схеме:

1 — водоструйный элеватор; 2 — отопительный прибор (радиатор); 3 — воздушосборник; 4 — грязевик; PP — регулятор расхода; PD — регулятор давления «до себя»

Соответственно диаметр камеры смешения, м,

$$(d_3)_{\text{опт}} = 1,13 \sqrt{(f_3)_{\text{опт}}} = 5 \sqrt[4]{s}. \quad (5.36)$$

Как видно из (5.36), оптимальный диаметр камеры смешения водоструйного насоса обратно пропорционален корню четвертой степени из сопротивления системы, на которую работает насос.

При работе струйного насоса на замкнутый контур, например при работе водоструйного насоса (элеватора) на отопительную установку, присоединенную к тепловой сети (рис. 5.6),

$$\Delta p_c = s G_p^2 (1 + u)^2 v_c^2. \quad (5.37)$$

С другой стороны,

$$\Delta p_p = \frac{G_p^2}{\varphi_1^2} \frac{v_p}{2 f_{p1}^2}. \quad (5.38)$$

Из совместного решения (5.5), (5.37) и (5.38) выводится формула для расчета оптимального выходного сечения сопла струйного насоса, работающего на замкнутый контур:

$$(f_{p1})_{\text{опт}} = \frac{2 \varphi_2 f_3}{(1 + u)^2 \left[ \frac{2 s v_c^2}{v_p} f_3^2 + (2 - \varphi_3^2) \frac{v_c}{v_p} - \left( 2 \varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{v_n}{v_p} n \left( \frac{u}{1 + u} \right)^2 \right]}, \quad (5.39a)$$

где  $s$  — сопротивление контура, Па·с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>;  $v_p$ ,  $v_n$ ,  $v_c$  — удельные объемы жидкости, м<sup>3</sup>/кг;  $f_3$  — сечение камеры смешения, м<sup>2</sup>.

При  $\varphi_2 = 0,975$ ,  $\varphi_3 = 0,9$ ,  $\varphi_4 = 0,925$

$$(f_{p1})_{\text{опт}} = \frac{f_3}{(1 + u)^2 \left[ \frac{s v_c^2}{v_p} f_3^2 + 0,61 \frac{v_c}{v_p} - 0,4 \frac{v_n}{v_p} n \left( \frac{u}{1 + u} \right)^2 \right]}. \quad (5.39b)$$

В частности, для воды при  $v_p = v_n = v_c = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$(f_{p1})_{\text{опт}} = \frac{f_3}{(1+u)^2 \left[ 0,001s f_3^2 + 0,61 - 0,4n \left( \frac{u}{1+u} \right)^2 \right]} \quad (5.39\text{в})$$

Соответственно диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$(d_1)_{\text{опт}} = \frac{d_3}{(1+u) \sqrt{0,00062s d_3^4 + 0,61 - 0,4n \left( \frac{u}{1+u} \right)^2}} \quad (5.40)$$

где  $d_3$  — диаметр камеры смешения насоса, м.

При расчете выходного сечения рабочего сопла по (5.40) значение  $n$  заранее не известно, поэтому этой величиной предварительно задаются, а потом ее проверяют по выбранному значению  $f_3/f_{p1}$  на основании (5.17).

Сечение рабочего сопла, определенное по (5.39), является оптимальным. При установке такого сопла затрачивается минимальный перепад давлений рабочей среды  $\Delta p_p$  на работу струйного насоса.

В (5.39) сумма первых двух членов в квадратной скобке в знаменателе значительно больше третьего члена, поэтому можно пренебречь его влиянием на значение  $(f_{p1})_{\text{опт}}$  и считать площадь оптимального выходного сечения сопла  $(f_{p1})_{\text{опт}}$  обратно пропорциональной  $(1+u)^2$ , а оптимальный диаметр сопла  $(d_3)_{\text{опт}}$  — обратно пропорциональным  $(1+u)$ .

На этой зависимости основан метод пересчета диаметра сопла струйного насоса, работающего на замкнутый контур. Этот метод используется, в частности, для пересчета сопел элеваторов, применяемых в качестве смесительных устройств в узлах присоединения отопительных установок к водяным тепловым сетям.

Если струйный насос, работающий на замкнутый контур, имеет диаметр сопла  $d_1$  и развивает при этом коэффициент инжекции  $u$ , то для получения на этом же насосе при работе на тот же контур другого коэффициента инжекции  $u'$  необходимо установить новое сопло диаметром  $d_1'$ :

$$d_1' = d_1 \frac{1+u}{1+u'} \quad (5.41)$$

При использовании приведенных выше уравнений значительно облегчается подбор основных размеров струйного насоса, работающего на замкнутую систему. Для проведения такого подбора поступают следующим образом: определяют оптимальное сечение камеры смешения струйного насоса по (5.33); подбирают ближайший по сортаменту серийный струйный насос; определяют по (5.39) выходное сечение рабочего сопла; определяют перепад давлений в рабочем сопле по (5.38).

Для подбора размеров водоструйных насосов (элеваторов) конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго, широко используемых на практике для присоединения отопительных установок к тепловым сетям, на рис. 5.7 приведена номограмма, построенная по (5.33) — (5.39). На этой номограмме по оси абсцисс отложено сопротивление замкнутого контура (местной отопительной системы),  $\text{ГПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$ . По оси ординат отложен диаметр рабочего сопла элеватора  $d_1$ , мм. По номограмме непосредственно находятся оптимальный номер элеватора для заданной отопительной установки  $s$  и заданного коэффициента инжекции  $u$  и требующийся диаметр рабочего сопла  $d_1$ .

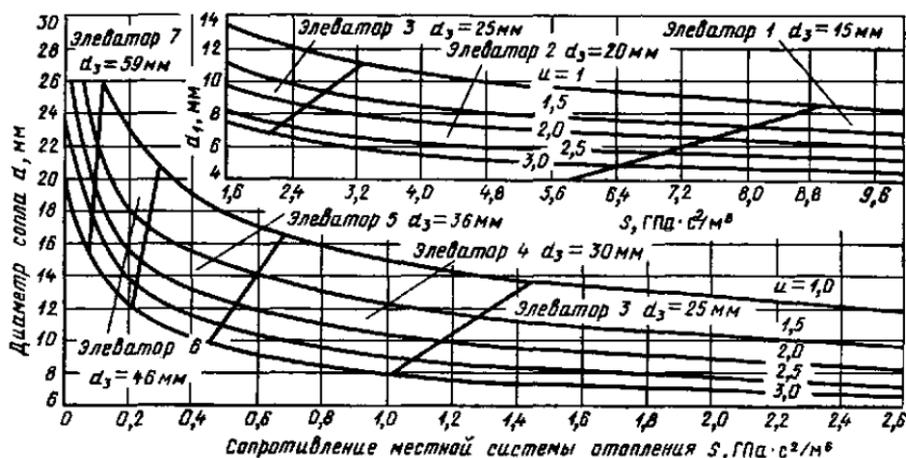


Рис. 5.7. Номограмма для выбора серийного водоструйного элеватора конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго

На рис. 5.8 приведены конструкция и основные размеры элеваторов ВТИ — Теплосеть Мосэнерго.

Из совместного решения (5.5), (5.37) и (5.38) выводится формула для расчета ожидаемого коэффициента инжекции при работе элеватора с заданными сечениями камеры смешения  $f_3$  и сопла  $f_{p1}$  на замкнутую систему (например, отопительную установку) с заданным сопротивлением  $s$ :

$$u = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (5.42)$$

где

$$b = 2 \left[ (2 - \varphi_3^2) + 2s f_3^2 v_p \right]; \quad a = \frac{b}{2} - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_3}{f_{пз}}; \quad c = - \left( 2\varphi_3 \times \right. \\ \left. \times \frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{b}{2} \right).$$

Как видно из (5.42), при работе элеватора на замкнутую систему, которой в данном случае является отопительная установка, коэффициент инжекции, развиваемый элеватором, зависит только от геометрических размеров элеватора ( $f_3$  и  $f_{p1}$ ) и сопротивления отопительной установки  $s$ .

Коэффициент инжекции не зависит от перепада давлений  $\Delta p_p$  в сопле элеватора. При постоянном сопротивлении отопительной установки ( $s = \text{const}$ ) изменение перепада давлений в сопле элеватора  $\Delta p_p$  вызывает изменение расхода воды через сопло  $G_p$  и пропорциональное  $(1 + u)$  изменение расхода воды через отопительную установку  $G_c$ . Коэффициент инжекции при этом остается постоянным ( $u = \text{const}$ ).

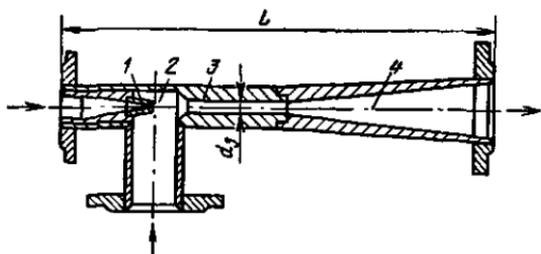


Рис. 5.8. Водоструйный элеватор конструкции ВТИ — Теплосеть Мосэнерго  
1 — сопло; 2 — приемная камера; 3 — камера смещения; 4 — диффузор; основные размеры:

№ элеватора	1	2	3	4	5	6	7
$d_3$ , мм	15	20	25	30	35	47	59
$L$ , мм	425	425	625	625	625	720	720

На основе характеристики струйного насоса  $\Delta p_c = f(\Delta p_p, u)$  [см. (5.5)] можно построить характеристику  $\Delta p_c = f(\Delta p_p, V_c)$ , где  $V_c$  — объемная производительность струйного насоса. Такие характеристики удобны для анализа режимов работы струйных насосов на заданную систему, а также режимов параллельной работы насосов. Пересечение характеристики насоса с характеристикой системы, на которую он работает, определяет рабочую точку установки при данном режиме. В качестве иллюстрации на рис. 5.9 в координатах  $\Delta p_c = f(V_c)$  приведены характеристики водоструйного элеватора ВТИ — Теплосеть Мосэнерго № 4 ( $d_3 = 30$  мм,  $d_{p1} = 13,5$  мм) и отопительной установки с сопротивлением  $s = 860$  МПа·с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>.

Точки пересечения характеристик  $a$ — $г$  показывают расход воды и перепад давлений в отопительной установке  $V_c$ ,  $\Delta p_c$  при различных перепадах давлений рабочего потока  $\Delta p_p$ . В (5.42) практически только одна величина  $s$  зависит от площади выходного сечения рабочего сопла  $f_{p1}$ . При уменьшении  $f_{p1}$  растет абсолютное значение  $s$ , а с ним и коэффициент инжекции (смещения) элеватора. Что же касается отношения  $f_3/f_{п2}$ , то при реально возможных изменениях  $f_{p1}$  оно практически мало меняется.

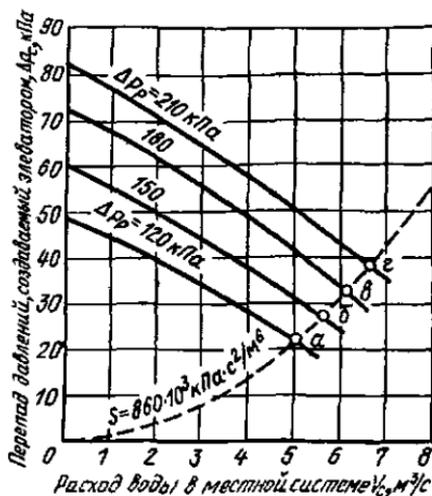


Рис. 5.9. Характеристика водоструйного элеватора и отопительной установки

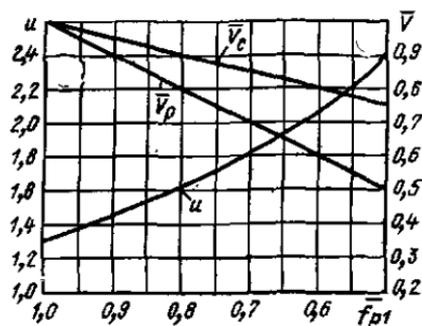


Рис 5.11. Режим работы элеватора с регулируемым соплом на отопительную установку ( $u$ ,  $\bar{V}_p$ ,  $\bar{V}_c$ )  
 $= \psi(\bar{f}_{p1})$

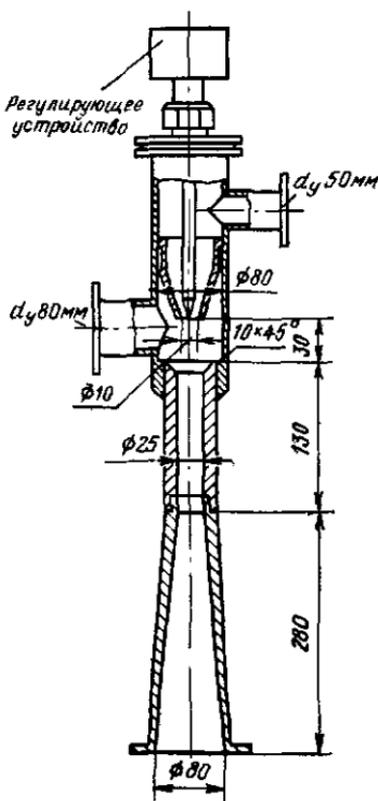
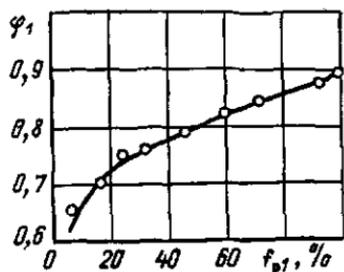


Рис. 5.10. Элеватор № 3 с регулируемым выходным сечением рабочего сопла

На этой зависимости основано применение элеватора с регулируемым сечением рабочего сопла (рис. 5.10) для местного количественного регулирования отопительной нагрузки при наружных температурах  $t_n > t_{ни}$ .

При снижении отопительной нагрузки регулирующая игла вдвигается в сопло элеватора, что приводит к уменьшению площади проходного сечения сопла  $f_{p1}$ . В результате уменьшается расход сетевой воды  $V_p$  через сопло, но одновременно возрастает коэффициент инжекции  $u$ . Поэтому расход воды через отопительную систему  $V_c = V_p(1 + u)$  уменьшается медленнее, чем расход сетевой воды через сопло элеватора.

Рис. 5.12. Зависимость коэффициента скорости сопла с регулирующей иглой  $\varphi_1$  от относительной площади выходного сечения  $\bar{f}_{p1}$



На рис. 5.11 приведены построенные по формуле (5.42) для элеватора ВТИ — Теплосеть Мосэнерго № 4 ( $d_3 = 30$  мм,  $d_1 = 13,5$  мм) работающего на отопительную установку с сопротивлением  $s_c = 860$  МПа·с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>, зависимости  $u$ ,  $\bar{V}_p$ ,  $\bar{V}_c = \psi(\bar{f}_{p1})$ , где  $\bar{V}_p$  и  $\bar{V}_c$  — относительные объемные расходы воды через сопло элеватора и через отопительную систему;  $\bar{f}_{p1}$  — отношение рабочей выходной площади сопла при введенной в него регулирующей игле к площади сопла без иглы.

Как видно из рис. 5.11, уменьшение полезной площади выходного сечения сопла с помощью регулирующей иглы вдвое ( $\bar{f}_{p1} = 0,5$ ) привело к снижению объемного расхода рабочей воды через сопло на 50 % ( $\bar{V}_p = 0,5$ ), однако благодаря увеличению при этом коэффициента инжекции (смешения) элеватора с 1,3 до 2,4 расход циркулирующей воды в отопительной установке снизился только на 25 % ( $\bar{V}_c = 0,75$ ).

Установка регулирующей иглы в сопле элеватора наряду с положительным эффектом, заключающимся в возможности искусственного повышения коэффициента инжекции при сокращении расхода воды через сопло, имеет определенные недостатки.

Установка регулирующей иглы вызывает снижение коэффициента скорости сопла. Как показали результаты испытаний, проведенных ВТИ [45], коэффициент скорости сопла с регулируемой иглой зависит от положения иглы. Даже в том случае, когда острие иглы значительно отодвинуто от выходного сечения сопла, т. е. когда игла фактически не изменяет выходного сечения сопла, коэффициент скорости сопла  $\varphi_1$  не превышает 0,9, что ниже обычного значения  $\varphi_1 = 0,95$  у сопл без регулирующей иглы.

На рис. 5.12 приведена полученная на основе испытаний ВТИ [45] зависимость коэффициента скорости сопла с регулирующей иглой  $\varphi_1$  от относительной площади выходного сечения сопла  $\bar{f}_{p1}$ . Профиль сопла и иглы представлены на рис. 5.13. В пределах изменения  $\bar{f}_{p1}$  от 1 до 0,2 зависимость коэффициента скорости сопла от  $\bar{f}_{p1}$  может быть описана формулой

$$\varphi_1 = 0,7 + 0,2\bar{f}_{p1}. \quad (5.43)$$



Расчетная производительность насоса  $G_c = 25 \text{ кг/с} = 90 \text{ т/ч}$ ;  $v_n = v_p = v_c = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Решение:  $\Delta p_c / \Delta p_p = 100/800 = 0,125$ ;  $\Delta p_p / \Delta p_c = 8$ .

Определяем оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  по формуле (5.246):

$$f_3/f_{p1} = 0,88 \cdot 8 = 7,04. \text{ Определяем } f_3/f_{n2} \text{ по (5.17): } n = f_3/f_{n2} = 7,04/(7,04-1) = 1,17.$$

Определяем достижимый коэффициент инжекции по (5.26):

$$a = 1,19 - 0,78 \cdot 1,16 = 0,28;$$

$$b = 2 \cdot 1,19 = 2,38;$$

$$c = -[0,86 \cdot 8 - 1,19] = -5,67;$$

$$u = \frac{-2,38 + \sqrt{2,38^2 + 4 \cdot 0,28 \cdot 5,67}}{2 \cdot 0,28} = 1,94.$$

Определяем расчетный массовый расход рабочего потока  $G_p = G_c/(1 + u) = 25/(1 + 1,94) = 8,5 \text{ кг/с}$ .

Расчетный массовый расход инжектируемого потока  $G_n = uG_p = 1,94 \times 8,5 = 16,5 \text{ кг/с}$ . Определяем выходное сечение рабочего сопла по (5.30):

$$f_{p1} = \frac{8,5}{0,95} \sqrt{\frac{0,001}{2 \cdot 800 \cdot 10^3}} = 0,0002 \text{ м}^2 = 200 \text{ мм}^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла  $d_1 = 1,13 \sqrt{200} = 16 \text{ мм}$ . Сечение камеры смешения  $f_3 = 7,04 \cdot 0,0002 = 0,001408 \text{ м}^2 = 1408 \text{ мм}^2$ . Диаметр камеры смешения

$$d_3 = 1,13 \sqrt{1408} = 42,4 \text{ мм}.$$

Длина свободной струи по (2.55)

$$l_{c1} = \frac{0,37 + 1,94}{4,4 \cdot 0,16} 16 = 53 \text{ мм}.$$

Диаметр свободной струи на расстоянии 53 м от выходного сечения рабочего сопла по (2.57)

$$d_4 = 1,55 \cdot 16(1 + 1,94) = 73 \text{ мм}.$$

Поскольку диаметр камеры смешения  $d_3 = 42,4 \text{ мм} < d_4 = 73 \text{ мм}$ , входной участок камеры смешения должен быть выполнен в виде конического перехода от  $\varnothing 73$  до  $\varnothing 42,4$  мм. При угле раствора конического участка  $90^\circ$  длина входного участка камеры смешения  $l_{c2} = (73 - 42,4)/2 = 16 \text{ мм}$ .

Расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения  $l_c = l_{c1} + l_{c2} = 53 + 16 = 69 \text{ мм} = 1,63 d_3$ .

Длина цилиндрической камеры смешения по (2.60)

$$l_k = 6 \cdot 42,4 = 255 \text{ мм}.$$

Общий вид струйного насоса с основными размерами приведен на рис. 5.14.

Пример 5.4. Подобрать водоструйный насос (элеватор) для присоединения отопительной установки здания к тепловой сети, определить требующийся перепад давлений в сопле, построить характеристику элеватора  $\Delta p_c = f(V_c)$  и рассмотреть режимы работы отопительной установки при изменении действующей

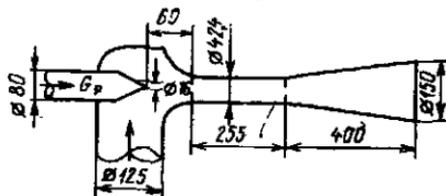


Рис. 5.14. Общий вид водоструйного насоса

щего рабочего перепада давлений в сети перед элеватором, а также при изменении сопротивления отопительной установки.

Расчетный массовый расход воды в отопительной установке  $G_c = 11$  кг/с (39,6 т/ч) при потере давления в отопительной установке  $\Delta p_c = 10\,000$  Па. Удельный объем воды  $v_p = v_n = v_c = 0,00103$  м<sup>3</sup>/кг. Расчетный коэффициент нижекции водоструйного насоса  $u = 2,2$ .

**Решение.** Определяем сопротивление местной отопительной установки по (5.34):

$$s = \frac{10\,000}{11^2 \cdot 0,00103^2} = 77,9 \cdot 1,0^6 \text{ Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6 = 77\,900 \text{ кПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6.$$

Определяем оптимальное сечение камеры смещения насоса по (5.33а). Поскольку  $n = f_3/f_{н2}$  заранее не известно, принимаем предварительно  $n = 1,1$ :

$$(f_3)_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{1,19 - 0,78 \cdot 1,1(2,2/3,2)^2}{2 \cdot 77,9 \cdot 10^6 \cdot 0,00103}} = 0,0022 \text{ м}^2 = 2200 \text{ мм}^2.$$

Оптимальный диаметр камеры смещения

$$(d_3)_{\text{опт}} = 1,13 \sqrt{2200} = 53 \text{ мм}$$

Подбираем по таблице серийных элеваторов на рис. 5.8 ближайший размер № 6:  $d_3 = 47$  мм;  $f_3 = 0,785 \cdot 47^2 = 2205 \text{ мм}^2 = 0,002205 \text{ м}^2$ .

Определяем по (5.39б) оптимальное сечение сопла; поскольку  $n = f_3/f_{н2}$  заранее не известно, принимаем предварительно  $n = 1,1$ :

$$(f_{p1})_{\text{опт}} = \frac{0,00205}{3,2^2 \sqrt{77,9 \cdot 10^6 \cdot 0,00103 \cdot 0,0022^2 + 0,61 - 0,4 \cdot 1,1(2,2/3,2)^2}} = 0,000225 \text{ м}^2 = 225 \text{ мм}^2;$$

$$f_3/f_{p1} = 2200/225 = 9,78; n = f_3/f_{н2} = 9,78/8,78 = 1,11.$$

Поскольку полученное  $n = 1,11$  весьма близко к предварительно принятому  $n = 1,1$ , полученное  $f_{p1} = 225$  мм не уточняем.

Диаметр рабочего сопла  $d_1 = 1,13 \sqrt{225} = 17$  мм. Эти же результаты могут быть получены путем непосредственного отсчета по номограмме на рис. 5.7. Массовый расход рабочего потока

$$G_p = G_c/(1 + u) = 11/(1 + 2,2) = 3,44 \text{ кг/с}.$$

Переходим к построению характеристики  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  элеватора. Расчет производится по (5.5). Результаты расчета приведены ниже, где указана характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  струйного насоса:

$u$	0	0,5	1	1,5	2	2,2	2,5	3	3,5	4	5
$\Delta p_c/\Delta p_p$	0,169	0,157	0,143	0,122	0,112	0,105	0,094	0,074	0,053	0,03	-0,02

На основе характеристики  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u)$  легко построить характеристику  $\Delta p_c = f(G_c)$  для разных значений  $\Delta p_p$ . При построении этой характеристики расход воды  $G_p$  определяется по формуле (5.1).

В данном случае

$$G_p = \Phi f_{p1} \sqrt{2 \Delta p_p / v_p} = 0,95 \cdot 0,000225 \sqrt{2 \Delta p_p / 0,00103} = 0,00942 \sqrt{\Delta p_p},$$

где  $\Delta p_p$  — перепад давлений в сопле элеватора, Па;  $G_c = (1 + u) G_p$ ;  $V_c = G_c v_c = (1 + u) G_p v_c = 0,0000097 (1 + u) \sqrt{\Delta p_p}$ , м<sup>3</sup>/с.

В табл. 5.1 приведен расчет характеристики  $\Delta p_c$ ,  $V_c = f_p(\Delta p, u)$  струйного насоса при нескольких значениях  $\Delta p_p$ : 150 000; 133 000 (расчетное значение); 100 000; 80 000; 60 000; 40 000 Па. Результаты расчета приведены также на

Т а б л и ц а 5.1. Характеристика  $\Delta p_c, V_c = f(\Delta p_p, u)$  струйного насоса

$\Delta p_p, \text{Па}$	Коэффициент инжекции									
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,2	2,5	3,0	3,5	4,0
	$\Delta p_c, \text{Па} (V_c, \text{м}^3/\text{с} \cdot 10^3)$									
150 000	25 350 (3,76)	23 550 (5,64)	21 450 (7,51)	18 300 (9,39)	16 800 (11,27)	15 750 (12,02)	14 100 (13,15)	11 100 (15,03)	7950 (16,91)	4500 (18,79)
133 000	22 477 (3,53)	20 881 (5,30)	19 019 (7,06)	16 226 (8,83)	14 896 (10,59)	13 965 (11,30)	12 502 (12,36)	9842 (14,12)	7049 (15,89)	3990 (17,65)
100 000	16,900 (3,07)	15 700 (4,60)	14 300 (6,13)	12 200 (7,66)	11 200 (9,20)	10 500 (9,71)	9400 (10,7)	7400 (12,26)	5300 (13,8)	3000 (15,32)
80 000	13 520 (2,74)	12 560 (4,12)	11 440 (5,49)	9760 (6,86)	8960 (8,23)	8400 (8,78)	7520 (9,60)	5920 (10,98)	4240 (12,35)	2400 (13,72)
60 000	10 140 (2,38)	9420 (3,56)	8580 (4,75)	7320 (5,94)	6720 (7,13)	6300 (7,6)	5640 (8,32)	4440 (9,50)	3180 (10,69)	1800 (11,88)
40 000	6760 (1,94)	6280 (2,91)	5720 (3,88)	4880 (4,85)	4480 (5,82)	4200 (6,21)	3760 (6,79)	2960 (7,76)	2120 (8,73)	1200 (9,7)

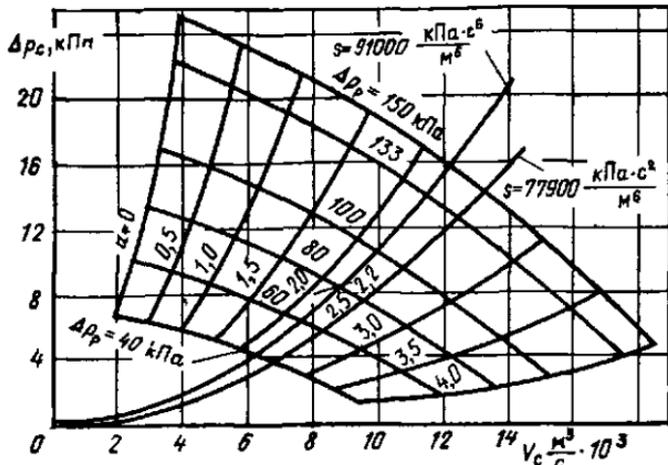


Рис. 5.15. Совмещенные характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  водоструйного элеватора и отопительной установки при различных значениях  $\Delta p_p$  и  $s$

BOOKS.PROEKTANT.ORG  
 БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
 КОПИЙ КНИГ  
 для проектировщиков  
 и технических специалистов

рис. 5.15, из которого видно, что элеватор выбранных размеров при перепаде давлений в сопле  $\Delta p_p = 133$  кПа обеспечивает объемный расход воды в местной отопительной системе  $V_c = 12,36 \cdot 10^{-3}$  м³/с, что при объемном расходе сетевой воды через сопло  $V_p = 3,54 \cdot 10^{-3}$  м³/с соответствует коэффициенту инжекции  $u = (12,36/3,54) - 1 = 2,5$ . Коэффициент инжекции элеватора  $u = 2,5$  получился выше заданного  $u = 2,2$  в связи с тем, что при выборе диаметра камеры смешения  $d_3$  округление исчисленного оптимального диаметра  $(d_3)_{\text{опт}} = 53$  мм до стандартного  $d_3 = 47$  мм было проведено в сторону уменьшения.

Это привело к некоторому снижению расчетного диаметра сопла ( $d_{p1} = 17$  мм) и в связи с этим к некоторому увеличению перепада давлений в сопле ( $\Delta p_p = 133$  кПа), но зато увеличился перепад давлений, создаваемый элеватором ( $\Delta p_c = 12,5$  кПа), что привело к увеличению достижимого коэффициента инжекции.

Повышение коэффициента инжекции (смешения) элеватора при неизменном расходе сетевой воды через сопло улучшает работу местной отопительной установки благодаря более равномерному распределению теплоносителя через отопительные приборы.

При желании можно снизить коэффициент инжекции (смешения) до расчетного  $u = 2,2$ . Для этого необходимо повысить сопротивление местной системы с  $77\,900$  до  $91\,000$  кПа·с²/м⁶. Режим работы установки при  $s = 91\,000$  кПа·с²/м⁶ также нанесен на рис. 5.15. При этом режиме, при том же перепаде давлений в сопле  $\Delta p_p = 133$  кПа и том же объемном расходе сетевой воды через сопло  $V_p = 3,54 \cdot 10^{-3}$  м³/с объемный расход воды в отопительной установке составит  $V_c = 11,3 \cdot 10^{-3}$  м³/с, т. е. снизится по сравнению с прежним на  $1 \cdot 10^{-3}$  м³/с, или на 9 %, а перепад давлений в отопительной установке составит  $\Delta p_c = 14$  кПа, т. е. повысится на 1,7 кПа, или на 14 %.

Из совмещенной характеристики водоструйного насоса и отопительной установки (см. рис. 5.13) видно, что при постоянном сопротивлении  $s$  отопительной установки изменение перепада давлений  $\Delta p_p$  в сопле приводит к изменению перепада давлений в отопительной установке  $\Delta p_c$  пропорционально  $\Delta p_p$  и изменению объемного расхода воды через сопло и объемного расхода воды в отопительной установке пропорционально корню квадратному из перепада давлений:

$$G_{p1}/G_{p2} = \sqrt{\Delta p_{p1}/\Delta p_{p2}}; \quad G_{c1}/G_{c2} = \sqrt{\Delta p_{c1}/\Delta p_{c2}}; \quad \Delta p_{p1}/\Delta p_{p2} = \Delta p_{c1}/\Delta p_{c2}.$$

Коэффициент инжекции (смешения) при этом остается постоянным.

При увеличении сопротивления местной отопительной установки снижается расход воды  $V_c$  в отопительной установке, повышается перепад давлений в отопительной установке  $\Delta p_c$  и снижается коэффициент инжекции (смещения)  $u$ .

#### 5.4. Кавитационные режимы струйных насосов

В определенных условиях в струйном насосе, работающем на капельной жидкости, может возникнуть кавитационный режим, когда статическое давление на каком-либо участке проточной части аппарата снижается до давления насыщения текущей жидкости.

Возникновение таких режимов наиболее вероятно на участках с наиболее высокой температурой теплоносителя и наиболее низким статическим давлением. Такими участками в струйных насосах (элеваторах), широко используемых в системах теплоснабжения, являются выходной участок рабочего сопла и входной участок камеры смешения.

Кавитация в струйных насосах сопровождается режимами так называемого предельного расхода среды, характерными тем, что снижение давления за участком кавитации не сопровождается увеличением расхода; при этом внешние возмущения после участка кавитации не передаются через этот участок. Это обстоятельство свидетельствует о том, что скорость среды на участках кавитации равна местной скорости звука.

**Кавитационный режим сопла.** На рис. 5.16 показана зависимость массового расхода воды через сопло  $G_p$  от давления  $p_n$  в приемной камере струйного насоса. Давление перед соплом постоянно ( $p_p = \text{const}$ ).

При отсутствии кавитации давление в выходном сечении сопла равно давлению  $p_n$  в приемной камере. При таком режиме уменьшение давления  $p_n$  в приемной камере струйного насоса приводит к увеличению перепада давлений  $\Delta p_p$  в сопле, что, как видно из (5.38), приводит к увеличению расхода воды  $G_p$  через сопло. Зависимость расхода воды  $G_p$  через сопло от давления  $p_n$  изображена на рис. 5.16 квадратичной параболой  $abd$ .

Если при температуре рабочей воды  $t_p$  и некотором давлении в приемной камере  $p_n = p_{p,к}$  в выходном сечении сопла возникает кавитационный режим, то при дальнейшем снижении давления в приемной камере, т. е. при давлении в приемной камере  $p_n < p_{p,к}$ , давление в выходном сечении сопла не изменится и

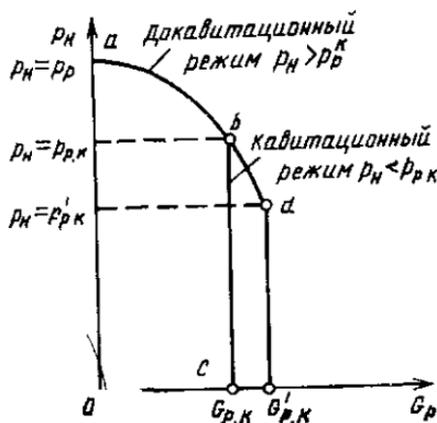


Рис. 5.16. Зависимость расхода воды через сопло от давления в приемной камере струйного насоса

останется постоянным, равным  $p_{p.к} = \text{const}$ ; постоянным останется также расход воды через сопло  $G_{p.к} = \text{const}$ . Этот режим показан на рис. 5.16 вертикальной прямой *bc*. При другой, более низкой температуре рабочей среды перед соплом  $t'_p < t_p$  кавитационный режим наступит при более низком давлении в приемной камере  $p_n = p'_{p.к} < p_{p.к}$ . Предельный расход воды через сопло в этом режиме будет более высоким:  $G_{p.к} > G_{p.к}$ .

Проведенные исследования показывают, что кавитационное давление  $p_{p.к}$  в выходном сечении сопла может быть определено по эмпирической формуле [58а]

$$\frac{p_{p.к}}{p_p} = \frac{p_{p.н}}{p_p} \left(1 - a \frac{p_{p.н}}{p_p}\right) \geq \frac{p_n}{p_p}, \quad (5.44)$$

где  $p_{p.н}$  — давление насыщенного пара при температуре воды перед соплом  $t_p$ ;  $a$  — опытный коэффициент, зависящий от формы и длины сопла. С увеличением длины сопла коэффициент  $a$  возрастает. Для предварительных расчетов можно принимать  $a = 0,3 \div 0,4$ .

Неравенство в правой части (5.44) показывает, что кавитационное давление в выходном сечении сопла  $p_{p.к}$  не может быть меньше давления в приемной камере  $p_n$ . Поэтому, если по (5.44) получается  $p_{p.к} < p_n$ , следует принять  $p_{p.к} = p_n$ . Кавитация в сопле может иметь место только при  $p_{p.к} \geq p_n$ . Скорость истечения паровой фазы из сопла, м/с, при кавитационном режиме

$$w_p = \sqrt{k p_{p.к} v_p}, \quad (5.45)$$

где  $p_{p.к}$  — давление в выходном сечении сопла при кавитационном режиме, Па;  $v_p$  — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении  $p_{p.к}$ , м<sup>3</sup>/кг;  $k$  — показатель адиабаты перегретого пара (для водяного пара  $k = 1,3$ ).

Использование в (5.45) показателя адиабаты перегретого, а не сухого насыщенного пара объясняется тем, что при обычном адиабатном расширении пара в сопле состояние сухого насыщенного пара в критическом сечении сопла может быть получено только в том случае, когда перед соплом пар находился в перегретом состоянии. Поскольку в данном случае используются те же расчетные зависимости для определения критической скорости, показатель адиабаты должен относиться к состоянию пара на участке его докритического расширения, т. е. к перегретому пару.

Скорость водяной фазы в выходном сечении сопла, м/с,

$$w_w = \varphi_1 \sqrt{2(p_p - p_{p.к}) v_w}, \quad (5.46)$$

где  $\varphi_1$  — коэффициент скорости для водяной фазы, при кавитационном режиме  $\varphi_1 = 0,97 \div 0,99$ ;  $v_w$  — удельный объем воды при температуре  $t_{p.к}$ , соответствующей давлению насыщения водяного пара  $p_{p.к}$ , м<sup>3</sup>/кг.

Энергетический баланс потока на участке сопла между его входным и выходным сечениями может быть записан в виде уравнения

$$h_p = xh_n + (1-x)h_b + \frac{xw_n^2}{2000} + \frac{(1-x)w_b^2}{2000}, \quad (5.47a)$$

где  $h_p$ ,  $h_n$ ,  $h_b$  — энтальпии воды перед соплом, пара и воды в выходном сечении сопла, кДж/кг;  $x$  — паросодержание потока в выходном сечении сопла.

Значение  $w_b^2/2000$  очень мало по сравнению с остальными членами уравнения, поэтому для упрощения им можно пренебречь.

Из (5.46) можно определить паросодержание в выходном сечении сопла:

$$x = \frac{h_p - h_b}{h_n - h_b + \frac{w_n^2}{2000}}. \quad (5.47b)$$

Площадь выходного сечения сопла можно в первом приближении представить как сумму двух слагаемых — площади, занимаемой водяным потоком, и площади, занимаемой паровым потоком:

$$f_{p1} = f_b + f_n = G_{p.k} \left[ \frac{(1-x)v_b}{w_b} + \frac{xv_n}{w_n} \right].$$

откуда массовая скорость, кг/(м<sup>2</sup>·с), рабочего потока в выходном сечении сопла при кавитационном режиме

$$q = \frac{G_{p.k}}{f_{p1}} = \frac{w_b}{(1-x)v_b + x \frac{w_b}{w_n} v_n}. \quad (5.48)$$

При отсутствии кавитации  $x = 0$ ,  $q = w_b/v_{b.1}$   
Расход рабочего потока

$$G_{p.k} = qf_{p1}. \quad (5.49)$$

**Кавитационный режим камеры смешения.** Минимальное давление инжектируемого или смешанного потока имеет место во входном сечении 2-2 цилиндрической камеры смешения (см. рис. 2.1). Это минимальное давление  $p_2 = p_n - \Delta p_k$ , где  $\Delta p_k$  — падение давления на входном участке камеры смешения, определяемое по (5.7). При давлении  $p_2$ , равном давлению кипения смешанного потока  $p_*$ , проходящего через камеру смешения, в насосе возникает кавитационный режим. Давление  $p_*$  зависит от температуры смешиваемых потоков  $t_p$  и  $t_n$  и коэффициента инжекции  $u$ .

При одинаковых теплоемкостях взаимодействующих сред ( $c_p = c_n = c$ ) температура смешанного потока

$$t_c = (t_p + ut_n)/(1+u). \quad (5.50)$$

Условием отсутствия кавитации является неравенство  $p_2 > p_*$ , где  $p_*$  — давление кипения смешанного потока, проходящего через камеру смешения струйного насоса.

При увеличении коэффициента инжекции струйного насоса изменяются  $\Delta p_k$  в соответствии с уравнением (5.7), а также давление  $p_*$  в соответствии с температурой кипения  $t_c$ , определяемой по уравнению (5.50). Когда давление  $p_2$  снижается до значения  $p_*$ , возникает кавитационный режим работы насоса.

На основе (5.7) выводится зависимость для расчета кавитационного коэффициента инжекции  $u_*$ , при котором в струйном насосе возникает кавитационный режим. Принимая в (5.7)  $p_2 = p_*$  и  $u = u_*$ , получаем

$$u_* = \frac{\Phi_4}{\Phi_1} \left[ \frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p_n - p_*}{\Delta p_p}}} \right] \sqrt{\frac{p_n - p_*}{\Delta p_p} \frac{v_p}{v_n}}. \quad (5.51a)$$

В частном случае при  $v_p/v_n = 1$

$$u_* = \frac{\Phi_4}{\Phi_1} \left[ \frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p_n - p_*}{\Delta p_p}}} \right] \sqrt{\frac{p_n - p_*}{\Delta p_p}}. \quad (5.51b)$$

Как видно из (5.51), кавитационный коэффициент инжекции  $u_*$  больше в аппаратах с большим отношением сечений  $f_3/f_{p1}$ . Кроме того,  $u_*$  растет при увеличении давления инжектируемой среды  $p_n$  и снижении температуры смешанного потока  $t_c$ , соответствующего ему давления  $p_*$  и перепада давления рабочей среды  $\Delta p_p$  в сопле струйного насоса.

При заданных температурах рабочего  $t_p$  и инжектируемого  $t_n$  потоков каждой температуре смешанного потока  $t_c$  соответствует определенный коэффициент инжекции.

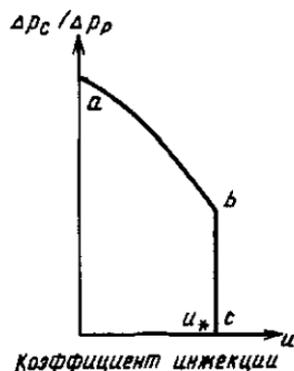
При одинаковых теплоемкостях рабочей и инжектируемой сред  $c_p = c_n = c_c$

$$u = (t_p - t_c)/(t_c - t_n). \quad (5.52)$$

При изменении  $t_c$  ( $p_*$ ) коэффициенты инжекции  $u_*$  и  $u$  изменяются по разным законам:  $u_*$  — по (5.51), а  $u$  — по (5.52). При режимах, когда  $u < u_*$ , кавитация в насосе отсутствует.

Кавитация в насосе наступает при  $u = u_*$ . Если температуры рабочего и инжектируемого потоков одинаковы ( $t_p = t_n = t_c$ ), давление кавитации  $p_* = f(t_c)$  — величина постоянная. Поэтому для насоса с заданными размерами ( $f_3/f_{p1} = \text{const}$ ) при постоянных параметрах потоков перед насосом ( $p_n = \text{const}$  и  $p_p = \text{const}$ ), как видно из (5.51b), кавитационный коэффициент инжекции зависит только от температуры среды  $t_p = t_n = t_c$ .

Рис. 5.17. Характеристика водоструйного насоса  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ :  
 $ab$  — докавитационный режим;  $bc$  — кавитационный режим



Если струйный насос работает при постоянных давлениях рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом ( $p_p = \text{const}$ ,  $p_n = \text{const}$ ) и переменном давлении смешанного потока после аппарата ( $p_c = \text{var}$ ), то, как известно (см. рис. 5.3), при снижении давления  $p_c$  или перепада давлений  $\Delta p_c$ , создаваемого насосом, коэффициент инжекции насоса  $u$  растет. Эта зависимость [ $\Delta p_c = f(u)$ ], описываемая уравнениями характеристики струйного насоса (5.5) или (5.6), имеет место только до тех пор, пока в струйном насосе не наступит кавитационный режим, т. е. пока  $u < u_*$ .

При наступлении кавитационного режима ( $u = u_*$ ) дальнейшее снижение  $p_c$  или  $\Delta p_c$  не приводит к росту коэффициента инжекции насоса. Такая характеристика струйного насоса приведена на рис. 5.17.

**Пример 5.5.** Параметры рабочей воды перед соплом водоструйного насоса:  $t_p = 150^\circ\text{C}$ ;  $p_p^* = 700$  кПа;  $h_p = 632,3$  кДж/кг;  $v_p = 0,0011$  м<sup>3</sup>/кг. Давление инжектируемой воды перед водоструйным насосом  $p_n = 300$  кПа. Диаметр сопла  $d_{p1} = 10$  мм = 0,01 м. Сечение сопла  $f_{p1} = 0,0000785$  м<sup>2</sup>. Проверить возможность наступления кавитационного режима в сопле и определить расход воды при кавитационном режиме.

**Решение.** Определяем давление воды в выходном сечении сопла по (5.44). Давление насыщения воды при  $t_p = 150^\circ\text{C}$   $p_{p,n} = 476$  кПа;

$$\frac{p_{p,k}}{p_p} = \frac{476}{700} \left( 1 - 0,35 \frac{476}{700} \right) = 0,518 > \frac{300}{700} = 0,428 = \frac{p_n}{p_p}$$

Поскольку  $p_{p,k}/p_p > p_n/p_p$ , в сопле возникнет кавитационный режим  $p_{p,k} = 0,518 \cdot 700 = 363$  кПа.

Определяем расход воды через сопло при кавитационном режиме. Скорость водяной фазы в выходном сечении сопла по (5.46)

$$w_w = 0,97 \sqrt{2(700 - 0,518 \cdot 700) \cdot 10^3 \cdot 0,00108} = 26,2 \text{ м/с.}$$

Скорость пара в выходном сечении сопла по (5.45)

$$w_n = \sqrt{1,3 \cdot 363 \cdot 0,00108} = 491 \text{ м/с.}$$

Паросодержание потока в выходном сечении сопла по (5.476)

$$x = \frac{632,3 - 588,5}{2734 - 588,5 + \frac{491^2}{2000}} = 0,0193.$$

• Здесь и далее все давления абсолютные.

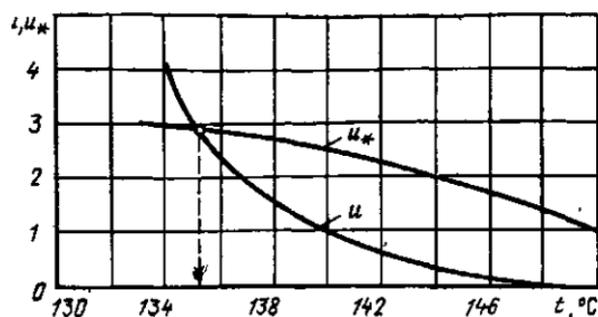


Рис. 5.18. Определение кавитационного коэффициента инжекции  $u$ ,  $u_* = f(t_c)$

Массовая скорость рабочего потока в выходном сечении сопла при кавитационном режиме по (5.48)

$$= \frac{26,2}{0,9807 \cdot 0,00108 + 0,0193 \frac{26,2}{491} 0,511} = 16\,527 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Расход рабочего потока через сопло при кавитационном режиме по (5.49)

$$G_{p,k} = 16\,527 \cdot 0,0000785 = 1,3 \text{ кг/с (4,7 т/ч)}.$$

Расход рабочего потока через сопло при отсутствии кавитации по (5.30)

$$G_p = 0,95 \cdot 0,0000785 \sqrt{\frac{2(700 - 300) \cdot 10^3}{0,0011}} = 2 \text{ кг/с (7,2 т/ч)}.$$

Как видно из полученных результатов, из-за кавитации расход рабочей воды через сопло снизился в  $G_p/G_{p,k} = 1,54$  раза.

**Пример 5.6.** Основной геометрический параметр струйного насоса  $f_3/f_{p1} = 6,25$ . Параметры рабочей воды перед насосом:  $p_p = 1100$  кПа;  $t_p = 150$  °С;  $v_p = 0,0011$  м<sup>3</sup>/кг. Параметры инжектируемой воды:  $p_n = 500$  кПа;  $t_n = 130$  °С;  $v_p = v_n = 0,00107$  м<sup>3</sup>/кг. Проверить возможность возникновения кавитационных режимов и построить характеристику  $\Delta p_c = f(u)$  струйного насоса. В рабочем сопле кавитационный режим возникнуть не может, так как при  $t_p = 150$  °С  $p_{p,n} = 476$  кПа  $< p_n = 500$  кПа.

Проверим возможность возникновения кавитационного режима на входном участке камеры смешения. Для этого зададимся рядом значений коэффициента инжекции  $u$ , для каждого из них по (5.50) найдем среднюю температуру смешанного потока  $t_c$ , затем определим давление кипения воды  $p_*$  при каждой температуре  $t_c$ .

Т а б л и ц а 5.2. Результаты расчета кавитационных коэффициентов инжекции

$u$	$t_c$	$p_*$ , кПа	$u_*$	$u$	$t_c$	$p_*$ , кПа	$u_*$
0	150	476	1,02	2	137	332	2,76
0,5	143	393	2,18	3	135	313	2,90
1	140	361	2,5	4	134	304	3,0

По найденным  $p_*$  и заданным  $\Delta p_p = 600$  кПа,  $p_n = 500$  кПа и  $f_2/f_{p1} = 6,25$  найдем по формуле (5.51а) кавитационные коэффициенты  $u_*$ . Кавитационный режим на входном участке камеры смешения возникает при  $u = u_*$ .

В табл. 5.2 приведены результаты расчета.

По результатам расчета построен график  $u, u_* = f(t_c)$  (рис. 5.18). Как видно из этого графика, кавитационный режим во входном сечении камеры смешения возникнет при  $t_c = 135,2$  °С, когда  $u = u_* = 2,95$ . Характеристику струйного насоса  $\Delta p_c = f(u)$  строим по (5.56). При  $u = 2,95$  в насосе возникает кавитационный режим. Снижение создаваемого перепада давлений  $\Delta p_c$  не приводит к увеличению коэффициента инжекции. Характеристика  $\Delta p_c = f(u)$  струйного насоса приведена на рис. 5.19.

Результаты экспериментального исследования струйных насосов представлены в [66, 71, 76].

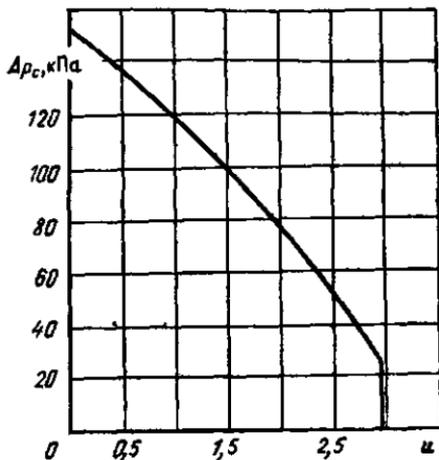


Рис. 5.19. Характеристика струйного насоса  $\Delta p_c = f(u)$

## ГЛАВА ШЕСТАЯ

### СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТА

#### 6.1. Особенности расчета

К этой группе относятся струйные аппараты, в которых в качестве рабочей среды используется упругая среда — газ, а инжектируемой средой является неупругая среда — сыпучее твердое тело или жидкость. Такие аппараты применяются для пневмотранспорта, перекачки воды из резервуаров и колодцев и других целей.

На рис. 6.1 показана принципиальная схема струйного аппарата для пневмотранспорта. В приемную камеру 2 аппарата через воронку поступает сыпучий материал. Струя воздуха, выходящая с большой скоростью из рабочего сопла 1, увлекает за собой сыпучий материал и передает ему часть своей кинетической энергии. Смесь воздуха и сыпучего материала поступает в камеру смешения 3, где происходит выравнивание поля скоростей движущегося потока и частичное повышение давления. Затем эта смесь поступает в диффузор 4, где происходит дальнейшее повышение давления движущегося потока.

Из диффузора поток под некоторым избыточным давлением  $\Delta p_c = p_c - p_n$  поступает в трубопровод для дальнейшего транспорта.

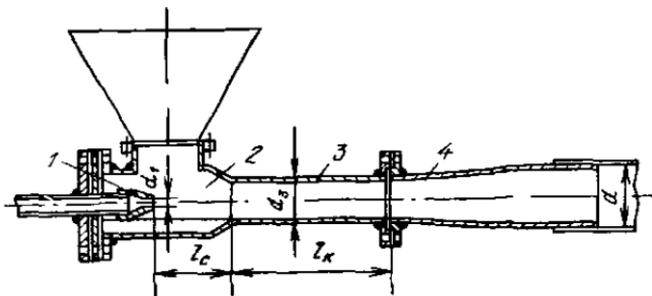


Рис. 6.1. Схема струйного аппарата для пневмотранспорта

На рис. 6.2 показана принципиальная схема газовой инжектора. Струя воздуха, выходящая с большой скоростью из рабочего сопла 1 в приемную камеру 2, подсасывает по трубопроводу 5 воду из колодца 6 и передает ей часть своей кинетической энергии. Смесь воздуха и воды поступает в камеру смешения 3, затем в диффузор 4. На выходе из диффузора смесь имеет некоторое избыточное давление  $\Delta p_c = p_c - p_n$ , под действием которого она может транспортироваться по нагнетательной линии 7 после струйного аппарата.

Твердый материал или жидкость может поступать в приемную камеру струйного аппарата без примеси газа или в смеси с воздухом или газом. Если в качестве инжектируемой среды в приемную камеру струйного аппарата поступает твердый материал или жидкость без примеси газа, а также в тех случаях, когда инжектируемой средой является смесь газа с твердым телом или жидкостью, но степень сжатия, создаваемая аппаратом, мала ( $p_c/p_n \leq 1,2 \div 1,4$ ), для расчета таких разнофазных струйных аппаратов принципиально применимы расчетные уравнения, относящиеся к расчету газоструйных инжекторов с большой степенью расширения рабочего потока и малой степенью сжатия инжектируемого потока (см. гл. 4), так как эти уравнения получены для несжимаемой среды. При этом предполагается, что в движущемся потоке, состоящем из газа и твердого тела или жидкости, твердая или жидкая фаза равномерно распределена в объеме газовой фазы и скорости твердой (жидкой) и газовой фаз одинаковы по сечению.

В действительности частицы твердого (или жидкого) тела неравномерно распределены по сечению, а скорость их ниже скорости транспортирующего газа, что вызывает дополнительные потери. Если эти дополнительные потери в аппарате

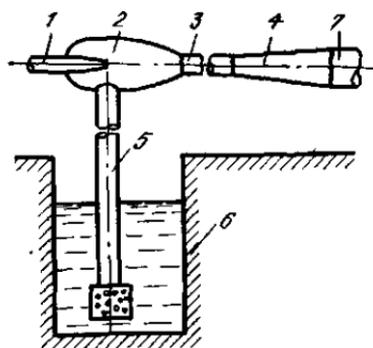


Рис. 6.2. Принципиальная схема газовой инжектора

учитываются выбором соответствующих коэффициентов скорости аппарата, то, как показывают проведенные исследования, результаты расчета струйных аппаратов для пневмотранспорта по уравнениям, выведенным для газоструйных аппаратов, достаточно удовлетворительно совпадают с опытом. Специфической особенностью расчета разнофазных струйных аппаратов является определение удельных объемов инжектируемой и смешанной сред ( $v_n$  и  $v_c$ ), которые зависят от массовой концентрации инжектируемого твердого тела или жидкости в потоке инжектируемого и сжатого газа.

Под массовой расходной концентрацией понимается отношение массового расхода твердого тела или жидкости к массовому расходу газа. Если инжектируемая среда является смесью твердого тела или жидкости с газом, то удельный объем инжектируемой среды,  $m^3/kg$ , определяется по формуле

$$v_n = v_{n.g} \frac{u_g}{u_g + u_t} + v_t \frac{u_t}{u_g + u_t}, \quad (6.1a)$$

где  $u_g = G_{n.g}/G_p$  — коэффициент инжекции по газу;  $u_t = G_t/G_p$  — коэффициент инжекции по твердому телу или жидкости;  $G_{n.g}$ ,  $v_{n.g}$  — расход,  $kg/c$ , и удельный объем инжектируемого газа,  $m^3/kg$ ;  $G_t$ ,  $v_t$  — расход,  $kg/c$ , и удельный объем инжектируемого твердого тела или жидкости,  $m^3/kg$ ;  $G_p$  — расход рабочего газа,  $kg/c$ .

В частном случае, когда инжектируемой средой является твердое тело или жидкость без смеси с газом,  $u_g = 0$ ,  $v_n = v_t$ . В том случае, когда  $v_t u_t$  — величина очень малая по сравнению с  $v_{n.g} u_g$ , ею можно пренебречь и принимать

$$v_n = v_{n.g} u_g / (u_g + u_t). \quad (6.1b)$$

Удельный объем смешанного потока на выходе из струйного аппарата

$$v_c = v_{c.g} \frac{1 + u_g}{1 + u_g + u_t} + v_t \frac{u_t}{1 + u_g + u_t}, \quad (6.2a)$$

где  $v_{c.g}$  — удельный объем сжатого газа на выходе из аппарата,  $m^3/kg$ .

При  $u_g = 0$

$$v_c = v_{c.g} \frac{1}{1 + u_t} + v_t \frac{u_t}{1 + u_t}. \quad (6.2b)$$

При  $u_t = 0$   $v_c = v_{c.g}$ . В том случае, когда  $v_t u_t$  очень мало по сравнению с  $v_{c.g} (1 + u_t)$ , можно им пренебречь и принимать

$$v_c = v_{c.g} \frac{1 + u_g}{1 + u_g + u_t}. \quad (6.2b)$$

Суммарный коэффициент инжекции

$$u = u_g + u_t. \quad (6.3)$$

На основе результатов проведенного ВТИ экспериментального исследования струйных аппаратов для пневмотранспорта песка и ми-

неральной ваты могут приниматься следующие расчетные значения коэффициентов скорости проточной части при условии хорошего выполнения и тщательной сборки струйных аппаратов:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,875$ ;  $\varphi_3 = 0,81$ ;  $\varphi_4 = 0,83$ , чему соответствуют  $K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0,674$  и  $K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0,587$ .

При расчете струйных аппаратов для пневмотранспорта жидкости могут приниматься следующие расчетные коэффициенты скорости:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,975$ ;  $\varphi_3 = 0,83$ ;  $\varphi_4 = 0,925$ , чему соответствуют  $K_1 = \varphi_1\varphi_2\varphi_3 = 0,765$  и  $K_2 = \varphi_2\varphi_3\varphi_4 = 0,75$ . Испарением жидкости при этом можно пренебречь.

## 6.2. Характеристики струйных аппаратов для пневмотранспорта

Вид уравнения характеристики струйного аппарата для пневмотранспорта зависит от степени расширения рабочего потока и типа аппарата (с диффузором или без диффузора).

Мы рассмотрим только струйные аппараты с диффузорами.

При сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) уравнение характеристики выводится на основе (4.9) путем замены  $v_n$ ,  $v_c$  и  $u$  соответствующими значениями по (6.1) — (6.3). В результате уравнение принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} = & \frac{f_{p*}}{f_s} \frac{p_p}{p_n} \left\{ \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) + \varphi_1\varphi_2 r \lambda_{p1} + (\varphi_2\varphi_4 - 0,5) s \times \right. \\ & \times \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u \left( \frac{v_{n,r}}{v_p} u_r + \frac{v_r}{v_p} u_r \right) - \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{f_{p*}}{f_s} (1 + u) \times \\ & \left. \times \left[ \frac{v_{c,r}}{v_p} (1 + u_r) + \frac{v_r}{v_p} u_r \right] \right\}, \end{aligned} \quad (6.4a)$$

где  $r = k_p \Pi_{p*}$ ;  $s = k_p \Pi_{p*} \varepsilon_{p*} = r \varepsilon_{p*}$ ;  $v_{c,r}/v_p$  и  $v_{n,r}/v_p$  могут быть определены по (4.11) и (4.12).

В частном случае, когда объемный расход инжектируемого твердого тела или жидкости значительно меньше объемного расхода инжектируемого и смешанного потоков газа, т. е. когда  $v_r u_r \ll v_{n,r} u$  и  $v_r u_r \ll v_{c,r} (1 + u_r)$ , можно для упрощения принять  $(v_r/v_p) u_r = 0$ , тогда уравнение характеристики приводится к следующему виду:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} = & \frac{f_{p*}}{f_s} \frac{p_p}{p_n} \left[ \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) + \varphi_1\varphi_2 r \lambda_{p1} + (\varphi_2\varphi_4 - 0,5) \times \right. \\ & \left. \times s \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \frac{v_{n,r}}{v_p} u u_r - \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) s \frac{f_{p*}}{f_s} \frac{v_{c,r}}{v_p} (1 + u) (1 + u_r) \right]. \end{aligned} \quad (6.4b)$$

При поступлении в приемную камеру струйного аппарата инжектируемого твердого тела или жидкости без примеси газа, т. е. при

$u_r = 0$ ,  $u = u_r$ , уравнение характеристики запишется следующим образом:

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p} \right) + \varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p1} + (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) s \times \right. \\ \left. \times \frac{f_{p*}}{f_{n2}} \frac{v_r}{v_p} u_r^2 - \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) s \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{v_{c.r} + u_r v_r}{v_p} (1 + u_r) \right]. \quad (6.4в)$$

Если при  $u_r = 0$  объемный расход твердого тела или жидкости значительно меньше объемного расхода газа на выходе из диффузора, т. е.  $u_r v_r \ll v_{c.r}$ , можно для упрощения принять  $u_r v_r = 0$ ; тогда уравнение характеристики приводится к следующему виду:

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{p_p}{p_n} \left[ \frac{f_{p1}}{f_{p*}} \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) + \varphi_1 \varphi_2 \lambda_{p1} - \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) s \times \right. \\ \left. \times \frac{f_{p*}}{f_3} \frac{v_{c.r}}{v_p} (1 + u_r) \right]. \quad (6.4г)$$

Для расчетного режима струйного аппарата, когда  $\Pi_{p1} = \Pi_{pn} = p_n/p_p$ ,  $\lambda_{p1} = \lambda_{pn}$ , уравнение характеристики (6.4а) принимает вид

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = k_p \Pi_{p*} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_3} \left\{ \varphi_1 \varphi_2 \lambda_{pn} + \varepsilon_{p*} (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{f_{p*}}{f_{n2}} u \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{v_{c.r}}{v_p} u_r + \frac{v_r}{v_p} u_r \right) - \varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{f_{p*}}{f_3} (1 + u) \times \right. \\ \left. \times \left[ \frac{v_{c.r}}{v_p} (1 + u_r) + \frac{v_r}{v_p} u_r \right] \right\}. \quad (6.5)$$

При докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n < 1/\Pi_{p*}$ ) после подстановок  $\Pi_{p1} = \Pi_{pn} = p_n/p_p$  и  $f_{p*} = f_1 q_{pn}$  уравнение характеристики струйного аппарата для пневмотранспорта запишется следующим образом:

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = k_p \Pi_{p*} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p1}}{f_3} q_{pn}^2 \left\{ \varphi_1 \varphi_2 \frac{\lambda_{p.n}}{q_{p.n}} + \varepsilon_{p*} (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{v_{c.r}}{v_p} u_r + \frac{v_r}{v_p} u_r \right) - \varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u) \times \right. \\ \left. \times \left[ \frac{v_{c.r}}{v_p} (1 + u_r) + \frac{v_r}{v_p} u_r \right] \right\}. \quad (6.6)$$

При сверхкритической степени расширения рабочего потока, ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) газодинамические функции  $\Pi_{p1}$  и  $\lambda_{p1}$  находятся однозначно по  $q_{p1} = f_{p*}/f_{p1}$ . При докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) газодинамические функции  $\Pi_{p.n}$  и  $q_{p.n}$  находятся однозначно по  $\Pi_{p.n} = p_n/p_p$ .

### 6.3. Определение достижимых параметров, оптимального отношения сечений и геометрических размеров

Для условий сверхкритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) уравнение для расчета оптимального отношения сечений  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = f(u)$  струйных аппаратов для пневмотранспорта может быть получено на основе (4.18) путем замены  $v_n$ ,  $v_c$  и  $u$  соответствующими значениями по (6.1) — (6.3). Искомое уравнение принимает следующий вид:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} \left\{ \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) (1+u) \left[ \frac{v_{c,r}}{v_p} (1+u_r) + \frac{v_r}{v_p} u_r \right] - (\Phi_2\Phi_4 - 0,5) n u \left( \frac{v_{n,r}}{v_p} u_r + \frac{v_r}{v_p} u_r \right) \right\}}{\Phi_1\Phi_2\lambda_{p,n}}, \quad (6.7a)$$

где  $n = f_3/f_{n2}$  определяется по (4.19).

В частном случае, когда  $v_r u_r \ll v_{n,r} u_r$  и  $v_r u_r \ll v_{c,r} (1+u_r)$ , значением  $(v_r/v_p) u_r$  можно пренебречь и (6.7) запишется так:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_{c,r}}{v_p} (1+u) (1+u_r) - (\Phi_2\Phi_4 - 0,5) \frac{v_{n,r}}{v_p} n u u_r}{\Phi_1\Phi_2\lambda_{p,n}}. \quad (6.7б)$$

При  $u_r = 0$ ,  $u = u_r$  уравнение (6.7) принимает вид

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} \left[ \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) (1+u_r) \frac{v_{c,r} + u_r v_r}{v_p} - (\Phi_2\Phi_4 - 0,5) n \frac{v_r}{v_p} u_r^2 \right]}{\Phi_1\Phi_2\lambda_{p,n}}. \quad (6.7в)$$

Если при  $u_r = 0$  объемный расход твердого тела или жидкости значительно меньше объемного расхода газа на выходе из диффузора ( $u_r v_r \ll v_{c,r}$ ), то можно пренебречь значением  $u_r v_r$ , тогда

$$\left(\frac{f_3}{f_{p*}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p*} \left( \frac{1}{\Phi_3} - 0,5 \right) \frac{v_{c,r}}{v_p} (1+u_r)}{\Phi_1\Phi_2\lambda_{p,n}}. \quad (6.7г)$$

При расчете  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  по (6.7) значением  $n = f_3/f_{n2}$  предварительно задаются, а затем уточняют по найденному значению  $f_3/f_{p*}$ . Значением  $v_{c,r}$  также предварительно задаются или принимают  $v_{c,r} = v_{n,r}$ , а затем уточняют.

Расчет  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  струйных аппаратов для пневмотранспорта может быть также произведен по (4.20). Достоинство уравнения (4.20) по сравнению с уравнением (6.7) заключается в том, что в него не входит величина  $n = f_3/f_{n2}$ , которая заранее не известна.

При подстановке  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  в уравнение характеристики (6.4) определяют достижимое значение  $\Delta p_c$ . При использовании (4.20) и (4.21)  $v_c$ ,  $v_n$  и  $u$  должны определяться по (6.1) — (6.3).

Для условий докритического расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) уравнение для расчета оптимального отношения сечений  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = f(u)$  струйных аппаратов для пневмотранспорта может быть получено на основе (4.22) путем замены  $v_n$ ,  $v_c$  и  $u$  соответствующими значениями по (6.1) — (6.3). В результате получаем

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p.н} \left\{ \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) (1+u) \left[ \frac{v_{c.r}}{v_p} (1+u_r) + \frac{v_r}{v_p} u_r \right] - (\varphi_3\varphi_4 - 0,5) n u \left( \frac{v_{n.r}}{v_p} u_r + \frac{v_r}{v_p} u_r \right) \right\}}{\varphi_1\varphi_2}, \quad (6.8a)$$

где  $n = f_3/f_{n2}$  определяется по (4.19).

В частном случае при  $v_r u_r \ll v_{n.r} u_r$  и  $v_r u_r \ll v_{c.r} (1+u_r)$ , когда можно значением  $(v_r/v_p) u_r$  пренебречь, уравнение (6.8) принимает вид

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p.н} \left[ \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) \frac{v_{c.r}}{v_p} (1+u) (1+u_r) \right] - (\varphi_3\varphi_4 - 0,5) \frac{v_{n.r}}{v_p} n u u_r}{\varphi_1\varphi_2}. \quad (6.8б)$$

При  $u_r = 0$ ,  $u = u_r$  уравнение (6.7a) принимает вид

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p.н} \left[ \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) (1+u_r) \frac{v_{c.r} + u_r u_r}{v_p} \right] - (\varphi_3\varphi_4 - 0,5) n \frac{v_r}{v_p} u_r^2}{\varphi_1\varphi_2}. \quad (6.8в)$$

Если при  $u_r = 0$  можно также пренебречь значением  $u_r v_r$  из-за ее малости по сравнению с  $v_{c.r}$ , то (6.8) принимает вид

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{2\varepsilon_{p.н} \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right) \frac{v_{c.r}}{v_p} (1+u_r)}{\varphi_1\varphi_2}. \quad (6.8г)$$

Значения  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  и  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  можно также определить по (4.20) и (4.23). В этом случае отпадает необходимость предварительного выбора  $n = f_3/f_{n2}$ . При использовании (4.20) и (4.23) значения  $v_n$ ,  $v_c$  и  $u$  должны определяться по (6.1) — (6.3).

При подстановке  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  в уравнение характеристики (6.6) определяют достижимый перепад давлений  $\Delta p_c$ . Можно также определить

достижимый перепад давлений  $\Delta p_c$  струйных аппаратов для пневмотранспорта без предварительного определения  $(f_3/f_{p*})_{\text{опт}}$  или  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$ . Для этой цели можно воспользоваться (4.21), подставив в него значения  $v_c$ ,  $v_n$  и  $u$  по (6.1) — (6.3).

Уравнение (4.21) действительно при любой степени расширения рабочего потока — как сверхкритической ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ), так и докритической ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ).

Формулами (6.7) и (6.8) и уравнениями (4.20) и (4.22) пользуются в том случае, когда заданы коэффициенты инжекции  $u_r$ ,  $u_t$ ,  $u$  и требуется определить достижимый перепад давлений  $\Delta p_c$  в струйном аппарате. Если задан перепад давлений  $\Delta p_c$ , развиваемый струйным аппаратом, а искомой величиной является достижимый коэффициент инжекции, то для определения оптимального отношения сечений удобно использовать те же уравнения (4.33) и (4.34), что и для газоструйных инжекторов.

Как видно из (4.33) и (4.34), при заданном  $\Delta p_c$  оптимальное отношение сечений  $f_3/f_{p*}$  или  $f_3/f_{p1}$  не зависит от удельных объемов инжектируемой  $v_n$  и сжатой  $v_c$  сред. Следовательно, оптимальное отношение сечений не зависит от соотношения коэффициентов инжекции по газу и твердому телу.

Уравнение для расчета достижимого коэффициента инжекции выводится из совместного решения (6.5) и (4.33) при сверхкритической степени расширения рабочего потока или из совместного решения (6.6) и (4.34) при докритической степени расширения рабочего потока. При  $v_t u_t \ll v_{c,r} (1 + u_r)$  и  $v_t u_t \ll v_{n,r} u_r$ , т. е. когда, как это часто бывает, объем твердой или жидкой инжектируемой среды значительно меньше объема инжектируемого и сжатого газа и, кроме того, температуры рабочего и инжектируемого потоков равны, т. е.  $T_p = T_n = T_c$ , уравнение для расчета достижимого суммарного коэффициента инжекции приводится к виду

$$u = \frac{\frac{k_p}{2(k_p + 1)} \Phi_1^2 \Phi_2^2 \lambda_{p,n}^2 \frac{p_n}{\Delta p_c} - \left(\frac{1}{\Phi_3} - 0,5\right) \frac{1 + u_r}{1 + \frac{\Delta p_c}{p_n}}}{\left(\frac{1}{\Phi_3} - 0,5\right) \frac{1 + u_r}{1 + \frac{\Delta p_c}{p_n}} - (\Phi_3 \Phi_4 - 0,5) \pi u_r} \quad (6.9a)$$

Достижимый коэффициент инжекции по инжектируемому твердому телу или жидкости

$$u_r = u - u_t = \frac{\frac{k_p}{2(k_p + 1)} \Phi_1^2 \Phi_2^2 \lambda_{p,n}^2 \frac{p_n}{\Delta p_c} - \left(\frac{1}{\Phi_3} - 0,5\right) \frac{1 + u_r}{1 + \frac{\Delta p_c}{p_n}}}{\left(\frac{1}{\Phi_3} - 0,5\right) \frac{1 + u_r}{1 + \frac{\Delta p_c}{p_n}} - (\Phi_3 \Phi_4 - 0,5) \pi u_r} = u_r \quad (6.96)$$

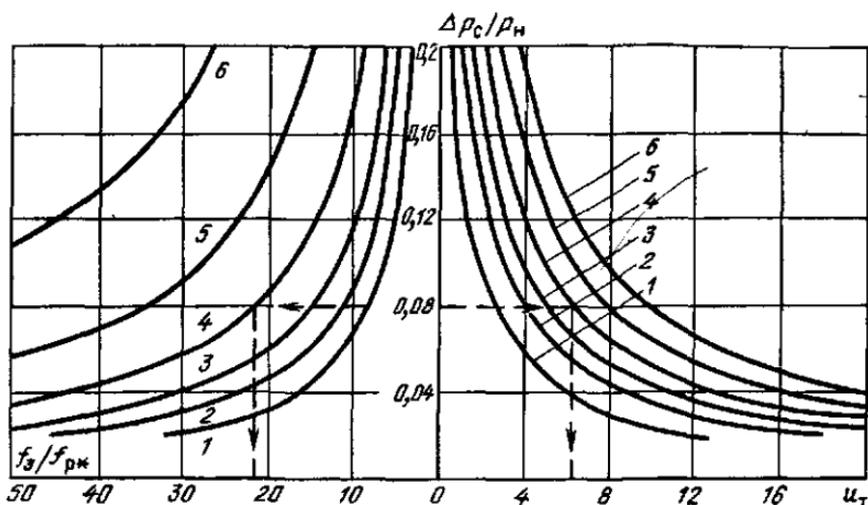


Рис. 6.3. Зависимость достижимого коэффициента инжекции по твердому телу  $u_T$  и оптимального отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  от относительного перепада давлений, создаваемого струйным аппаратом:

$$u_T = f(\Delta p_c/p_H); (f_3/f_{p*})_{\text{опт}} = f(\Delta p_c/p_H); u_T = 0; v_T/v_p u_T < v_{c,r}/v_p; T_p = T_H = T_c; 1-6 - p_p/p_H \text{ соответственно равно } 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 10$$

где  $n = f_3/f_{p_2}$  определяется по (4.19) или предварительно выбирается.

При расчете по (6.9) коэффициент инжекции по газу должен быть заранее задан или выбран. Как видно из (6.9б), коэффициент инжекции по твердому телу или жидкости  $u_T$  уменьшается при увеличении  $u_r$ . Следует иметь в виду, что, как правило,

$$\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 > (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) n.$$

$$1 + \frac{\Delta p_c}{p_H}$$

При увеличении  $u_r$  уменьшается числитель и увеличивается знаменатель первого члена правой части уравнения (6.9б). Кроме того, при этом, естественно, растет второй член, т. е. вычитаемое правой части уравнения (6.9б).

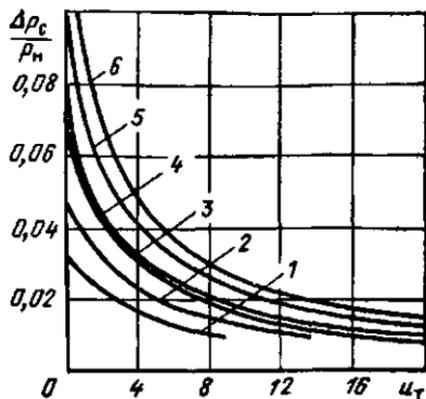
Коэффициент инжекции по твердому телу или жидкости  $u_T$  достигает максимального значения при  $u_r = 0$ , в этом случае

$$u_T = \frac{k_p \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p,H}^2 \left(1 + \frac{p_H}{\Delta p_c}\right)}{2(k_p + 1) \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5\right)} - 1. \quad (6.10)$$

Уравнения (6.9) и (6.10) действительны при любой степени расширения рабочего потока — как сверхкритической ( $p/p_H \geq 1/\Pi_{p*}$ ), так и докритической ( $p/p_H \leq 1/\Pi_{p*}$ ).

Рис. 6.4. Зависимость коэффициента инжекции по твердому телу  $u_T$  от относительного перепада давлений, создаваемого струйным аппаратом:

$u_T = f(\Delta p_c / p_n)$ ;  $u_T = 2,0$ ; 1-6 —  $p_p / p_n$  соответственно равно 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 10



При расчете струйных аппаратов для пневмотранспорта абсолютное давление  $p_n$  обычно равно 0,1 МПа, если только в приемной камере аппарата не создается искусственно вакуум.

Значение  $\Delta p_c$ , как правило, равно потере давления в сети после аппарата. Эта потеря давления зависит главным образом от диаметра и длины трубопровода после струйного аппарата и плотности транспортируемой среды.

На рис. 6.3 приведена зависимость оптимального отношения сечений ( $f_3/f_{p*}$ ) от относительного перепада давлений  $\Delta p_c/p_n$ , создаваемого струйным аппаратом, подсчитанная по (4.33). На том же рисунке показана зависимость достижимого коэффициента инжекции по твердому телу от  $\Delta p_c/p_n$  при  $u_T = 0$ , подсчитанная по (6.10).

Для того чтобы показать влияние  $u_T$  на коэффициент инжекции по твердому телу, на рис. 6.4 показана зависимость  $u_T = f(\Delta p_c/p_n)$  при  $u_T = 2$ , определенная по (6.9).

Из сравнения рис. 6.4 и 6.3 видно, что при одном и том же значении относительного перепада давления, развиваемого аппаратом ( $\Delta p_c/p_n = \text{idem}$ ), и одной и той же степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n = \text{idem}$ ) увеличение коэффициента инжекции по газу от  $u_T = 0$  до  $u_T = 2$  приводит к существенному снижению достижимого коэффициента инжекции по твердому телу  $u_T$ .

Для расчета параметров потока в характерных сечениях струйных аппаратов для пневмотранспорта могут быть использованы те же уравнения (4.39) — (4.44), что и для газоструйных инжекторов. Значения  $v_n$ ,  $v_c$  и  $u$  должны определяться при этом по (6.1) — (6.3).

При сверхкритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \geq 1/\Pi_{p*}$ ) основные размеры рабочего сопла ( $f_p$ ,  $f_{p*}$ ,  $f_{p1}$ ) рассчитываются по тем же формулам (2.42) — (2.45), что и для струйных компрессоров. При докритической степени расширения рабочего потока ( $p_p/p_n \leq 1/\Pi_{p*}$ ) рабочие сопла имеют коническую форму, а выходное сечение сопла рассчитывается по (4.37). Расход рабочего потока через сопло при докритической степени расширения определяется по (4.38). Для определения осевых размеров аппарата могут быть использованы формулы (2.54) — (2.60).

## ВОДОВОЗДУШНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

## 7.1. Устройство и особенности работы водовоздушного эжектора

В водовоздушных эжекторах (рис. 7.1) рабочей (эжектирующей) средой служит вода, подаваемая под давлением к суживающемуся соплу 1, на выходе из которого она приобретает большую скорость. Вытекающая из сопла в приемную камеру 3 струя воды увлекает с собой поступающие через патрубок 2 в камеру воздух или паровоздушную смесь, после чего поток попадает в камеру смешения 4 и диффузор 5, где и происходит повышение давления.

Наряду с изображенной на рис. 7.1 традиционной формой проточной части применяются водовоздушные эжекторы, в которых рабочая жидкость подается в камеру смешения через несколько рабочих сопел или одно сопло с несколькими отверстиями (многоструйное сопло). В результате увеличения поверхности контакта взаимодействующих сред такое сопло, как показали экспериментальные исследования (см. § 7.4), приводит к определенному увеличению коэффициента инжекции при прочих равных условиях.

Экспериментальные исследования показали также целесообразность увеличения длины камеры смешения до 40—50 вместо 8—10 калибров для однофазных струйных аппаратов [25, 31]. Это связано, по-видимому, с тем, что образование однородной газожидкостной эмульсии требует большей длины пути перемешивания, чем выравнивание профиля скоростей однофазного потока. В исследовании, специально посвященном этому вопросу [87, 88], авторы следующим образом представляют процесс разрушения рабочей струи. Струя рабочей жидкости в газовой среде разрушается в результате того, что капли выпадают из ядра струи. Разрушение струи начинается с появления ряби (волн) на ее поверхности на расстоянии нескольких диаметров от среза сопла. Затем амплитуда волн растет до тех пор, пока капли или частицы жидкости не начнут выпадать в окружающую среду. По мере развития процесса ядро струи уменьшается и в конце концов исчезает. Расстояние, на котором происходит разрушение струи, считается зоной перемешивания, в которой сплошной средой является инжектируемый газ. После скачкообразного повышения давления сплошной средой становится жидкость, в которой распределены пузырьки газа.

Длина камеры смешения должна быть достаточной для завершения смешения. При недостаточной длине камеры смешения зона перемешивания переходит в диффузор, что снижает эффективность водовоздушного эжектора. Для исследованного авторами диапазона геометрического параметра  $f_3/f_{p1} = 6,6 \div 2,2$  длина перемешивания составляла соответственно 32—12 калибров камеры смешения. По исследованиям авторов оптимальной формой рабочего сопла является диаф-

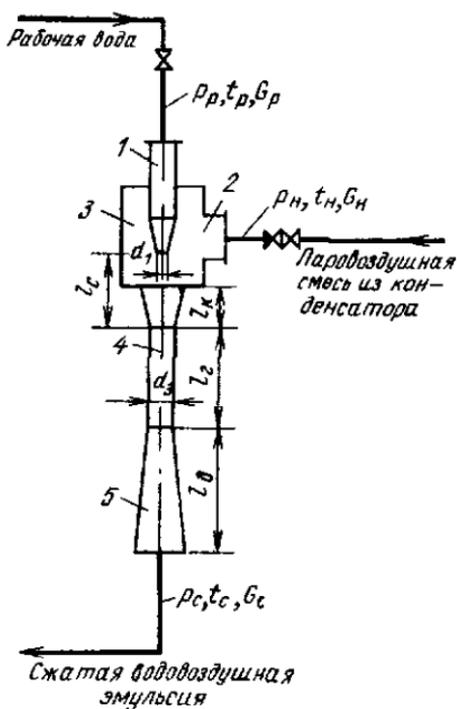
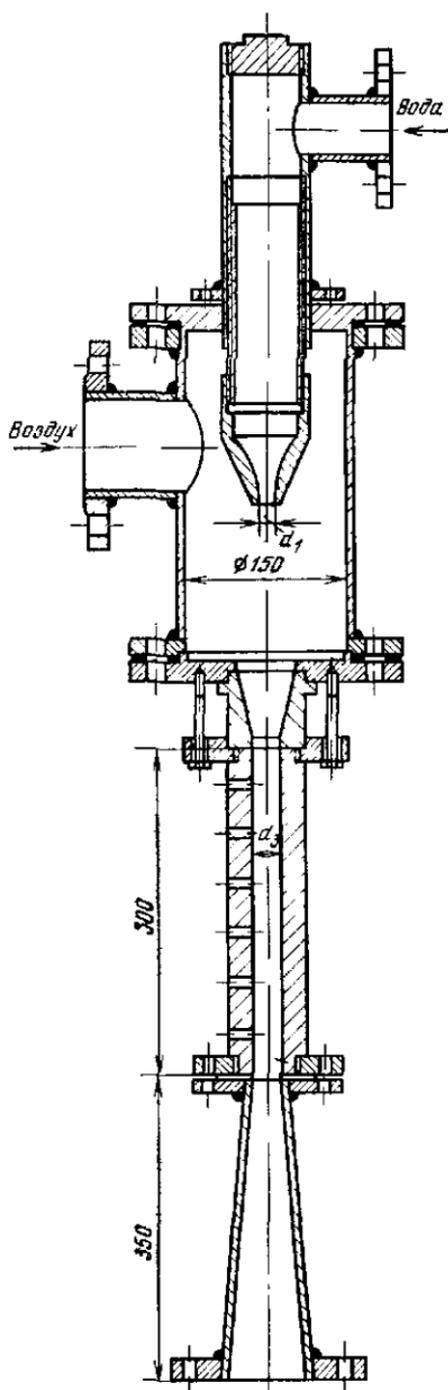


Рис. 7.1. Схема водовоздушного эжектора

Рис. 7.2. Экспериментальный водовоздушный эжектор



рагма с прямоугольными кромками и одним отверстием. Для водоструйного эжектора с таким соплом оптимальная длина камеры смешения [88]

$$\left(\frac{l_{кс}}{d_{p1}}\right)_{\text{опт}} = 15 \left(\frac{f_s}{f_{p1}} - 1\right). \quad (7.1)$$

При отсасывании водоструйными эжекторами паровоздушной смеси содержащейся в последней пар конденсируется, вследствие чего сжатие в камере смешения подвергается, как и в случае отсасывания сухого воздуха, водовоздушная смесь.

Водовоздушные эжекторы получили широкое распространение в различных отраслях техники, и в частности в энергетике, где они применяются в качестве воздухоотсасывающих устройств конденса-

ционных установок, в схемах вакуумной деаэрации воды, для создания вакуума в различных емкостях и т. д. Водовоздушные эжекторы всегда выполняются одноступенчатыми. Предлагались конструкции двухступенчатых водовоздушных эжекторов или эжекторов с первой пароструйной и второй водоструйной ступенями, но они не получили распространения.

В условиях конденсационных установок одноступенчатые водовоздушные эжекторы сжимают воздух, содержащийся в отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси, от давления 2—6 кПа до атмосферного или при расположении водовоздушного эжектора на некоторой высоте над уровнем воды в сливном баке — до давления, меньшего атмосферного на значение давления столба водовоздушной смеси в сливном трубопроводе.

Характерной особенностью условий работы водовоздушного эжектора является большая разница плотностей рабочей воды и эжектируемого воздуха. Отношение этих величин может превышать  $10^4$ . Массовые коэффициенты инжекции водовоздушного эжектора имеют обычно порядка  $10^{-5}$ , а объемные коэффициенты инжекции 0,2—3,0. При проведении экспериментальных исследований водовоздушных эжекторов их часто выполняют из прозрачного материала для возможности наблюдения за характером движения среды. На рис. 7.2 представлен экспериментальный водовоздушный эжектор ВТИ, камера смешения с входным участком которого выполнена из плексигласа. В четырех точках по длине камеры смешения производились измерения давления.

На основании визуальных наблюдений и измерения давления по длине течение в камере смешения представляется следующим образом. Струя воды поступает в камеру смешения, сохраняя свою первоначальную цилиндрическую форму. Примерно на расстоянии 2—3 калибров  $d_3$  от начала камера смешения оказывается уже заполненной молочно-белой водовоздушной эмульсией (пенной), причем у стенок камеры смешения наблюдаются обратные токи водовоздушной эмульсии, которая снова захватывается струей и увлекается ею. Это возвратное движение обусловлено повышением давления по длине камеры смешения (рис. 7.3). При всех рассмотренных режимах давление в начале камеры смешения равно  $p_n$  в приемной камере. При низких противодавлениях повышение давления в цилиндрической камере смешения сравнительно невелико. Основное повышение давления происходит в диффузоре. При увеличении противодавления эта картина изменяется: повышение давления в диффузоре уменьшается, а повышение давления в камере смешения резко увеличивается, причем оно происходит на сравнительно небольшом участке камеры смешения скачкообразно. Чем меньше отношение сечений камеры смешения и сопла, тем более резко выражен скачок давления. Место скачка хорошо различимо, так как после него движется уже не молочно-белая эмульсия, а прозрачная вода с пузырьками воздуха.

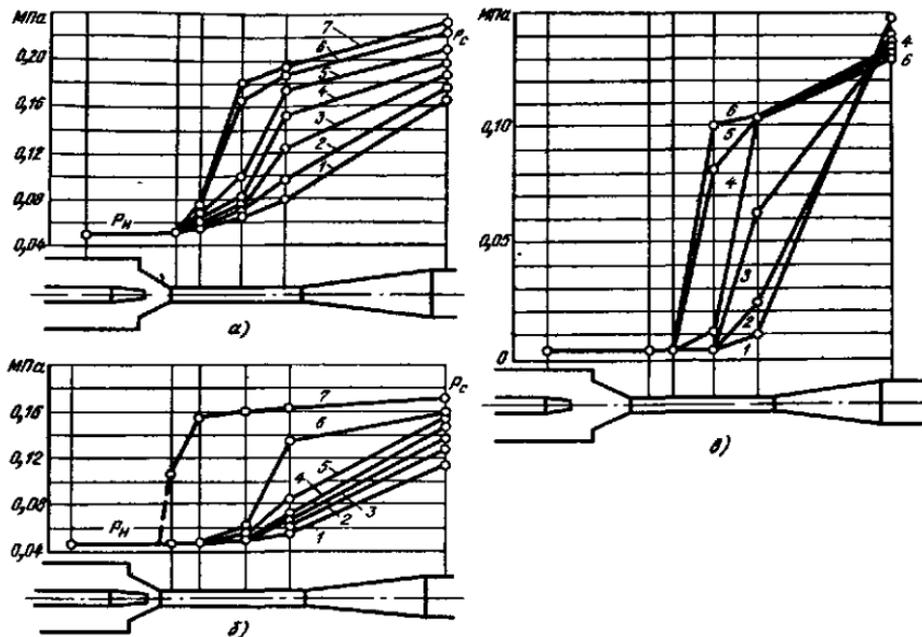


Рис. 7.3. Распределение давлений по длине проточной части при различных условиях:

$P_H = 50 \text{ кПа} = \text{const}$ ;  $d_s = 26 \text{ мм}$ ;  $a - d_{p1} = 16,5 \text{ мм}$ ;  $V_p = 20,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ :

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7
Расход инжектируемого воздуха $G_H$ , кг/ч	6,1	5,3	4,8	4,3	4,1	3,8	3,4
Объемный коэффициент инжекции $u_0$	0,49	0,43	0,39	0,34	0,33	0,30	0,28

$b - d_{p1} = 11 \text{ мм}$ ;  $V_p = 19,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ :

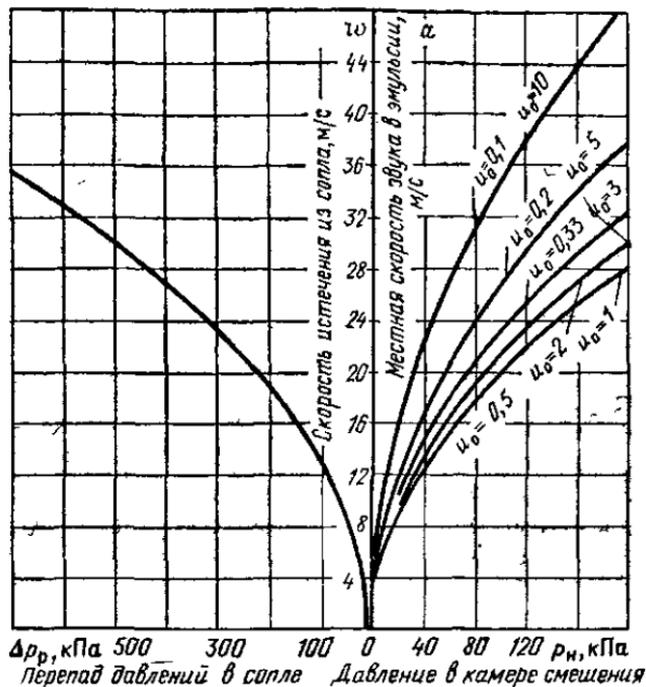
№ кривой	1	2	3	4	5	6	7
$G_H$ , кг/ч	4,2	4,0	3,8	3,7	3,6	3,0	1
$u_0$	0,81	0,76	0,73	0,72	0,69	0,58	0,19

$v - d_s = 26 \text{ мм}$ ;  $d_{p1} = 16,5 \text{ мм}$ ,  $G_H = 0$ :

№ кривой	1	2	3	4	5	6
Расход рабочей воды $V_p$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	19,2	17,5	17,2	16,4	16,2	15,9
Скорость истечения из сопла $w_{p1}$ , м/с	25,0	22,7	22,4	21,3	21,0	20,7

Чем больше отношение сечений камеры смешения и сопла, тем более развиты обратные токи водовоздушной эмульсии. При увеличении противодействия скачок давления перемещается против течения струи и, наконец, при определенном противодействии ( $p_c$ )<sub>макс</sub> достигает начала камеры смешения. При этом эжекция воздуха водой прекращается, вся камера смешения заполнена прозрачной водой без пузырьков воздуха. Аналогичные явления имеют место, если при неизменном противодействии снижается давление рабочей воды

Рис. 7.4. Скорость истечения воды из сопла  $w$  и скорость звука в водовоздушной эмульсии  $a$ :  
 $u_0$  — объемный коэффициент инжекции



перед соплом (рис. 7.3, в). При низких противодавлениях или высоких давлениях всасывания струя может не касаться стенок на всей длине камеры смешения. Расход инжектируемого воздуха при этом резко уменьшается.

Наличие резко выраженного скачка давления, а также наблюдающаяся при определенных условиях независимость коэффициента инжекции от противодавления  $p_c$  дали основание рассматривать течение газожидкостной эмульсии в камере смешения как сверхзвуковое течение газа и разрабатывать на этой основе теорию газожидкостного эжектора [24].

На рис. 7.4 сопоставлены скорости водовоздушной эмульсии  $w$ , принятые равными скорости истечения воды из сопла  $w_p$  при различных перепадах давлений в сопле  $\Delta p_p$ , со скоростью звука в водовоздушной эмульсии  $a$  при различных давлениях в камере смешения  $p_n$  и объемных коэффициентах инжекции  $u_0$ . Значение  $a$  определено по (1.466).

Как следует из рис. 7.4, при обычно применяемых в водоструйных эжекторах значениях  $\Delta p_p$ ,  $p_n$  и  $u_0$  скорость водовоздушной эмульсии превышает местную скорость звука. Так, при  $\Delta p_p = 300$  кПа и  $p_n = 20$  кПа скорость водовоздушной эмульсии превышает скорость звука в ней во всем возможном диапазоне значений  $u_0 = 0,1 \div 10$ . Можно отметить, что при неизменном давлении значенце местной скорости звука в водовоздушной эмульсии симметрично относительно  $u_0 = 1$ , т. е.  $(a)_{u_0} = (a)_{1/u_0}$ .

## 7.2. Основные расчетные уравнения

Для расчета описанных в предыдущих главах типов струйных аппаратов весьма плодотворным оказывалось применение уравнения импульсов. Это уравнение учитывает основной вид необратимых потерь энергии, имеющих место в струйных аппаратах, — так называемые «потери на удар». Последние определяются главным образом отношением масс и скоростей инжектируемой и рабочей сред. При работе водовоздушного эжектора масса инжектируемого воздуха оказывается в тысячи раз меньше массы рабочей воды и не может поэтому в какой-либо степени изменить скорость струи рабочей воды. Применение в данном случае уравнения импульсов для взаимодействующих потоков, как это было сделано при выводе расчетных уравнений для однофазных аппаратов, приводит к значениям достижимого коэффициента инжекции, в несколько раз превышающим опытные. Поэтому предложенные до настоящего времени различными авторами методы расчета водовоздушных эжекторов представляют собой по существу эмпирические формулы, позволяющие получить результаты, более или менее приближающиеся к опытным данным.

Экспериментальные исследования водовоздушных эжекторов показали, что при изменении в широких пределах параметров работы эжектора (давления рабочей, инжектируемой, сжатой сред, массового расхода воздуха) сохраняется достаточно стабильным объемный коэффициент инжекции. Поэтому в ряде методик расчета водовоздушных эжекторов предлагаются формулы для определения объемного коэффициента инжекции

$$u_o = V_b/V_p, \quad (7.2a)$$

где  $V_b$  — объемный расход инжектируемой среды;  $V_p$  — объемный расход рабочей среды.

В камере смешения благодаря большой поверхности контакта между водой и воздухом происходит насыщение воздуха парами воды. Температура пара в эмульсии практически равна температуре воды. Поэтому газовая фаза эмульсии представляет собой насыщенную паровоздушную смесь. Полное давление этой смеси в начале камеры смешения равно давлению инжектируемого сухого воздуха в приемной камере  $p_n$ . Парциальное давление воздуха в смеси меньше этого давления на давление насыщенного пара при температуре рабочей воды  $p_n$ , т. е.  $p_b = p_n - p_n$ .

Поскольку, таким образом, сжимаемый в эжекторе воздух входит в состав паровоздушной смеси, то и в приведенном выше выражении для объемного коэффициента инжекции значение  $V_b$  представляет собой объемный расход паровоздушной смеси, равный согласно закону Дальтона объемному расходу воздуха при парциальном давлении  $p_b$ . Массовый расход инжектируемого воздуха при этом может быть определен из уравнения Клапейрона:

$$G_n = \frac{p_b V_b}{R_b T_p} = \frac{(p_n - p_n) V_b}{R_b T_p}. \quad (7.3a)$$

Этот же расход, выраженный через параметры инжектируемого сухого воздуха,

$$G_n = \frac{\rho_n V_n}{R_n T_n}. \quad (7.36)$$

Отсюда

$$V_n = \frac{\rho_n - \rho_n}{\rho_n} \frac{T_n}{T_p} V_p. \quad (7.4)$$

Объемный коэффициент инжекции по сухому воздуху

$$u_{o.c} = V_n / V_p. \quad (7.26)$$

На основании формул (7.1а), (7.1б) и (7.4)

$$u_{o.c} = \frac{\rho_n - \rho_n}{\rho_n} \frac{T_n}{T_p} u_o = \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_n}\right) \frac{T_n}{T_p} u_o. \quad (7.5)$$

При  $\rho_n \ll \rho_n$  и  $T_n \approx T_p u_{o.c} \approx u_o$ .

При  $G_n = 0$  ( $u_{o.c} = 0$ )  $\rho_n = \rho_n$ , т. е. давление всасывания равно давлению насыщенного пара при температуре рабочей воды. Следует указать, что при этом несмотря на  $u_{o.c} = 0$   $u_o > 0$ , так как в приемной камере эжектора происходит вскипание рабочей воды и выделившийся пар отсасывается этой же рабочей водой. При повышении давления в диффузоре пар, содержащийся в эмульсии, конденсируется.

На основании результатов испытаний водовоздушного эжектора с одноструйным соплом и цилиндрической камерой смешения длиной около 10 калибров было предложено использовать для расчета водовоздушного эжектора формулы для водоструйного насоса (см. гл. 5), в которых массовый коэффициент инжекции  $u$  заменен объемным  $u_o$ ; скорость эжектируемой среды равна нулю, удельные объемы рабочей и сжатой сред одинаковы [52]. При этих условиях формулы для расчета водовоздушного эжектора принимают следующий вид:

достижимый объемный коэффициент инжекции

$$u_o = K \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} - 1}, \quad (7.6a)$$

где  $\Delta p_p = p_p - p_n$  — располагаемый перепад давлений рабочей воды;  $\Delta p_c = p_c - p_n$  — перепад давлений, создаваемый эжектором;  $p_p$ ,  $p_n$ ,  $p_c$  — давления рабочей, инжектируемой и сжатой сред.

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

$$u_o = 0,85 \sqrt{\frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} - 1}. \quad (7.66)$$

Рассчитанная по этому уравнению зависимость  $u_o$  от  $\Delta p_c / \Delta p_p$  представлена на рис. 7.5;

отношение сечений камеры смешения и сопла  $f_3 / f_{p1}$  определяется по уравнению

$$(f_3 / f_{p1})_{\text{опт}} \approx \Delta p_p / \Delta p_c; \quad (7.7)$$

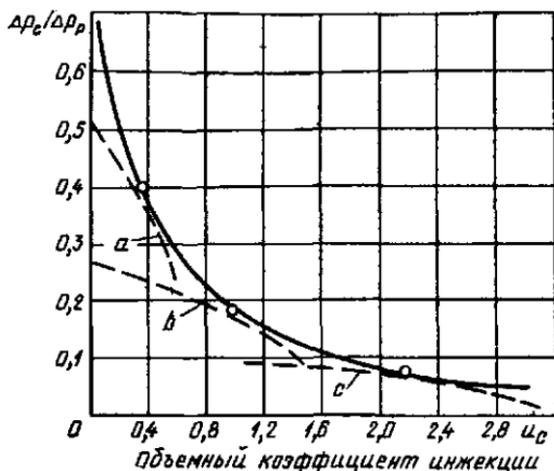


Рис. 7.5. Расчетные характеристики водовоздушных эжекторов:

— коэффициенты инжекции по (7.66); — — — характеристики эжекторов по (7.86) при  $f_3/f_{p1} = 2.5$  (кривая a); b — 5,6; c — 14,0

уравнение характеристики водовоздушного эжектора аналогично (5.2в) при условии  $p_2 = p_n$ , чему отвечает  $f_{n2} = \infty$  и соответственно  $f_{p1}/f_{n2} = 0$ :

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_s} \left[ 2\varphi_2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_s} (1 + u_0)^2 \right]. \quad (7.8a)$$

При указанных выше (см. § 5.1) коэффициентах скорости это уравнение принимает вид, аналогичный (5.56):

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 1,75 \frac{f_{p1}}{f_s} - 1,07 \left( \frac{f_{p1}}{f_s} \right)^2 (1 + u_0)^2. \quad (7.86)$$

Уравнение (7.8a) может быть представлено также в следующей модификации:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_1^2} \frac{f_s}{f_{p1}} \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}}{(2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_s}} - 1}. \quad (7.9)$$

Этим уравнением удобно пользоваться для определения объемного коэффициента инжекции водовоздушного эжектора по заданным отношениям сечений  $f_3/f_{p1}$  и перепадов давлений  $\Delta p_c/\Delta p_p$ .

На рис. 7.5 пунктиром представлены расчетные характеристики трех водовоздушных эжекторов, построенные по (7.86) при различных значениях  $f_3/f_{p1}$ . Каждая характеристика касается кривой максимальных коэффициентов инжекции в одной точке. Эта точка соответствует расчетному режиму данного эжектора, при котором

$$\Delta p_c/\Delta p_p = f_{p1}/f_s. \quad (7.10)$$

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

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{\max} = 1,75 \frac{f_{p1}}{f_s} - 1,07 \left(\frac{f_{p1}}{f_s}\right)^2. \quad (7.11a)$$

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

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{\max} = 2 \frac{f_{p1}}{f_s} - \left(\frac{f_{p1}}{f_s}\right)^2. \quad (7.11b)$$

Кроме того, рис. 7.5 показывает, что вид характеристики водовоздушного эжектора зависит от геометрического параметра аппарата. При уменьшении параметра  $f_s/f_{p1}$  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 инжекции. Уравнения (7.11) соответствуют  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  для водоструйного насоса. Зависимость  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  от отношения сечений  $f_s/f_{p1}$  по уравнениям (7.11) представлена на рис. 7.6.

Ниже, в § 7.3 приведенные формулы сопоставлены с результатами экспериментального исследования в диапазоне значений  $f_s/f_{p1} = 2,5 \div 14$  и  $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,06 \div 0,48$ .

В области глубокого вакуума (конденсаторы паровых турбин и т. п.), когда при постоянных значениях  $p_p$  и  $p_c$  наибольшие изменения  $p_n$  практически не меняют отношения  $\Delta p_c/\Delta p_p$ , объемный коэффициент инжекции  $u_n = V_n/V_p$ , как следует из (7.9) для аппарата данных размеров ( $f_s/f_{p1} = \text{const}$ ), остается постоянным. Так как при этом практически не меняется расход рабочей воды, то и объемный расход паровоздушной смеси также остается постоянным.

Из (7.3a)

$$p_n = p_n + \frac{R_n T_p}{V_n} = p_n + a G_n, \quad (7.12)$$

где при  $V_n = \text{const}$  сохраняется постоянным и коэффициент

$$a = R_n T_p / V_n. \quad (7.13)$$

Это уравнение, описывающее характеристику водовоздушного эжектора при отсасывании сухого воздуха и постоянной температуре рабочей воды ( $t_p = \text{const}$ ), аналогично (3.37), описывающему характеристику пароструйного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси постоянной температуры ( $t_{см} = \text{const}$ ).

На рис. 7.7, а представлены характеристики водовоздушного эжектора при отсасывании сухого воздуха и различных объемных производительностях эжектора  $V_n = 100 \div 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Температура рабочей воды  $t_p = 30^\circ \text{C} = \text{const}$ . Изменение объемной производительности эжектора с заданными геометрическими размерами имеет место, например, при изменении давления рабочей воды перед соплом в соответствии с уравнением (7.9). При имеющих место на практике изменениях температуры рабочей воды  $t_p$  значение  $a$  согласно (7.13) почти

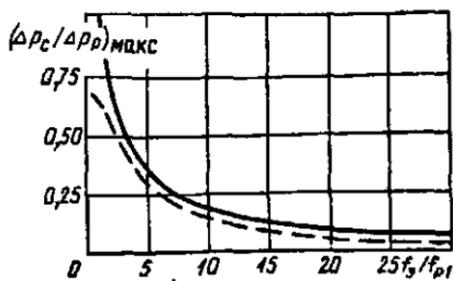


Рис. 7.6. Зависимость  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  от отношения сечений  $f_3/f_{p1}$ :  
 — по (7.11б) при  $\varphi = 1$ ; - - - по (7.11а)

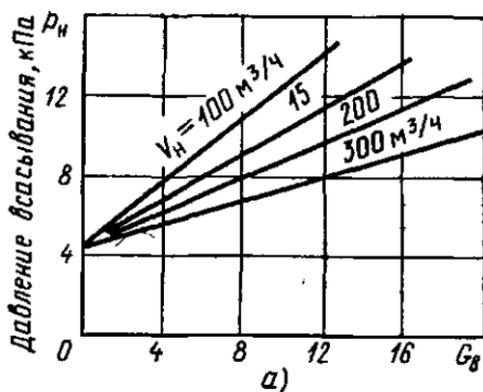
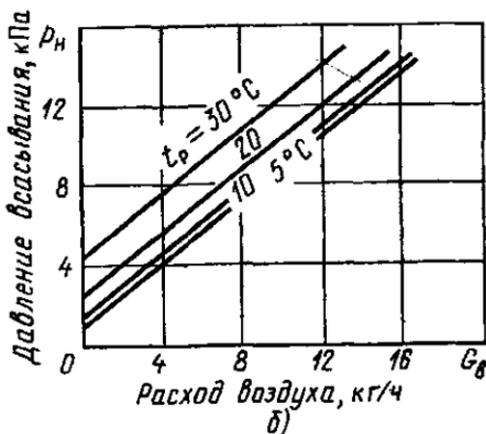


Рис. 7.7. Характеристики водовоздушного эжектора при отсасывании сухого воздуха:

а — при различной объемной производительности  $V_n$  (температура рабочей воды  $t_p = 30^\circ\text{C}$ ); б — при различной температуре рабочей воды  $t_p$  (объемная производительность  $V_n = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ )



не изменяется. Поэтому при изменении температуры рабочей воды давление всасывания при неизменном расходе отсасываемого воздуха  $G_B$  изменится на значение изменения давления насыщенного пара при различных температурах рабочей воды. Таким образом, характеристики эжектора при различных температурах рабочей воды представляют собой в координатах  $p_n$ — $G_B$  эквидистантные прямые линии, отсекающие на оси  $p_n$  отрезки, соответствующие давлению насыщенного пара  $p_n$  при температуре  $t_p$ , как изображено на рис. 7.7, б.

Обычно водовоздушный эжектор удаляет воздух из пространства с давлением ниже атмосферного в атмосферу. По (7.11) могут быть определены минимальные давления высасывания  $(p_n)_{\min}$ , достигаемые в этом случае с помощью водоструйного эжектора определенных геометрических размеров  $f_3/f_{p1}$  при заданном перепаде давлений в рабочем сопле или, что то же, заданной скорости истечения воды из сопла  $w_{p1}$  (рис. 7.8, а).

Противодавление  $p_c$  здесь принято равным 0,105 МПа. Из графика видно, например, что при отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 5$  и скорости

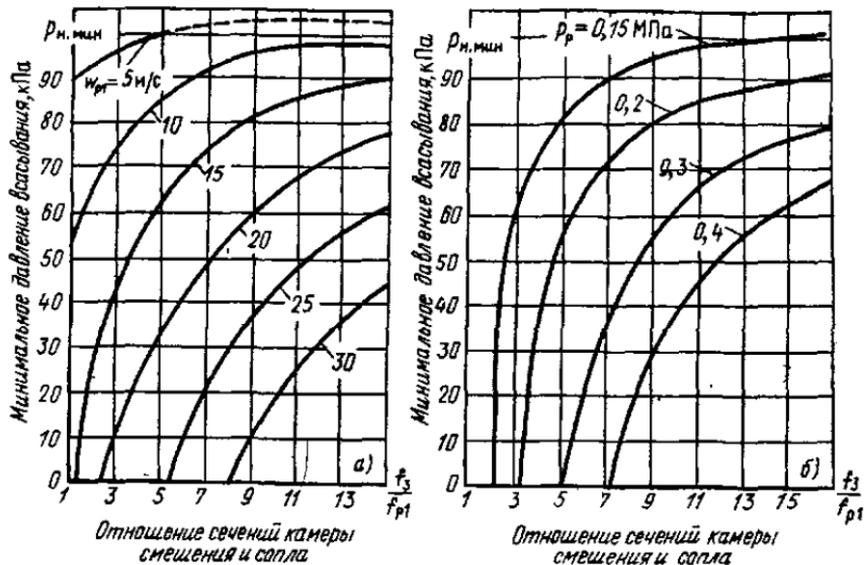


Рис. 7.8. Минимальное расчетное давление всасывания:

а — при различных скоростях истечения воды из сопла  $w_{p1}$ ; б — при различных давлениях воды перед соплом  $p_p$

истечения воды из сопла 20 м/с может быть получено минимальное давление всасывания  $(p_{н})_{\text{мин}} = 33 \text{ кПа}$ . Если же скорость истечения увеличится до 25 м/с, то перепад давлений, который может быть создан эжектором, превысит 0,105 МПа. Давление в приемной камере при полном прекращении подачи воздуха в этом случае понизится и будет соответствовать, как следует из (7.5), давлению насыщенного пара  $p_n$  при температуре поступающей воды  $t_p$ .

В случае, если регулирование скорости истечения струи не производится, давление воды перед соплом сохраняется примерно постоянным. Снижение давления всасывания приводит в этих условиях к увеличению скорости истечения и расхода рабочей воды. Зависимость минимального давления всасывания  $(p_{н})_{\text{мин}}$  от отношения сечений  $f_3/f_{p1}$  при различных давлениях воды перед соплом при ее температуре  $t_p = 2^\circ \text{C}$  представлена на рис. 7.8, б. Как видно из рис. 7.8, б, чем меньше отношение сечений  $f_3/f_{p1}$ , тем меньше требуемое давление рабочей воды для достижения заданного разрежения. Однако уменьшение отношения  $f_3/f_{p1}$  приводит к уменьшению производительности водовоздушного эжектора (см. рис. 7.5).

При отсасывании водоструйным эжектором паровоздушной смеси условия его работы существенно изменяются по сравнению с рассмотренными выше [15]. Вследствие большой интенсивности теплообмена между струей воды и паром, приводящей к практически полной конденсации последнего на струе, производительность водоструйного

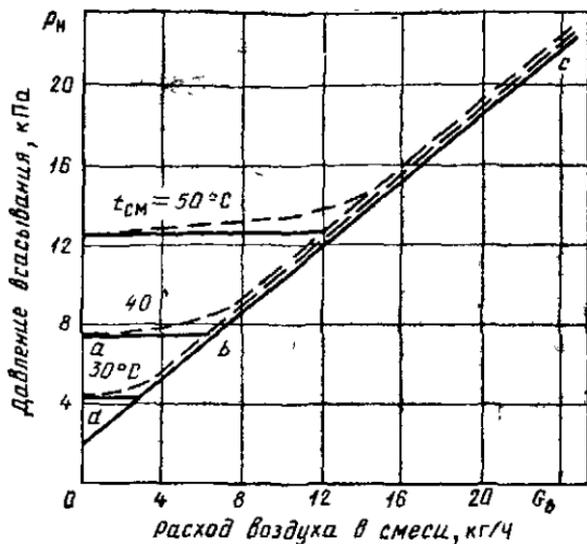


Рис. 7.9. Характеристика водовоздушного эжектора при отсасывании насыщенной паровоздушной смеси:  $t_p = 20^\circ\text{C}$ ;  $V_B = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; — — — действительные характеристики; — — — приближенные характеристики; *ab* — рабочий участок характеристики; *bc* — перегрузочный участок; *dc* — характеристика при отсасывании сухого воздуха

эжектора при отсасывании чистого пара оказывается в десятки раз большей, чем при отсасывании сухого воздуха.

Проведенные опыты показывают, что по мере увеличения  $G_B$  количество пара в отсасываемой смеси при данной температуре снижается вначале очень быстро, а затем медленнее. Соответственно характеристика  $p_n = f'(G_B)$  при  $t_{cm} = \text{const}$ , начинающаяся на оси ординат в точке  $p_n = p_n$  (при  $G_B = 0$ ), возрастает и асимптотически приближается к характеристике, отвечающей отсасыванию сухого воздуха при той же температуре рабочей воды  $t_p$  (рис. 7.9).

Таким образом, характеристика водоструйного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси заданной температуры существенно отличается от соответствующей характеристики пароструйного эжектора, представляющей собой (до точки перегрузки) прямую линию, которой отвечает  $G_n = \text{const}$ . Можно ради простоты принимать с достаточной для практических целей точностью, что характеристика водоструйного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси данной температуры состоит из двух участков, которые по аналогии с характеристикой пароструйного эжектора могут быть названы рабочим и перегрузочным (см. участки *ab* и *bc* на рис. 7.9).

В пределах рабочего участка характеристики водоструйного эжектора для  $t_n = \text{const}$  давление всасывания можно считать приблизительно постоянным и равным давлению насыщения при температуре отсасываемой смеси, увеличению расхода воздуха, содержащегося в описываемой смеси, здесь отвечает при  $t_n = \text{const}$  значительное уменьшение расхода содержащегося в смеси пара  $G_n$ . При указанном допущении перегрузочный участок характеристики начинается при расходе воздуха  $G_B^*$ , которому отвечает в случае отсасывания сухого воздуха давление  $p_n$ , равное давлению  $p_n$  насыщенного пара при

температуре отсасываемой смеси. Для перегрузочного участка, т. е. для области  $G_b > G_b^*$ , можно принять, что характеристика эжектора при отсасывании паровоздушной смеси совпадает с его характеристикой на сухом воздухе при данной  $t_p$ .

При отсасывании водоструйным эжектором сухого воздуха его производительность  $G_n$  при определенном давлении всасывания  $p_n$  может быть увеличена, или при данном  $G_n$  давление всасывания может быть понижено как путем увеличения давления рабочей воды  $p_p$ , так и путем уменьшения противодавления, т. е. давления за диффузором  $p_c$ . Уменьшить  $p_c$  можно, например, путем установки водоструйного эжектора на определенной высоте над уровнем воды в сливном баке или колодце. Благодаря этому давление после диффузора снижается на величину давления столба в сливном трубопроводе. Правда, при том же насосе рабочей воды это повлечет за собой некоторое уменьшение давления воды перед рабочим соплом  $p_p$ , но это лишь частично снизит положительный эффект, достигающийся в результате уменьшения  $p_c$ . При установке водоструйного эжектора на высоте  $H$  над уровнем воды в сливном колодце давление после диффузора составит

$$p_c = p_b + \Delta p - \rho_{cp} H, \quad (7.14)$$

где  $p_b$  — барометрическое давление;  $\Delta p$  — сопротивление сливного трубопровода;  $\rho_{cp}$  — средняя по высоте  $H$  плотность среды в сливном трубопроводе.

При отсасывании водоструйным эжектором паровоздушной смеси уменьшение  $p_c$  указанным выше путем также благоприятно сказывается на характеристике эжектора, но уже не столько вследствие уменьшения давления всасывания в пределах рабочего участка характеристики, сколько вследствие увеличения при этом протяженности рабочего участка характеристики (т. е. увеличения  $G_b^*$ ).

Наряду с изложенной предлагаются и другие методики расчета водовоздушных эжекторов. Предложенная во ВТИ Л. Д. Берманом и Г. И. Ефимочкиным методика расчета водовоздушных эжекторов с короткой камерой смешения [17, 18], а также методика МЭИ [6] приведены в [76]. В дальнейшем во ВТИ были проведены исследования водовоздушных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения [19, 20, 32, 33, 34] и предложены методики расчета эжекторов этого типа [33а, 35]. Сравнительные расчеты по этим методикам показали близкие результаты.

Согласно последней из опубликованных методик [35] максимальный объемный коэффициент инжекции определяется из выражения

$$\mu_o^{\max} = \frac{0,35 (p_p - p_n)}{(p_c/2,7) - p_n}, \quad (7.15)$$

где  $p_n$  — парциальное давление насыщенного пара при температуре рабочей жидкости.

Оптимальное отношение сечений камеры смешения и рабочего сопла

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = 1,25 u_o^{\text{макс}} + 1. \quad (7.16)$$

Минимальное давление рабочей воды, при котором возможна работа эжектора,

$$p_p^{\text{мин}} = \frac{p_c}{2} (f_3/f_{p1})_{\text{опт}}. \quad (7.17)$$

Длина камеры смешения

$$l_{\text{к. с}} = m d_{1\text{экв}} [(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} - 1], \quad (7.18)$$

где  $m = 10 \div 20$ ;  $d_{1\text{экв}}$  — эквивалентный диаметр сопла с сечением, равным суммарному сечению сопел многоструйного эжектора.

Это выражение совпадает с (7.1), предложенным в [88].

**Пример 7.1.** Рассчитать водовоздушный эжектор, а также построить характеристику его работы при изменении расхода инжектируемого воздуха и неизменном давлении воды перед рабочим соплом.

Исходные данные: давление инжектируемого воздуха  $p_n = 10$  кПа; расход инжектируемого воздуха  $G_n = 2$  кг/ч; температура инжектируемого воздуха  $t_n = 15^\circ\text{C}$ ; давление рабочей воды перед соплом  $p_p = 0,4$  МПа; температура рабочей воды  $t_p = 15^\circ\text{C}$ . Сжатая водовоздушная смесь выбрасывается в атмосферу;  $p_c = 100$  кПа.

**Решение.** Определяем максимальный объемный коэффициент инжекции по (7.66)

$$\Delta p_p = p_p - p_n = 400 - 10 = 390 \text{ кПа}; \quad \Delta p_c = p_c - p_n = 100 - 10 = 90 \text{ кПа};$$

$$u_o = 0,85 \sqrt{390/90} - 1 = 0,76.$$

Основной геометрический параметр эжектора по (7.7)

$$f_3/f_{p1} = 390/90 = 4,34.$$

Уравнение характеристики (7.86) при этом значении  $f_3/f_{p1}$  примет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = 0,46 - 0,0745 (1 + u_o)^2.$$

Отсюда

$$u_o = \sqrt{\frac{0,46 - (\Delta p_c/\Delta p_p)}{0,0745}} - 1.$$

При  $u_o = 0,76$  отношение  $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,23$ , что близко к исходным данным.

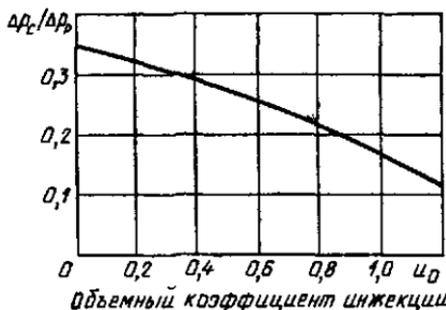
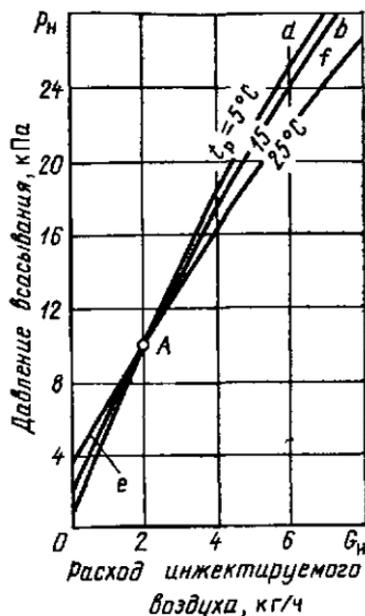


Рис. 7.10. Расчетная характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_o)$  водовоздушного эжектора (к примеру 7.1)

Рис. 7.11. Расчетные характеристики  $p_H = f(G_H)$  водовоздушных эжекторов (к примерам 7.1 и 7.2):

$A$  — расчетная точка;  $ab$ :  $d_{p1} = 19$  мм,  $d_3 = 40$  мм,  $t_p = 15^\circ\text{C}$  (к примеру 7.1);  $cd$ :  $d_{p1} = 17,8$  мм,  $d_3 = 37$  мм,  $t_p = 5^\circ\text{C}$  (к примеру 7.2);  $ef$ :  $d_{p1} = 21,2$  мм,  $d_3 = 44,1$  мм,  $t_p = 25^\circ\text{C}$  (к примеру 7.2)



На рис. 7.10 представлена зависимость  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_0)$  при расчетном отношении сечений  $f_3 / f_{p1}$ .

Объемный расход паровоздушной смеси определяем из (7.3а). Для принятых исходных данных температура  $t_p = 15^\circ\text{C}$ ,  $p_H = 1,7$  кПа;

$$V_B = \frac{2 \cdot 292,7 (273 + 15)}{(10 - 1,7) \cdot 10^3} = 20,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объемный расход рабочей воды

$$V_P = 20,4 / 0,76 = 27 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сечение рабочего сопла

$$f_{p1} = \frac{27 \cdot 10^6}{0,95 \cdot 3600 \sqrt{2 \cdot 0,39 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}}} = 287 \text{ мм}^2$$

Диаметр сопла  $d_{p1} = 19$  мм. Диаметр камеры смешения  $d_3 = d_{p1} \sqrt{f_3 / f_{p1}} = 19 \sqrt{4,34} = 40$  мм. Определим расход инжектируемого воздуха при других давлениях всасывания, например при  $p_H = 4$  кПа. При этом значении  $p_H$   $\Delta p_p = 400 - 5 = 395$  кПа;  $\Delta p_c = 100 - 5 = 95$  кПа;  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,24$ .

Из приведенного выше частного вида характеристики объемный коэффициент инжекции

$$u_0 = \sqrt{\frac{0,46 - (\Delta p_c / \Delta p_p)}{0,0745}} - 1 = 0,68.$$

Расход рабочей воды изменяется пропорционально корню из отношения  $\Delta p_p$ :

$$V_P = 27 \sqrt{395/390} = 27,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объемный расход инжектируемой паровоздушной смеси

$$V_B = V_P u_0 = 27,2 \cdot 0,68 = 18,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Массовый расход инжектируемого воздуха

$$G_H = \frac{18,5 (5 - 1,7) \cdot 10^3}{293 \cdot 288} = 0,725 \text{ кг/ч}.$$

Аналогично рассчитаны значения  $G_H$  при других давлениях всасывания. Результаты расчетов приведены в табл. 7.1, а также на рис. 7.11 (линия  $ab$ ).

Пример 7.2. Рассчитать водовоздушный эжектор для условий примера 7.1 при температурах рабочей воды  $t_p = 5$  и  $25^\circ\text{C}$ .

Таблица 7.1 (к примеру 7.1). Расчет характеристики  
 $p_n = f(G_n)$  водовоздушного эжектора

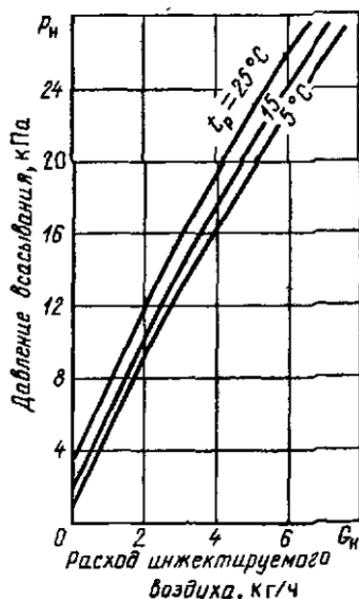
Давление в приемной камере $p_n$ , кПа	Перепад давлений в сопле $\Delta p_p$ , кПа	Перепад давлений, создаваемый эжектором, $\Delta p_c$ , кПа	коэфф-циент объемный $u_0$ %	Объемный расход рабочей среды, м <sup>3</sup> /ч			Объемный расход сухого воздуха, м <sup>3</sup> /ч			Массовый расход инжектируемой среды, кг/ч		
				при температуре, °C								
				5	15	25	5	15	25	5	15	25
5	395	95	0,68	23,8	27,2	34,0	16,2	18,5	23,2	0,82	0,725	0,48
8	392	92	0,70	23,7	27,1	33,9	16,6	19,0	23,7	1,4	1,42	1,31
10	390	90	0,72	23,6	27,0	33,8	17,0	19,4	24,3	1,91	1,91	1,90
15	385	85	0,77	23,4	26,8	33,6	18,0	20,6	25,8	3,12	3,24	3,50
20	380	80	0,82	23,3	26,6	33,4	19,1	21,8	27,4	4,47	4,72	5,29
25	375	75	0,86	23,2	26,5	33,2	20,0	22,8	28,5	5,91	6,29	7,14
30	370	70	0,91	23,0	26,3	32,9	20,9	23,9	30,0	7,46	8,00	9,24

**Решение.** Поскольку значения  $\Delta p_p$  и  $\Delta p_c$  остаются теми же, что и в примере 7.1, значения объемного коэффициента инжекции  $u_0$ , основного геометрического параметра  $f_3/f_{p1}$ , а также безразмерная характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$  не изменяются.

Изменится объемная производительность эжектора из-за изменения давления насыщенного пара  $p_n$ .

Результаты расчета приведены в табл. 7.2.

Для эжекторов с определенными таким образом размерами построены характеристики  $p_n = f(G_n)$  (рис. 7.11).



**Пример 7.3.** Построить характеристики  $p_n = f(G_n)$  эжектора с основными размерами  $d_{p1} = 19$  мм и  $d_3 = 40$  мм ( $f_3/f_{p1} = 4,34$ ) при различных температурах рабочей воды  $t_p = 5; 15$  и  $25^\circ\text{C}$ .

**Решение.** Поскольку отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  остается тем же, что и в примере 7.1, безразмерная характеристика эжектора  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$  не изменяется. Изменится лишь массовый расход эжектируемого воздуха из-за изменения давления насыщенного пара  $p_n$ .

Результаты расчета приведены на рис. 7.12.

Как видно из приведенных данных, в связи со сложностью внутренних процессов в водовоздушном эжекторе и их недостаточной изученностью в настоящее время при расчете этих аппаратов прихо-

Рис. 7.12. Расчетные характеристики  $p_n = f(G_n)$  водовоздушного эжектора при различных температурах рабочей воды (к примеру 7.3)

Т а б л и ц а 7.2. Результаты расчета водовоздушного эжектора (к примеру 7.2)

Температура рабочей воды $t_p$ , °С	Давление насыщения $P_{п}$ , кПа	Парциальное давление воздуха $P_B$ , кПа	Объемная производительность $V_n$ , м <sup>3</sup> /ч	Объемный расход рабочей воды $V_p$ , м <sup>3</sup> /ч	Диаметр рабочего сопла $d_{p1}$ , мм	Диаметр камеры смешения $d_3$ , мм
5	0,9	9,1	17,9	23,6	17,8	37,0
25	3,2	6,8	25,7	33,8	21,2	44,1

дится пользоваться эмпирическими формулами. Поэтому весьма важной задачей является дальнейшее изучение механизма рабочего процесса водовоздушных эжекторов с целью разработки более строгой методики расчета. Сопоставление предложенных для расчета водовоздушных эжекторов формул с результатами испытаний эжекторов как на экспериментальных стендах, так и на промышленных установках приведено в § 7.3 и 7.4.

### 7.3. Исследования водовоздушного эжектора с одноструйным соплом на экспериментальном стенде

#### 7.3.1. Экспериментальный стенд

Для получения характеристик водовоздушного эжектора, оценки влияния различных конструктивных и режимных факторов на его работу и апробации предлагаемых для расчета формул было проведено экспериментальное исследование водовоздушного эжектора [42].

Схемы стенда при испытаниях эжектора на сухом воздухе и паровоздушной смеси приведены на рис. 7.13. Общий вид экспериментального водовоздушного эжектора представлен на рис. 7.2. Детали проточной части: сопло, камера смешения и диффузор — сменные. Экспериментальный эжектор является одноструйным, со сравнительно короткой камерой смешения. Результаты детальных исследований этого эжектора позволили установить общие закономерности работы водовоздушного эжектора при различных геометрических и режимных параметрах и сопоставить расчетные характеристики с экспериментальными.

Как отмечалось выше, для многоструйного эжектора и эжектора с удлиненной камерой смешения могут быть получены большие значения коэффициента инжекции при прочих равных условиях.

В последующих разделах приведены результаты испытаний водовоздушных эжекторов и с такими конструктивными особенностями.

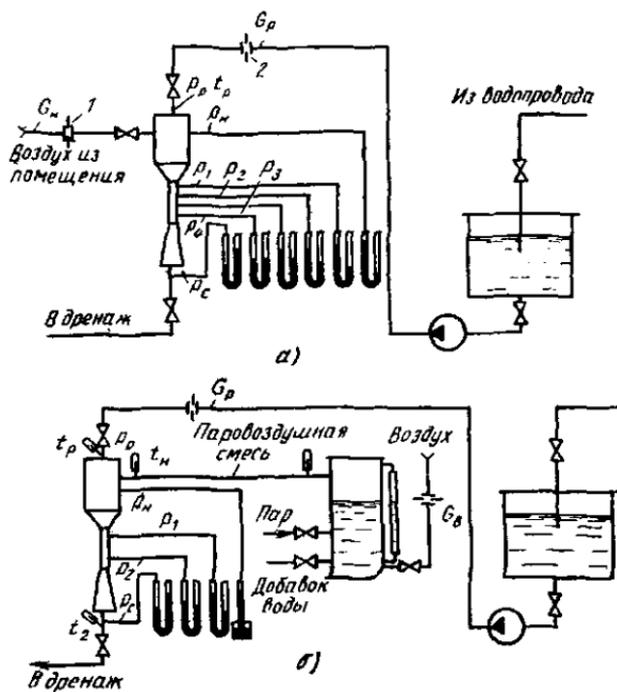


Рис. 7.13. Схема экспериментального стенда по исследованию водовоздушных эжекторов:

а — при испытаниях эжекторов на сухом воздухе; б — при испытаниях эжектора на паровоздушной смеси; 1 — измерительное сопло; 2 — измерительная диафрагма

### 7.3.2. Влияние положения рабочего сопла

Для оценки влияния расстояния сопла от камеры смешения определялись характеристики  $p_n = f(G_n)$  эжектора при  $l_c = 20$  и  $120$  мм. Все прочие условия опытов сохранились неизменными (рис. 7.14). Как видно из графика, указанное изменение расстояния сопла от камеры смешения не оказывает влияния на характеристику эжектора. Максимальный перепад давлений  $\Delta p_c$ , который может быть создан эжектором, как показали специально проведенные опыты, также практически не зависит от положения сопла. Все основные опыты на водовоздушном эжекторе, описанные ниже, проводились при  $l_c = 20$  мм.

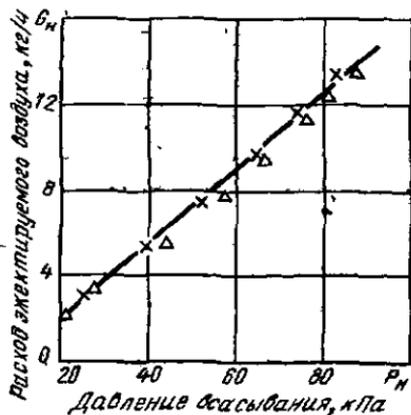


Рис. 7.14. Характеристики водовоздушного эжектора при различных расстояниях сопла от камеры смешения  $l_c$ :

$d_{p1} = 16,5$  мм;  $d_s = 26$  мм;  $w_{p1} = 26,4$  м/с;  
 $V_p = 20,3$  м<sup>3</sup>/ч;  $p_c = 0,16 \pm 0,17$  МПа;  $\times - l_c = 20$  мм;  $\Delta - l_c = 120$  мм

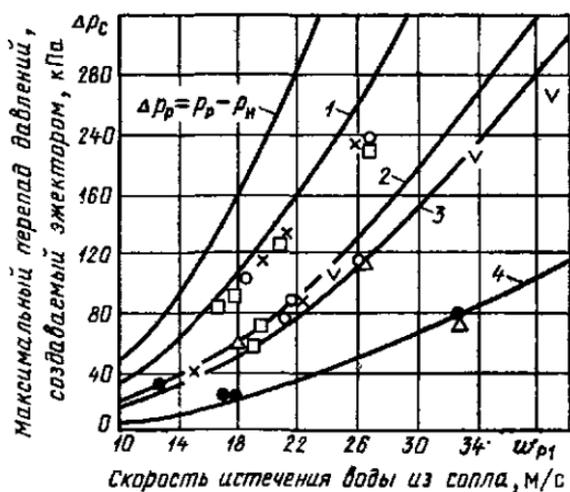
### 7.3.3. Максимальный перепад давлений, создаваемый эжектором

Путем увеличения противодействия или снижения расхода рабочей воды фиксировался режим, когда коэффициент инжекции  $u_0$  снижался до нуля, камера смешения заполнялась водой и эжектор переставал отсасывать воздух. Полученные таким образом опытные значения  $(\Delta p_c)_{\max}$  при различных скоростях истечения воды, давлениях всасывания  $p_H$  и отношениях сечений  $f_3/f_{p1}$  представлены на рис. 7.15. На этом же графике сплошными линиями нанесены значения  $(\Delta p_c)_{\max}$ , рассчитанные по (7.116). Как видно из рис. 7.15, расчетные кривые хорошо совпадают с результатами испытаний.

Близкое совпадение с результатами опытов уравнения (7.116), в котором коэффициенты скорости приняты равными единице, можно объяснить тем, что при нулевом коэффициенте инжекции весь эжектор заполнен водой, движущейся с небольшими скоростями, что приводит к снижению потерь, имеющих место при нормальной работе водовоздушного эжектора. Величина  $(\Delta p_c)_{\max}$  может быть определена также из опытов [89]. Был исследован водовоздушный эжектор с диаметром камеры смешения  $d_3 = 13$  мм и диаметрами рабочих сопел  $d_{p1} = 6; 8; 9$  и  $10$  мм. При установке сопла с  $d_{p1} = 6$  мм производилось снижение расхода инжектируемого воздуха в условиях  $p_p = \text{const}$ . При этом снижалось давление всасывания. Когда давление  $p_H$  достигало определенного минимального значения, камера смешения заполнялась водой и эжектирование воздуха прекращалось. Противодействие было равно  $0,1$  МПа. Результаты этих опытов, проводившихся при различных давлениях воды перед соплом ( $p_p = 0,15; 0,17; 0,20; 0,22; 0,24$  и  $0,25$  МПа), показали, что каждому значению  $p_p$

Рис. 7.15. Зависимость максимального перепада давлений, создаваемого водовоздушным эжектором, от скорости истечения воды  $w_{p1}$  при различных  $f_3/f_{p1}$ :

Номер расчетной кривой . . . . .	1	2	3	4
Отношение сечений $f_3/f_{p1}$	2,5	4,7	5,6	13,8
$\nabla$ — $p_H = 1 \rightarrow 2$ ; $\times$ — $p_H = 12 \rightarrow 14$ ; $\circ$ — $p_H = 20 \rightarrow 23$ ; $\square$ — $p_H = 32 \rightarrow 35$ ; $\triangle$ — $p_H = 38 \rightarrow 40$ ; $*$ — $p_H = 60$ ; $\bullet$ — $p_H = 70 \rightarrow 80$ кПа				



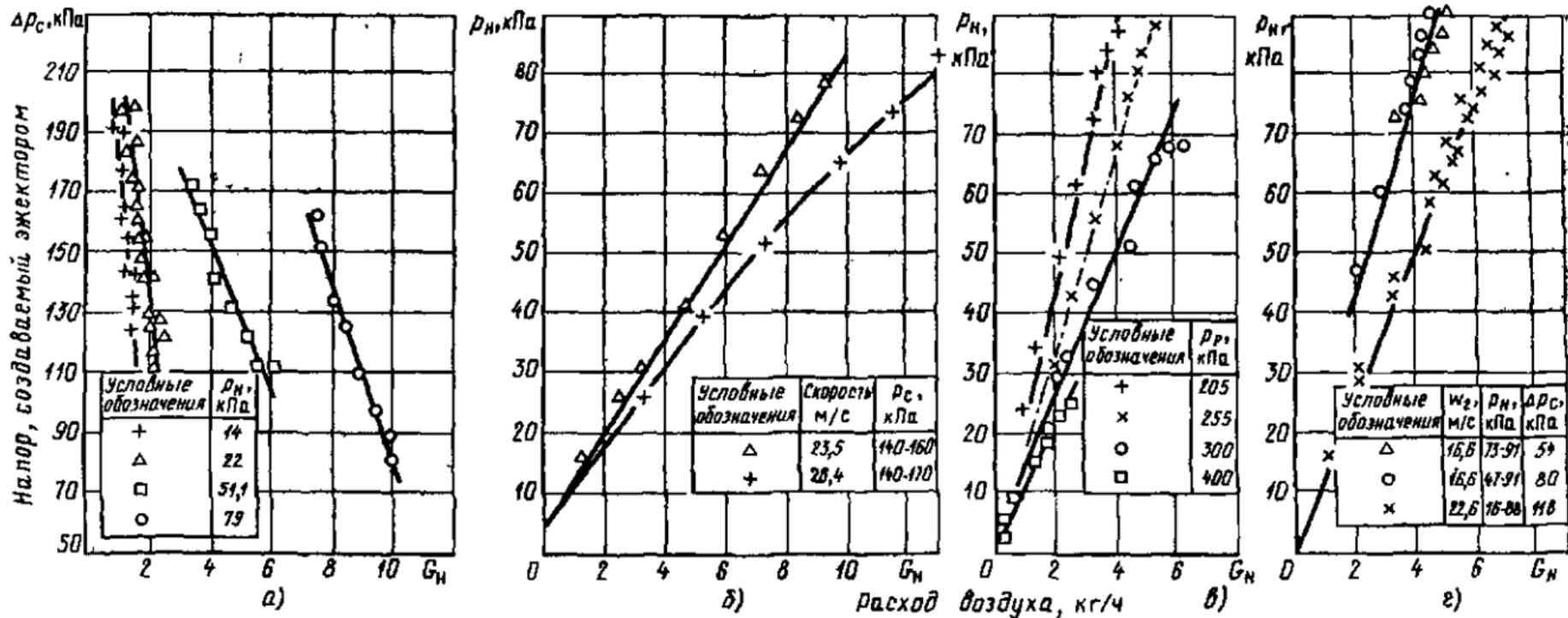


Рис. 7.16. Результаты стендовых испытаний водовоздушного эжектора на сухом воздухе:

$d_s = 26$  мм;  $d_{p1} = 16,5$  мм;  $f_s/f_{p1} = 2,5$ ; а —  $\Delta p_p = \text{const}$ ,  $w_{p1} = 26,4$  м/с,  $p_H = \text{const}$ ,  $p_c = \text{var}$ ; б —  $\Delta p_p = \text{const}$ ;  $w_{p1} = 23,5$  м/с,  $26,4$  м/с; в —  $p_p = \text{const}$ ,  $p_c = \text{const}$ ,  $G_H \cdot p_H = \text{var}$ ; г —  $\Delta p_p$ ,  $w_{p1} = \text{const}$ ,  $\Delta p_c = \text{const}$ ,  $p_H = \text{var}$

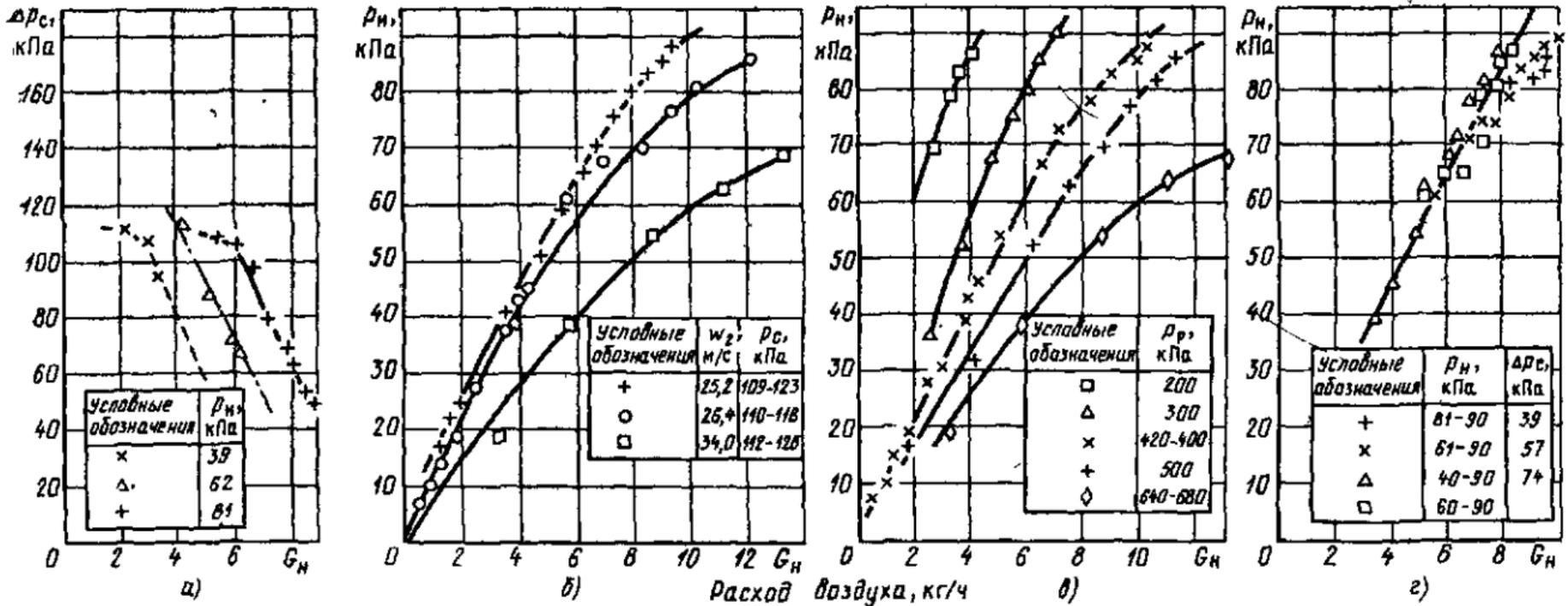


Рис. 7.17. Результаты стендовых испытаний водовоздушного эжектора на сухом воздухе:

$d_2 = 26$  мм;  $d_{p1} = 11$  мм;  $f_2/f_{p1} = 5,6$ ; а —  $\Delta p_p = \text{const}$ ,  $w_{p1} = 26,2$  м/с,  $p_H = \text{const}$ ,  $p_c = \text{var}$ ; б —  $\Delta p_p = \text{const}$ ;  $p_c \sim \text{const}$ ,  $G_H$ ,  $p_H = \text{var}$ ; в —  $p_p = \text{const}$ ,  $p_c = \text{const}$ ,  $G_H$ ,  $p_H \sim \text{var}$ ; г —  $\Delta p_p$ ;  $w_{p1} = 26,2$  м/с — const,  $G_H$ ,  $p_H = \text{var}$

соответствует определенное минимальное давление всасывания:

Давление воды перед соплом $p_p$ , МПа	0,15	0,17	0,20	0,22	0,24	0,25
Минимальное давление всасывания $p_{н. мин}$ , кПа	69	59	40	27	10	2

Сравнение полученных опытных значений  $(p_n)_{мин}$  с расчетными значениями по уравнению (7.116) показывает хорошую сходимость (см. рис. 7.15, кривая 2).

### 7.3.4. Характеристики водовоздушного эжектора при отсасывании сухого воздуха

Основные опыты проводились при диаметре цилиндрической камеры смешения  $d_3 = 26$  мм, длиной  $l_3 = 300$  мм ( $l_3/d_3 = 11,5$ ), со сменными рабочими соплами  $d_{p1} = 16,5$  мм ( $f_3/f_{p1} = 2,5$ );  $d_{p1} = 11$  мм ( $f_3/f_{p1} = 5,6$ );  $d_{p1} = 7$  мм ( $f_3/f_{p1} = 13,8$ ). Для каждого из указанных значений  $f_3/f_{p1}$  проводились следующие серии опытов:

1) при неизменной скорости истечения воды  $w_{p1}$  ( $\Delta p_p = const$ ) и неизменных  $p_n$  изменялось противодавление от минимального до максимального, при котором наступал срыв работы эжектора;

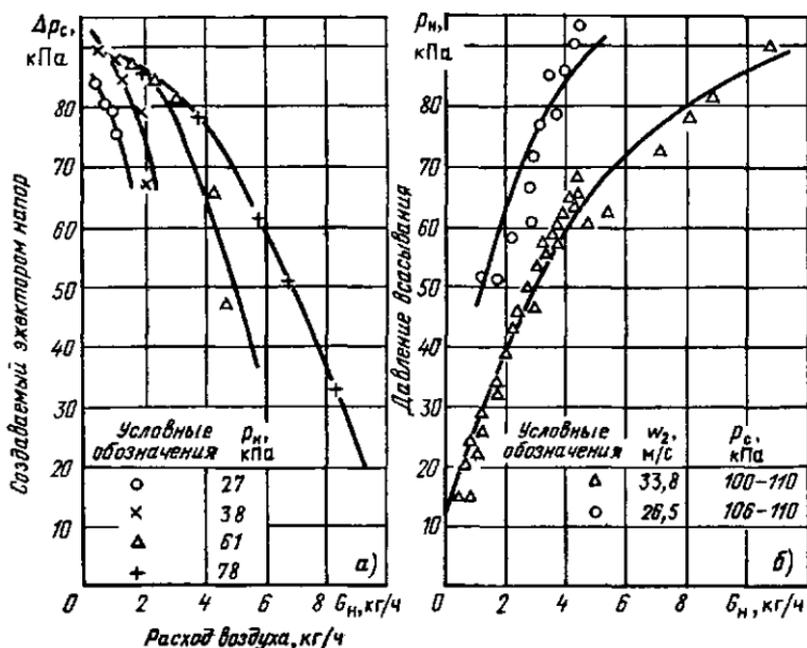


Рис. 7.18. Результаты стендовых испытаний водовоздушного эжектора на сухом воздухе:

$d_3 = 26$  мм;  $d_{p1} = 7$  мм;  $f_3/f_{p1} = 13,8$ ; а —  $\Delta p_p$ ,  $w_{p1} = const$ ,  $p_n = const$ ,  $p_c = var$ ; б —  $\Delta p_p$ ,  $w_{p1} = const$ ,  $p_c = const$ ,  $G_n$ ,  $p_n = var$

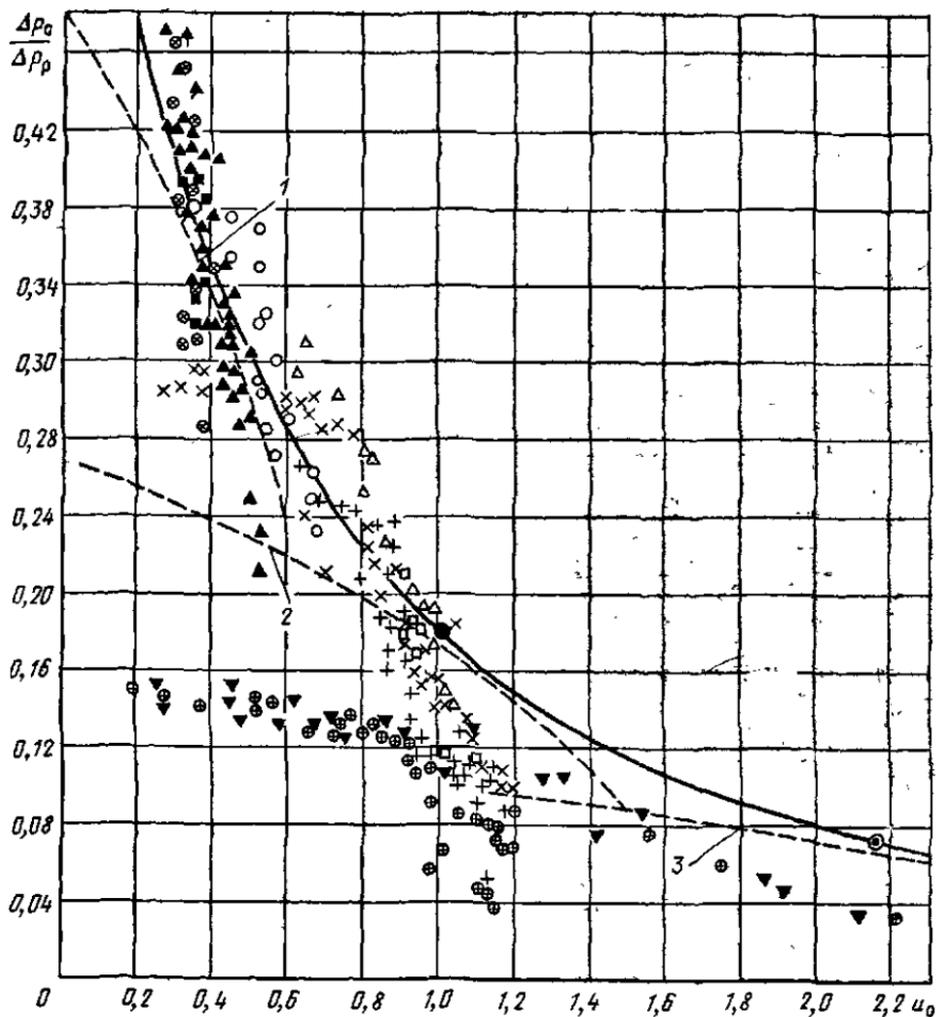


Рис. 7.19. Сводный график результатов стендовых испытаний водовоздушных эжекторов на сухом воздухе:

сплошная линия — достижимые коэффициенты инжекции; штриховая линия — расчетные характеристики;

№ характеристики	1	2	3
$f_3/f_{p1}$ . . . . .	2,5	5,6	13,8
расчетная точка	○	●	⊙

$f_3/f_{p1}$	Режим			
	а	б	в	г
2,5	▲	○	⊗	■
5,6	▼	⊕	⊗	■
13,8	▼	⊕	—	—

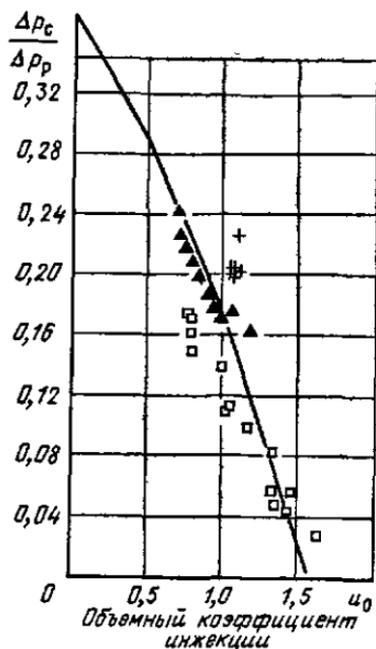


Рис. 7.20 Обобщенные характеристики водовоздушных эжекторов с одинаковым значением  $f_3/f_{p1}$  ( $f_3/f_{p1} = 4$ );  $p_p = (0,36 \text{ МПа})$ :  
сплошная линия — расчетная характеристика;

Условные обозначения . . .	□	+	▲
$d_{p1}$ , мм . . . . .	12,9	55	42,5
$d_3$ , мм . . . . .	26	111	84,9

2) при неизменных скоростях истечения воды  $w_{p1}$  и примерно постоянном противодавлении  $p_c$  изменялся расход инжектируемого воздуха  $G_H$  и соответственно изменялись давления всасывания  $p_H$ ;

3) при неизменных  $p_p$  и  $p_c$  изменялись расходы инжектируемого воздуха  $G_H$  и давления всасывания  $p_H$ ;

4) при неизменных  $\Delta p_p$  и  $\Delta p_c$  изменялись  $G_H$  и  $p_H$ .

На рис. 7.16 — 7.18 представлены экспериментальные характеристики испы-

тывавшихся эжекторов при указанных режимах. Результаты испытаний были обработаны в координатах  $\Delta p_c/\Delta p_p - u_0$ .

На рис. 7.19 представлены характеристики для водовоздушных эжекторов с тремя значениями основного геометрического параметра  $f_3/f_{p1}$  в координатах  $\Delta p_c/\Delta p_p - u_0$ . Там же сплошной линией показаны максимальные коэффициенты инжекции по (7.6б), а штриховой линией — расчетные характеристики, построенные по (7.8б). В обозначенных точках — расчетных для этих трех эжекторов — имеет место равенство  $\Delta p_c/\Delta p_p = f_{p1}/f_3$ , что и следует из (7.7).

При больших отношениях сечений  $f_3/f_{p1}$  и малых отношениях  $\Delta p_c/\Delta p_p$  работа водовоздушного эжектора становится неустойчивой. Коэффициенты инжекции  $u_0$  при одном и том же отношении  $\Delta p_c/\Delta p_p$  могут иметь различные значения, что объясняется тем, что при этих условиях струя воды может проходить всю камеру смешения, не касаясь стенок.

Из сопоставления опытных характеристик с расчетными можно заключить: уравнение (7.6б) позволяет для условий проведенных опытов достаточно точно определить величину достижимого объемного коэффициента инжекции, а уравнение (7.7) — соответствующее отношение сечений. Действительная характеристика проходит несколько круче расчетной по уравнению (7.8б). В расчетной точке имеет место пересечение действительной характеристики с расчетной, а также с кривой достижимых коэффициентов инжекции.

Представленные на рис. 7.19 результаты испытаний относились к водовоздушному эжектору с камерой смешения одного диаметра и соплами трех различных диаметров, т. е. к эжекторам с различными значениями  $f_3/f_{p1}$ .

На рис. 7.20 представлены в обобщенных координатах  $\Delta p_c/\Delta p_p - u_0$  характеристики трех водовоздушных эжекторов, имеющих одинаковое значение  $f_3/f_{p1} = 4$  и различающиеся в 10 раз абсолютные значения сечений проточной части и соответственно расходов. Рисунок 7.20 подтверждает, что отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  является определяющим геометрическим параметром водовоздушного эжектора.

### 7.3.5. Влияние температуры рабочей воды

Описанные выше опыты проводились при температуре рабочей воды  $t_p = 5 \div 10^\circ\text{C}$ , когда парциальное давление насыщенных паров в газовой части водовоздушной смеси мало и не оказывает заметного влияния на характеристики водовоздушного эжектора. Для оценки влияния температуры рабочей воды были проведены специальные опыты на двух водовоздушных эжекторах с различными значениями  $f_3/f_{p1}$ . Результаты испытаний при повышенных температурах рабочей воды, доходящих до  $60^\circ\text{C}$ , показали, что при постоянном отношении сечений  $f_3/f_{p1}$  объемный коэффициент инжекции  $u_0$  зависит лишь от отношения  $\Delta p_c/\Delta p_p$  и не зависит от  $t_p$ . Это подтверждается рис. 7.21, а, на котором представлены характеристики  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$  при различных значениях  $t_p$  для эжектора с отношением сечений  $f_3/f_{p1} = 3,3$ , полученные при постоянных давлениях воды перед соплом  $p_p = 0,3$  МПа ( $V_p = 28 \div 31$  м<sup>3</sup>/ч), противодавлении  $p_c = 0,13$  МПа и изменении давления всасывания  $p_n$ .

Для эжекторов с  $f_3/f_{p1} = 2,5$  характеристики  $(\Delta p_c/\Delta p_p) - u_0$  при  $t_p = 20; 30; 40; 50; 60^\circ\text{C}$  (см. рис. 7.21, б) получены при неизменных скоростях истечения  $w_{p1} = 26,4$  м/с ( $V_p = 20,4$  м<sup>3</sup>/ч), противодавлении  $p_c = 0,15 \div 0,17$  МПа и изменении давления всасывания. Эти же опыты, представленные в координатах  $p_n - G_n$  (рис. 7.22), показывают, что повышение температуры рабочей воды приводит при всех прочих равных условиях к повышению давления всасывания  $p_n$  на значение, равное повышению давления насыщенного пара при температуре рабочей воды, в соответствии с (7.12).

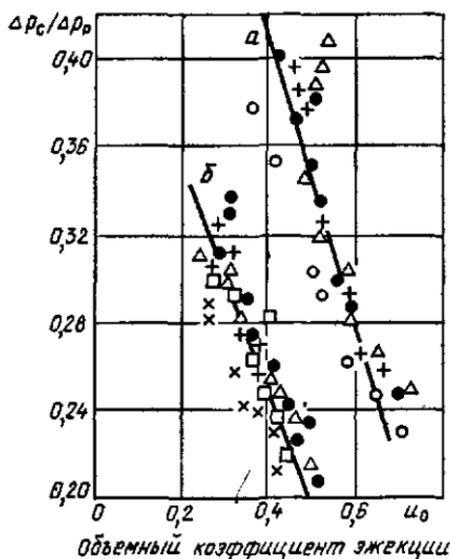


Рис. 7.21. Характеристики  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_0)$  водовоздушного эжектора при различных температурах рабочей воды  $t_p$ :

а —  $d_{p1} = 22$  мм;  $d_3 = 40$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,3$ );

Условные обозначения  $\circ$   $\bullet$   $+$   $\Delta$   
 $t_p, ^\circ\text{C}$  . . . . . 12 20 30 40

б —  $d_{p1} = 16,5$  мм;  $d_3 = 26$  мм ( $f_3/f_{p1} = 2,4$ );

Условные обозначения  $\bullet$   $+$   $\Delta$   $\square$   $\times$   
 $t_p, ^\circ\text{C}$  . . . . . 20 30 40 50 60

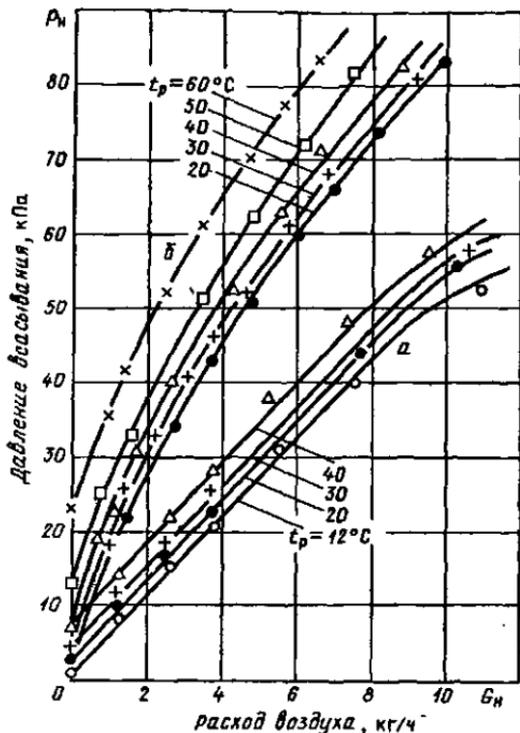


Рис. 7.22. Характеристики  $p_n = f(G_n)$  водовоздушного эжектора при различных температурах рабочей воды  $t_p$ :

a — условия опытов — см. рис. 7.21, a; б — условия опытов — см. рис. 7.21, б

### 7.3.6. Характеристики водовоздушного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси

Результаты испытаний при  $d_{p1} = 22$  мм и  $d_3 = 40$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,3$ ), представленные на рис. 7.23, показывают, что при нулевом расходе инжектируемой среды давление всасывания равно давлению насыщения при температуре рабочей воды. При отсасывании сухого воздуха или насыщенного пара давление всасывания практически пропорционально расходу инжектируемой среды, что свидетельствует о постоянстве объемной производительности эжектора. Как видно из

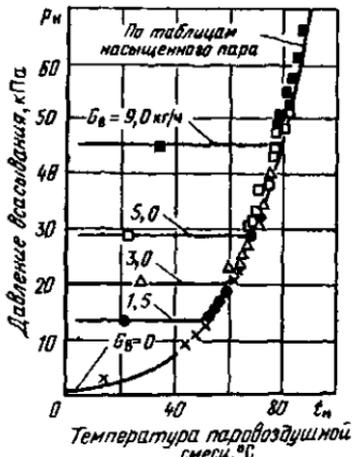
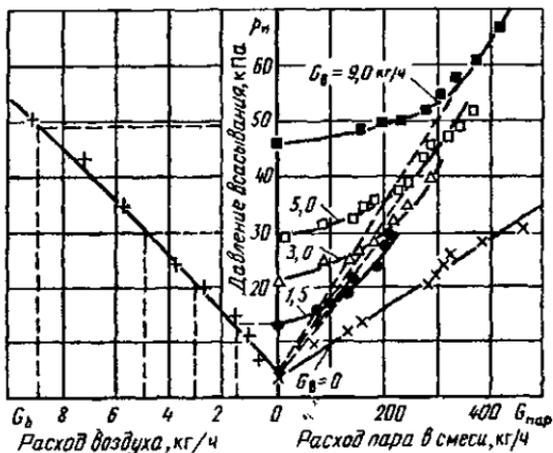


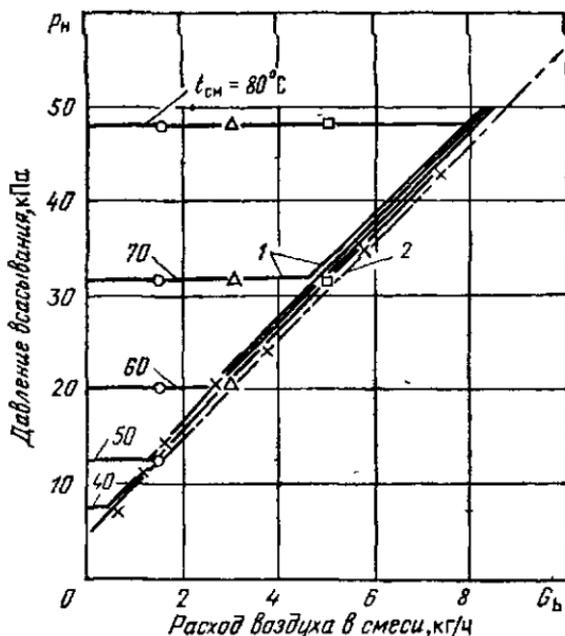
Рис. 7.23. Сравнительные характеристики водовоздушных эжекторов при отсасывании сухого воздуха, чистого пара и насыщенной паровоздушной смеси:  $G_b$  — расход воздуха в отсасываемой смеси; + — сухой воздух ( $t_p = 17,5$  °C); ●, △, □, ■ — паровоздушная смесь; × — чистый пар;  $p_p = 0,3$  МПа;  $V_p = 30$  м<sup>3</sup>/ч;  $t_p = 8 \pm 9$  °C;  $p_c = 0,113$  МПа

рис. 7.23, при одном и том же давлении всасывания расход инжектируемого пара в десятки раз превышает расход инжектируемого воздуха.

При отсасывании паровоздушной смеси с постоянным расходом воздуха давление всасывания сначала медленно возрастает по мере увеличения расхода пара в инжектируемой смеси, а при больших расходах пара повышение давления становится пропорциональным расходу пара в смеси. Чем больше расход воздуха в паровоздушной

Рис. 7.24. Зависимость давления всасывания от расхода воздуха в паровоздушной смеси при постоянных температурах смеси:

1 — паровоздушная смесь; 2 — сухой воздух;  $p_p = 0,35$  МПа;  
 $t_p = 20$  °С



смеси, тем выше давление всасывания при одном и том же расходе пара в смеси. Температура паровоздушной смеси равна температуре насыщенного пара при давлении всасывания вследствие того, что расход пара во много раз превышает расход воздуха.

Результаты аналогичных опытов при  $d_{p1} = 11$  и  $d_3 = 26$  мм, представленные в виде зависимостей давления всасывания от расхода сухого воздуха при постоянных температурах смеси, имеют вид, изображенный на рис. 7.24. Причины такого хода характеристик  $p_n = f(G_n)$  при  $t_{см} = \text{const}$  подробно пояснены выше. Температура рабочей воды оказывает на характеристики водоструйного эжектора при отсасывании чистого пара такое же влияние, как и при отсасывании сухого воздуха (рис. 7.25). Следует, однако, отметить, что с повышением температуры рабочей воды объемная производительность водоструйного эжектора при отсасывании чистого пара несколько снижается,

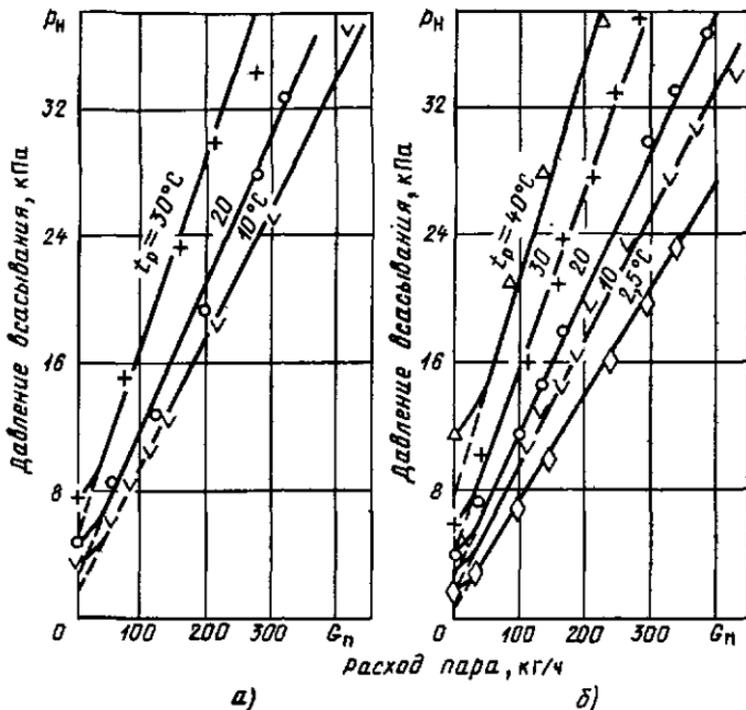


Рис. 7.25. Влияние температуры рабочей воды  $t_p$  на характеристики водоструйного эжектора при отсасывании чистого пара:

$d_s = 40$  мм; а —  $d_{p1} = 16,5$  мм ( $f_s/f_{p1} = 5,8$ ),  $p_p = 0,4$  МПа,  $V_p = 20,5-19,2$  м<sup>3</sup>/ч,  $p_c = 0,13$  МПа; б —  $d_{p1} = 22$  мм ( $f_s/f_{p1} = 3,3$ ),  $p_p = 0,3$  МПа,  $V_p = 32-29$  м<sup>3</sup>/ч,  $p_c = 0,12$  МПа

### 7.3.7. Влияние высоты установки эжектора над уровнем воды в сливном баке

Экспериментальная проверка влияния высоты установки эжектора  $H$  на его характеристики при отсасывании сухого воздуха проводилась на небольшом опытном эжекторе, выполненном из плексигласа. Диаметр камеры смешения составлял  $d_s = 8,5$  мм, диаметр рабочего сопла  $d_{p1} = 5,7$  мм ( $f_s/f_{p1} = 2,25$ ). Опыты проводились при  $H = 0$  и 5 м. В первом случае уровень воды в сливном баке был лишь на 0,3 м ниже выходного сечения диффузора. Во втором случае водовоздушная смесь поступала из диффузора эжектора в сливную линию, собранную из стеклянных трубок внутренним диаметром 20 мм, соединенных резиновыми муфтами.

На рис. 7.26 сопоставлены зависимости давления всасывания  $p_n$  и противодавления  $p_c$  от расхода инжектируемого воздуха при давлениях воды  $p_p = 0,25; 0,20; 0,15$  МПа перед соплом для двух вариантов установки водоструйного эжектора: непосредственно над уровнем воды в сливном баке ( $H = 0$ ) и на высоте 5 м над уровнем воды в слив-

ном баке ( $H = 5$  м). При  $H = 0$  величина противодавления  $p_c$  практически не менялась с изменением  $G_H$ , а при  $H = 5$  м  $p_c$  возрастала с увеличением расхода инжектируемого воздуха. При  $p_p = 0,15$  МПа и  $H = 0$  эжектор не мог работать при низких значениях  $p_H$ , что хо-

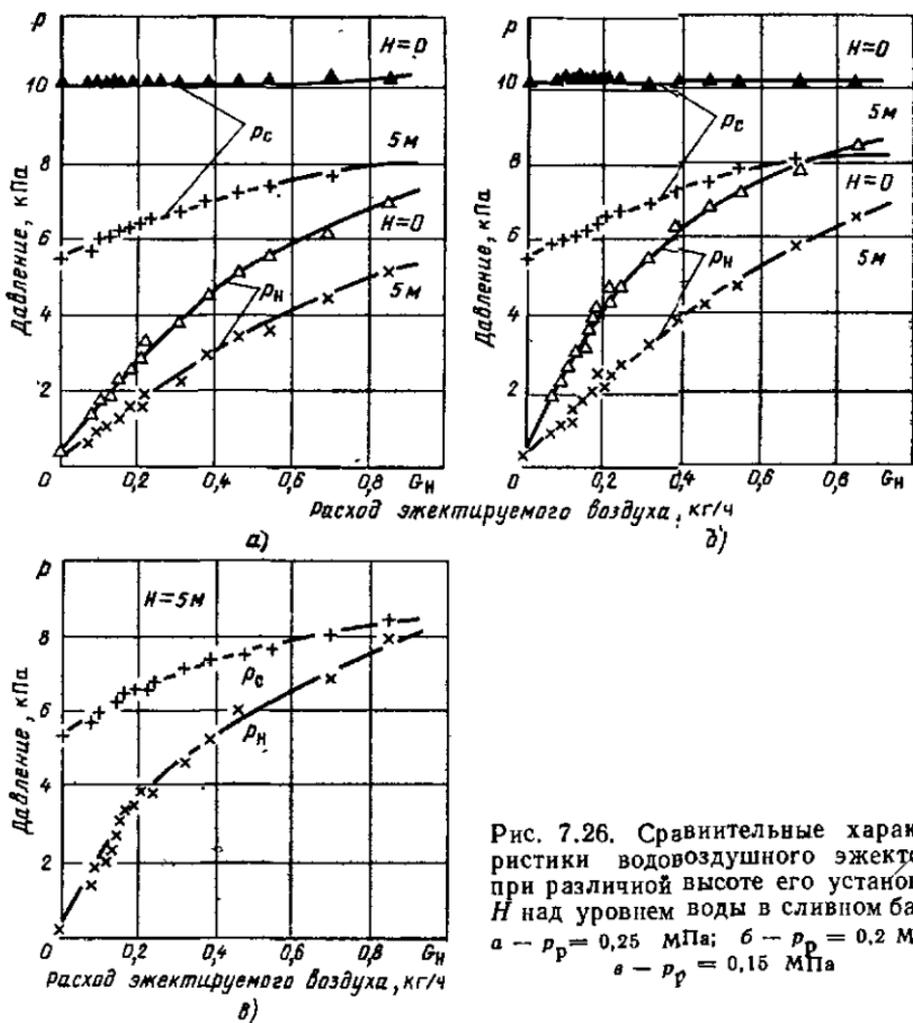


Рис. 7.26. Сравнительные характеристики водовоздушного эжектора при различной высоте его установки  $H$  над уровнем воды в сливном баке: а —  $p_p = 0,25$  МПа; б —  $p_p = 0,2$  МПа; в —  $p_p = 0,15$  МПа

рошо согласуется с (7.11) (см. рис. 7.8,  $f_3/f_{p1} = 2,25$ ). Поэтому на рис. 7.26, в характеристика эжектора при  $H = 0$  отсутствуют.

Результаты опытов подтверждают, таким образом, что увеличение высоты установки эжектора над уровнем воды в сливном баке значительно снижает величину противодавления, увеличивает при всех прочих равных условиях производительность водоструйного эжектора и позволяет использовать в качестве рабочей среды воду при более низком давлении. Все приведенные выше характеристики при раз-

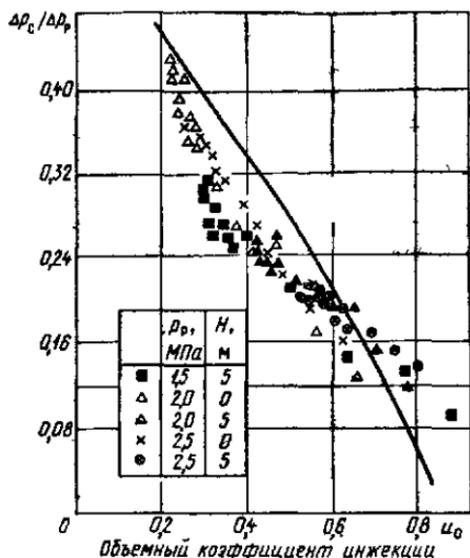


Рис. 7.27. Характеристики  $\Delta\rho_c/\Delta\rho_p = f(u_0)$  водовоздушного эжектора при различной высоте его установки  $H$ , м:

— расчетная характеристика по (7.8);

$\rho_p$ , МПа . . . .  $H = 0 \quad H = 5$

0,25            ×     ⊗  
 0,20            △     ▲  
 0,15            ■

личных давлениях воды и высотах установки эжектора в обобщенных координатах ( $\Delta\rho_c/\Delta\rho_p$ ) —  $u_0$  совпадают с расчетной характеристикой по уравнению (7.8) или близки к ней (рис. 7.27).

#### 7.4. Исследования многоструйных эжекторов

Как отмечалось выше, при описании процесса в камере смешения одноструйного водовоздушного эжектора наблюдались обратные токи водовоздушной эмульсии в кольцевом пространстве между централь-

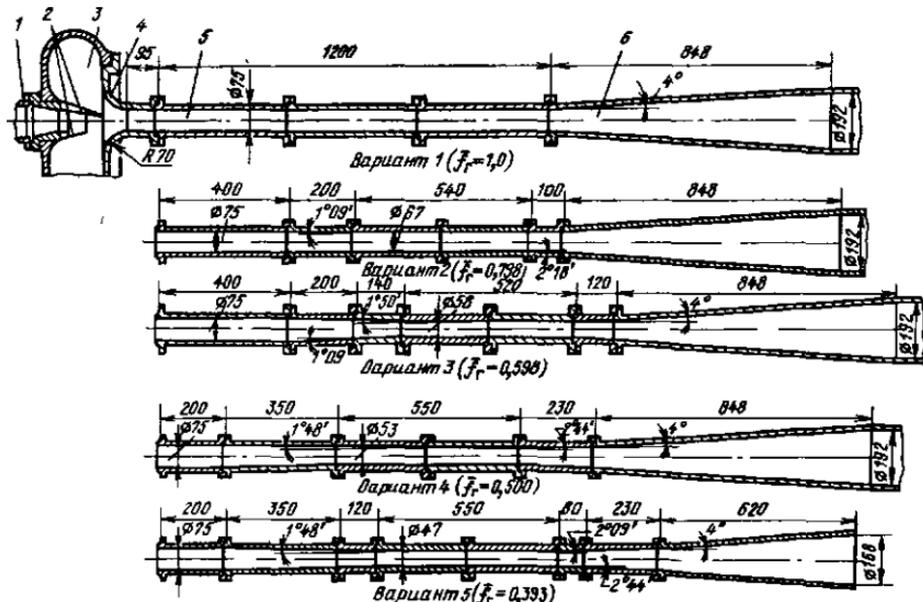


Рис. 7.28. Формы проточной части и основные размеры проточной части испытывавшихся водовоздушных эжекторов:

1 — подводящий трубопровод; 2 — сопло; 3 — приемная камера; 4 — входной участок; 5 — камера смешения; 6 — диффузор;  $\bar{F}_r$  — отношение минимального сечения камеры смешения к сечению ее начального участка (Диаметр 75 мм)

ной рабочей струей и камерой смешения. Эти обратные токи тем более развиты, чем больше отношение сечений  $f_3/f_{p1}$ , т. е. чем больше расстояние между границей струи и стенкой камеры смешения. Замена одной центральной струи несколькими струями с тем же эквивалентным сечением должна привести к образованию более однородной эмульсии в камере смешения, уменьшению расстояния между границами струй и камерой смешения и уменьшению благодаря этому интенсивности обратных токов водовоздушной эмульсии. В резуль-

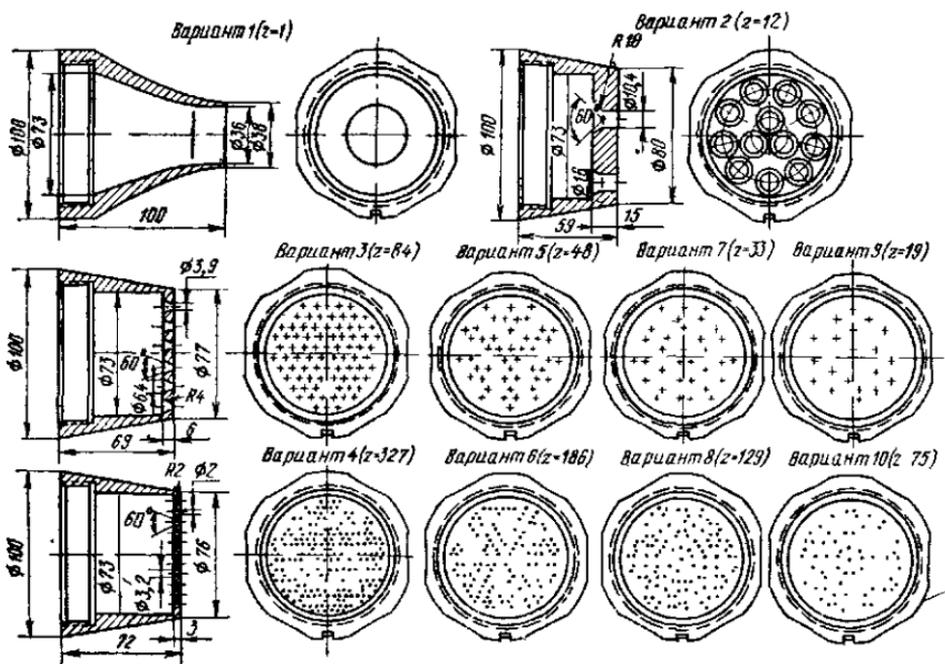


Рис. 7.29. Сменные рабочие сопла:  
z — число отверстий в сопле

тате при всех прочих равных условиях должен увеличиться коэффициент инжекции аппарата.

Детальное исследование характеристик водовоздушного эжектора, сменные сопла которого имели различное число струй (называемых авторами стволами), опубликовано в [25].

На рис. 7.28 представлены испытывавшиеся формы проточной части эжектора. Наряду с цилиндрической камерой смешения  $d_3 = 75$  мм и длиной 17 калибров (вариант 1) исследовались камеры смешения с пережимом, называемые авторами сверхзвуковыми диффузорами (варианты 2—5). Отношение сечения горловин этих камер смешения к сечению цилиндрической камеры (вариант 1) изменялось от 0,8 до 0,4.

На рис. 7.29 изображены сменные рабочие сопла с различным числом отверстий. Характеристики этих сопел приведены ниже:

Номер варианта сопла . . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число отверстий $z$ . . .	1	12	84	327	48	186	33	129	19	75
Диаметр выходного сечения отверстия, мм . . . . .	36	10,4	3,9	2,0	3,9	2,0	3,9	2,0	3,9	2,0
Основной геометрический параметр при цилиндрической камере смешения $f_3/f_{p1}$	4,33	4,33	4,39	4,3	7,7	7,56	11,2	10,9	19,5	18,8

Варианты 5, 7, 8 с  $d_1 = 3,9$  мм были получены из сопла 3 путем последовательного перекрытия части отверстий. Аналогично из сопла 4 были получены варианты сопел 6, 8 и 10.

Испытания водовоздушных эжекторов заключались в снятии их «дроссельных характеристик»: при постоянном давлении рабочей воды  $p_p$ , постоянном массовом расходе инжектируемого воздуха  $G_n$  и соответствующем этому расходу  $G_n$  давлении всасывания  $p_n$  увеличивалось путем прикрытия регулирующего клапана за диффузором противодавление  $p_c$  от минимального значения до максимального, при котором наступал срыв работы эжектора в результате заполнения камеры смешения водой.

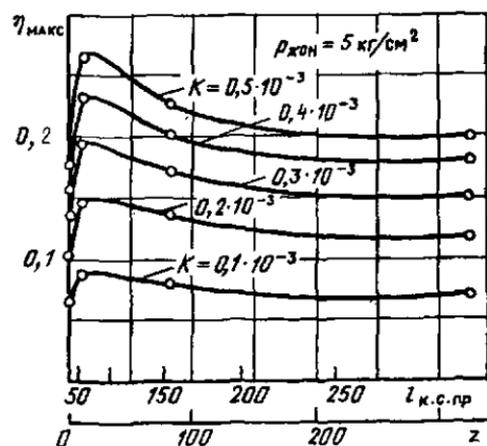
Сопоставление эффективности работы эжектора при различном числе струй в [25] проведено по изотермическому КПД, который определяется по формуле

$$\eta_{из} = \frac{u R_n p_p T_p \ln p_c / p_n}{p_p - p_c}, \quad (7.19)$$

где  $u = G_n / G_p$  — массовый коэффициент инжекции.

На рис. 7.30 представлены значения  $\eta_{из}$  при различном числе отверстий в сопле  $z$  и различных значениях  $u$ , обозначенных  $K$ . Давление рабочей воды  $p_p = 0,5$  МПа, значения  $z$  составляли 1, 12, 84 и 327 (сопла 1, 2, 3, 4). При всех значениях  $z$  суммарное сечение всех отверстий в соплах было одинаковым. Поэтому основной геометрический параметр эжектора сохранился неизменным:  $f_3/f_{p1} = 4,33$ .

Как следует из рис. 7.30, оптимальное число струй для испытывавшегося эжектора составляло  $z = 12$ . На рис. 7.31 представлены



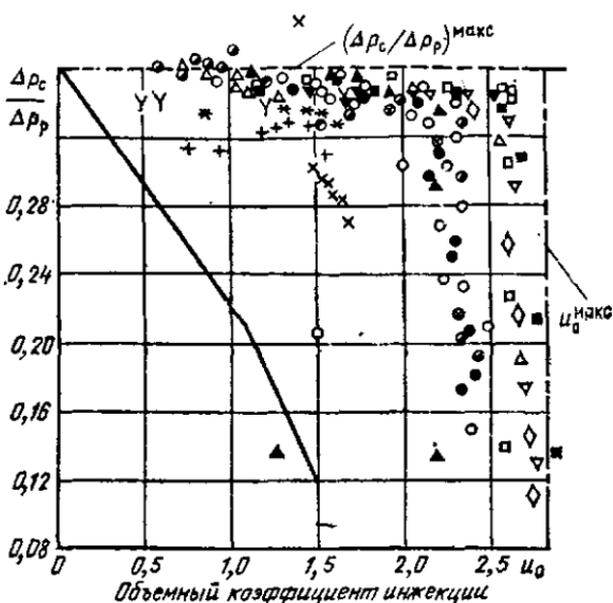
дроссельные характеристики эжектора с  $f_3/f_{p1} = 4,33$  и оптимальным числом струй  $z = 12$  в координатах  $\Delta p_c / \Delta p_p - u_0$  при различных давлениях рабочей воды ( $p_p = 0,3; 0,5; 0,76$  МПа) и инжектируемого воздуха ( $p_n = 2 \div 44$  кПа).

Как следует из рис. 7.31, несмотря на широкий диапазон из-

Рис. 7.30. Зависимость максимального изотермического КПД от числа струй рабочей воды ( $z$ ):  
 $u$  — массовый коэффициент инжекции

Рис. 7.31. Обобщенные характеристики водовоздушного эжектора с цилиндрической камерой смешения при различных давлениях рабочей воды  $p_p$  и инжектируемого воздуха  $p_n$ :

число струй  $z = 12$ ;  $f_3/f_{p1} = 4,33$ ;  $p_p = 0,5$  МПа; — расчетная характеристика по (7.8а) при  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,99$ ;  $\varphi_3 = 0,98$



$p_p = 0,76$ МПа			$p_p = 0,5$ МПа			$p_p = 0,3$ МПа		
Обозначение	$u \cdot 10^3$	$p_n$ , кПа	Обозначение	$u \cdot 10^3$	$p_n$ , кПа	Обозначение	$u \cdot 10^3$	$p_n$ , кПа
◇	0,980	30,5	⊙	1,25	44,5	×	0,705	36,0
▽	0,604	18,5	⊗	0,751	26,5	+	0,355	19,5
■	0,406	12,0	●	0,501	17,5	*	0,17	9,0
□	0,213	7,0	○	0,262	9,0	γ	0,049	2,5
▲	0,102	4,0	◐	0,124	4,5			
△	0,030	2,0	◑	0,036	2,0			

менения параметров все экспериментальные точки достаточно удовлетворительно описываются одной характеристикой, состоящей из двух участков: вертикального ( $u_0 = \text{const}$ ) и горизонтального ( $\Delta p_c / \Delta p_p = \text{const}$ ).

Предельный объемный коэффициент инжекции, определяемый из условия равенства скоростей инжектируемого воздуха и рабочей воды в камере смешения при давлении  $p_n$ ,

$$u_0^{\text{пред}} = f_4 / f_{p1} = f_3 / f_{p1} - 1, \quad (7.20a)$$

где  $f_4 = f_3 - f_{p1}$ . Для эжекторов с  $f_3 / f_{p1} = 4,33$   $u_0^{\text{пред}} = 3,33$ . Фактическое среднее  $u_0$ , как следует из рис. 7.31, составляет 2,7.

Отношение  $\varphi = u_0 / u_0^{\text{пред}} = 2,7 / 3,33 = 0,8$ , что близко к результатам других исследований. Поэтому можно определять  $u_0^{\text{макс}}$  по формуле

$$u_0^{\text{макс}} = 0,8 (f_3 / f_{p1} - 1) = 0,8 f_4 / f_{p1}. \quad (7.20b)$$

Значение  $(\Delta p_c/\Delta p_p)$  для рассматриваемого эжектора с  $f_3/f_{p1} = 4,33$  при обычно принимаемых коэффициентах скорости по (7.11а) составит

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{\text{макс}} = \frac{1,75}{4,33} - \frac{1,07}{4,33^2} = 0,404 - 0,06 = 0,344.$$

При коэффициентах скорости  $\varphi = 1$  по (7.11б)

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right)_{\text{макс}} = \frac{2}{4,33} - \frac{1}{4,33^2} = 0,46 - 0,05 = 0,41.$$

По результатам испытаний  $(\Delta p_c/\Delta p_p)$  лежит в диапазоне 0,34—0,37. Таким образом, расчетные  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\text{макс}}$  хорошо совпадают с экспериментальными как для одноструйных, так и для многоструйных эжекторов.

На рис. 7.32 сопоставлены характеристики  $(\Delta p_c/\Delta p_p) - u_0$  эжектора с  $f_3/f_{p1} = 4,33$  при сопле с одной струей ( $z = 1$ ) и 12 струями

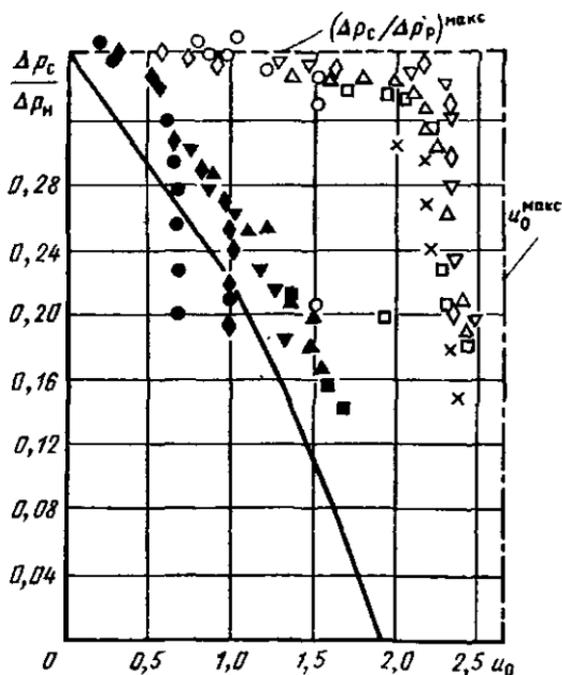


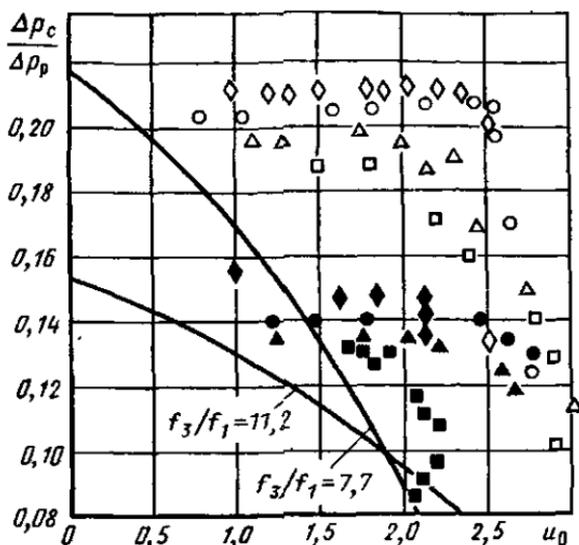
Рис. 7.32. Сопоставление обобщенных характеристик водовоздушного эжектора при числе струй  $z = 1$  и 12:

$f_3/f_{p1} = 4,33$ ;  $p_p = 0,5$  МПа; сплошная линия — расчетная характеристика;

Условные обозначения	○	□	△	▽	◇	×	$z = 12$
$u \cdot 10^3$	1,25	0,751	0,501	0,262	0,124	0,036	$d_1 = 10,4$ мм
$p_n$ , кПа	44,5	26,5	17,5	9,0	4,5	2,0	$d_3 = 75$ мм
							$f_3/f_{p1} = 4,33$
Условные обозначения	■	▲	▼	◆	●		$z = 1$
$u \cdot 10^3$	0,767	0,509	0,261	0,124	0,036		$d_3 = 75$ мм
$p_n$ , кПа	39,0	28,0	17,0	10,5	4,5		$d_1 = 36$ мм
							$f_3/f_{p1} = 4,34$

Рис. 7.33. Обобщенные характеристики водовоздушного эжектора с различным числом струй:

$d_2 = 75$  мм;  $d_1 = 3,9$  мм;  $p_p = 0,75$  МПа;  $z = 48$  ( $f_3/f_{p1} = 7,7$ );  $z = 33$  ( $f_3/f_{p1} = 11,2$ ); сплошные линии — расчетные характеристики;



Условные обозначения	□	△	○	◇	$z = 48$
$u \cdot 10^3$ . . . . .	1,06	0,711	0,373	0,177	$d_1 = 3,9$ мм
$p_n$ , кПа . . . . .	31,0	20,0	11,5	6,0	$d_2 = 75$ мм
					$f_3/f_{p1} = 7,7$
Условные обозначения	■	▲	●	◆	$z = 33$
$u \cdot 10^3$ . . . . .	1,065	0,548	0,261	0,075	$d_1 = 3,9$ мм
$p_n$ , кПа . . . . .	44,0	17,5	8,0	3,0	$d_2 = 75$ мм
					$f_3/f_{p1} = 11,2$

( $z = 12$ ). Давление рабочей воды в обоих вариантах  $p_p = 0,5$  МПа. На рис. 7.32 приведена расчетная характеристика по (7.86).

Как следует из рис. 7.32, опытная характеристика одноструйного эжектора близка к расчетной по (7.8). Из сопоставления характеристик одноструйного и многоструйного эжекторов видно, что объемный коэффициент инжекции одноструйного эжектора существенно ниже, чем многоструйного. С увеличением  $\Delta p_c/\Delta p_p$  разница в значениях  $u_0$  возрастает, что можно объяснить усилением отрицательного воздействия обратных токов водовоздушной эмульсии в одноструйном эжекторе при повышении давления по длине камеры смешения с ростом  $\Delta p_c$ . При снижении  $\Delta p_c$ , когда процесс в камере смешения приближается к изобарному, влияние обратных токов эмульсии уменьшается и объемные коэффициенты инжекции одноструйного и многоструйного эжекторов сближаются.

Следует отметить, что значение  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  одинаково как для одноструйного, так и для многоструйного эжектора и определяется (7.11). Приведенные выше характеристики относились к эжектору с неизменным значением параметра  $f_3/f_{p1} = 4,33$ . Были исследованы также эжекторы с большим и меньшим значениями этого параметра.

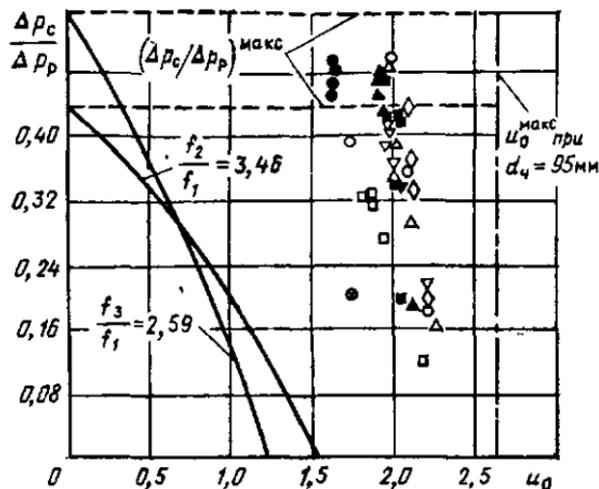


Рис. 7.34. Обобщенные характеристики водовоздушного эжектора с коническими камерами смешения:  
 $d_4 = 75$  мм;  $z = 12$ ;  $d_1 = 10,4$  мм;  $p_p = 0,5$  МПа; сплошные линии — расчетные характеристики;

Условные обозначения	□	△	○	◇	▽	$z = 12$
$u \cdot 10^3$	1,216	0,741	0,492	0,260	0,130	$d_1 = 10,4$ мм
$p_p$ , кПа	47,5	28,0	19,0	10,0	5,0	$d_3 = 67$ мм
						$f_3/f_{p1} = 3,46$
Условные обозначения	■	▲	●	—	—	$z = 12$
$u \cdot 10^3$	0,490	0,259	0,123	—	—	$d_1 = 10,4$ мм
$p_p$ , кПа	20,4	10,5	6,0	—	—	$d_3 = 58$ мм
						$f_3/f_{p1} = 2,59$

Бóльшие значения  $f_3/f_{p1}$  достигались установкой сопла 5 с числом отверстий  $d_1 = 3,9$  мм,  $z = 48$  ( $f_3/f_{p1} = 7,7$ ) и сопла 7 с числом отверстий такого же диаметра  $z = 33$  ( $f_3/f_{p1} = 11,2$ ). При этом камера смешения была цилиндрической.

Меньшие значения  $f_3/f_{p1}$  достигались установкой конических камер смешения с меньшими диаметрами горловины:  $d_3 = 67$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,46$ ) и  $d_3 = 58$  мм ( $f_3/f_{p1} = 2,59$ ). Рабочее сопло при этом было неизменным:  $z = 12$ ,  $d_1 = 10,4$  мм.

На рис. 7.33 представлены характеристики  $(\Delta p_c/\Delta p_p) - u_0$  эжектора с различными соплами при двух значениях  $f_3/f_{p1}$ , равных 7,7 и 11,3. Увеличение  $f_3/f_{p1}$  достигалось уменьшением числа отверстий  $d_1 = 3,9$  мм в сопле с  $z = 48$  до  $z = 33$ . Значение  $p_p$  одинаково и составляет 0,75 МПа.

Как следует из рис. 7.33, сравнительно небольшое увеличение  $f_3/f_{p1}$  от 7,7 до 11,2 не приводит к заметному увеличению  $u_0$ . Значение  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\text{макс}}$  соответствует расчетному при обоих значениях  $f_3/f_{p1}$ .

Приведенные выше результаты испытаний относились к цилиндрической камере смешения диаметром  $d_3 = 75$  мм, длиной  $l_{к.с} = 1295$  мм,  $l_{к.с}/d_3 = 17,2$ . В [25] приведены также результаты опытов с камерами смешения, начальный участок которых был цилиндрическим диаметром 75 мм, а затем следовал конфузур с диаметрами

горловины  $d_3 = 67$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,46$ ) и  $d_3 = 58$  мм ( $f_3/f_{p1} = 2,5$ ) (см. рис. 7.28). Обобщенные характеристики эжекторов с этими камерами смещения и 12-струйным соплом приведены на рис. 7.34.

Как следует из сопоставления этого рисунка с рис. 7.32, достигаемые объемные коэффициенты инжекции близки к тем, которые имеют место при диаметре цилиндрической камеры смещения  $d_3 = 75$  мм ( $f_3/f_{p1} = 4,33$ ), а значения  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  соответствуют диаметрам горловин камер смещения ( $f_3/f_{p1} = 3,46$  и  $2,59$ ).

Это показывает, что в данном случае коническая камера смещения в водоструйном эжекторе оказывает такое же влияние, как и в пароструйном эжекторе: она позволяет увеличить коэффициент инжекции и сохранить высокую степень сжатия. Вопрос о выборе оптимальной формы камеры смещения для водоструйного эжектора требует дальнейшего специального исследования.

## 7.5. Промышленные водовоздушные эжекторы и результаты их испытаний

### 7.5.1. Испытания водоструйных эжекторов для турбин небольшой мощности

Водоструйные эжекторы конденсационных установок, получившие распространение в 20—30-е годы для паровых турбин небольшой мощности, а затем вытесненные пароструйными эжекторами, в последнее время снова начинают применяться в качестве основных эжекторов в мощных блочных паротурбинных установках на сверхкритические параметры пара.

На одной из электростанций ВТИ были проведены испытания водоструйного эжектора фирмы Броун—Бовери, обслуживающего конденсатор турбины мощностью 4,5 МВт. Эжектор включен по замкнутой схеме. Диаметр сопла  $d_{p1} = 42,5$  мм; диаметр камеры смещения  $d_3 = 84,9$  мм, отношение сечений  $f_3/f_{p1} = 4$ . На рис. 7.35 представлены зависимости давления всасывания от расхода воздуха при различных давлениях воды перед соплом, а на рис. 7.36 — эти же опыт-

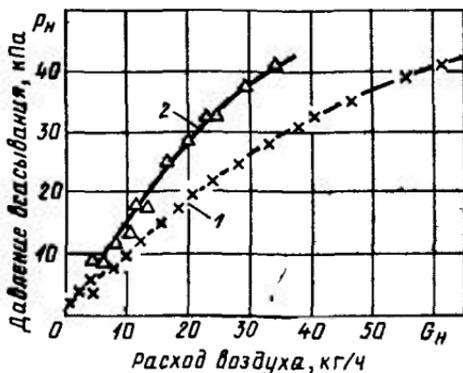
BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков  
и технических специалистов

Рис. 7.35. Характеристики водоструйного эжектора при отсасывании сухого воздуха:

$$t_p = 16^\circ\text{C}; \quad 1 - p_p = 0,36 \text{ МПа}, \quad v_p = 120 \text{ м}^3/\text{ч}; \\ 2 - p_p = 0,29 \text{ МПа}, \quad v_p = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$$



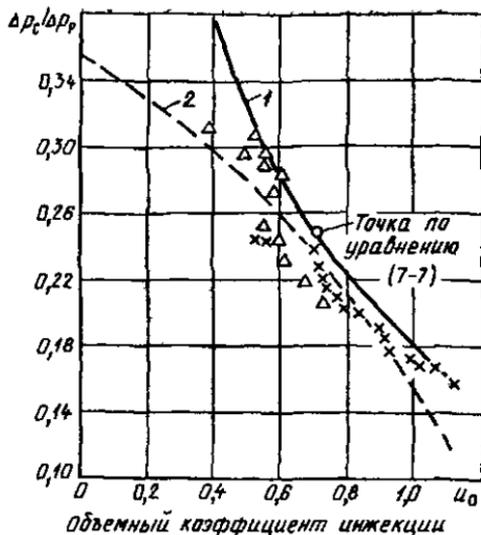


Рис. 7.36. Характеристики водовоздушного эжектора  $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u_0)$ ,

$$f_s / f_{r1} = 4:$$

1 — максимальные коэффициенты инжекции по (7.6); 2 — характеристики эжектора по (7.8);  $\times$  — результаты опытов при  $p_p = 0,39$  МПа;  $\Delta$  — то же при  $p_p = 0,29$  МПа

ные данные в координатах  $(\Delta p_c / \Delta p_p) - u_0$ . Там же нанесена расчетная характеристика по (7.8). Испытания водоструйного эжектора на паровоздушной смеси проводились при трех значениях температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор (рис. 7.37). При увеличении расхода воздуха, подаваемого в конденсатор, возрастает давление всасывания эжектора и одновременно вследствие понижения вакуума в конденсаторе увеличивается температура отсасываемой из него паровоздушной смеси. Поэтому характеристики, представленные на рис. 7.37, относятся не к постоянному, а к возрастающему с увеличением  $G_v$  значению  $t_{см}$ .

Как уже отмечалось, при увеличении расхода воздуха сверх некоторого значения характеристика эжектора, снятая при отсасывании паровоздушной смеси, сближается с его характеристикой при отсасывании сухого воздуха. Это происходит в результате уменьшения количества пара, содержащегося в отсасываемой смеси. В данном испытании расход пара (в смеси) уменьшался от 200—300 кг/ч при отсутствии подачи воздуха в конденсатор ( $G_v \approx 0$ ) до 10—20 кг/ч при подаче воздуха в конденсатор в количестве 10—15 кг/ч (рис. 7.38). Вследствие этого уменьшался также подогрев рабочей воды конденсировавшимся на поверхности струи паром и снижалась ее температура перед соплом эжектора (включенного по замкнутой схеме).

На рис. 7.39 сопоставлены характеристики водоструйного эжектора при отсасывании сухого воздуха и почти чистого пара. Как видно из графика, при отсасывании пара, конденсирующегося на струе рабочей воды, производительность водоструйного эжектора резко возрастает.

Представленные на рис. 7.39 характеристики  $p = f(G)$  свидетельствуют о постоянстве объемной производительности водоструйного эжектора как при отсасывании сухого воздуха, так и при отсасывании чистого пара. Объемная производительность испытывавшегося эжектора при отсасывании сухого воздуха составляет около  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ , а при отсасывании чистого пара — около  $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , т. е. в 50 раз больше. При увеличении расхода воздуха в смеси объемная

Рис. 7.37. Характеристики водоструйного эжектора при отсасывании паровоздушной смеси из конденсатора:

$$p_p = 0,36 \text{ МПа}; V_p = 120 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Условные обозначения	Температура циркуляционной воды, °С		Температура рабочей воды, °С	
	Вход	Выход	Начало опыта	Конец опыта
○	31	42	25	17
□	24	31	22	16,5
△	20	29	18	13
×	Опыты на сухом воздухе			

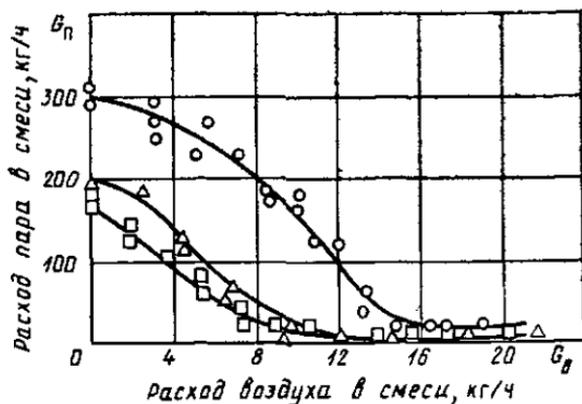
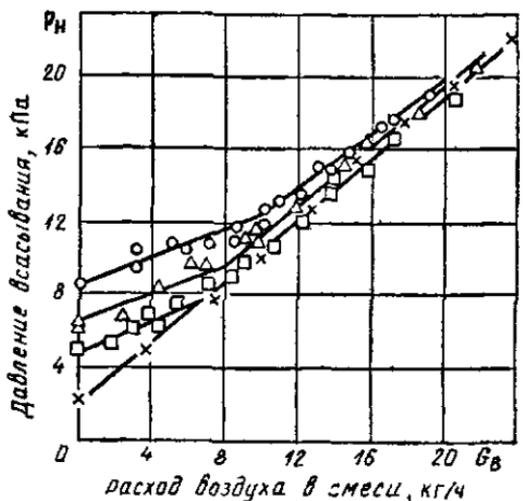
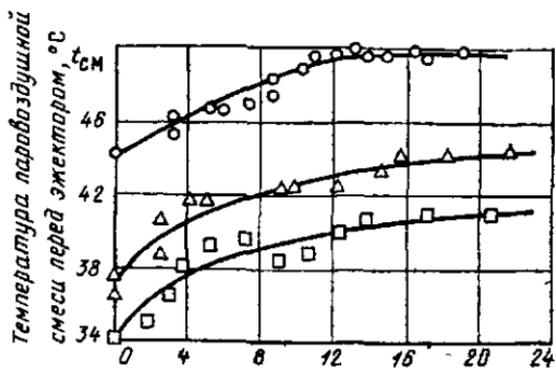
производительность водоструйного эжектора уменьшается от 5000 м<sup>3</sup>/ч при  $G_b = 0$  до 100 м<sup>3</sup>/ч при  $G_b = 15 \div 20$  кг/ч, когда содержание пара в смеси сильно понижается (рис. 7.40).

ВТИ проведены испытания промышленного водоструйного эжектора, работающего при низком давлении рабочей воды, не превышающем 0,15 МПа [31а]. В качестве рабочей используется циркуляционная вода, идущая на конденсатор, без повышения ее давления.

Водоструйный эжектор расположен вертикально на высоте 4,5 м над уровнем воды в сливном канале, считая от выходного сечения диффузора.

Рис. 7.38. Расход пара в отсасываемой водоструйным эжектором паровоздушной смеси:

условия опытов — см. рис. 7.37



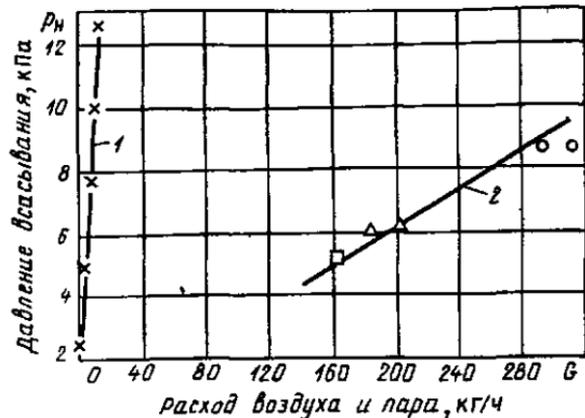


Рис. 7.39. Характеристики водоструйного эжектора при отсасывании сухого воздуха и чистого пара:

1 — сухой воздух; 2 — чистый пар

Диаметр рабочего сопла  $d_{p1} = 125$  мм, диаметр минимального сечения камеры смешения  $d_3 = 154$  мм. Отношение сечений  $f_3/f_{p1} = 1,72$ .

На рис. 7.41 представлены характеристики  $p_n - G_n$  водоструйного эжектора при давлении  $p_p = 0,115$  МПа,  $V_p = 620$  м<sup>3</sup>/ч и  $t_p = 13,8$  °С. Уменьшение  $p_p$  ниже 0,115 МПа приводило к неустойчивой работе эжектора, а при  $p_p = 0,105 \div 0,108$  МПа наступал срыв его работы.

Значения противодавлений  $p_c$  примерно соответствовали высоте установки эжектора над уровнем воды в сливном канале. Изменение противодавления при испытаниях в пределах 55—60 кПа вызывалось только изменением расхода воздуха. С увеличением расхода воздуха уменьшалась плотность водовоздушной смеси в сливной трубе и возрастала величина  $p_c$ .

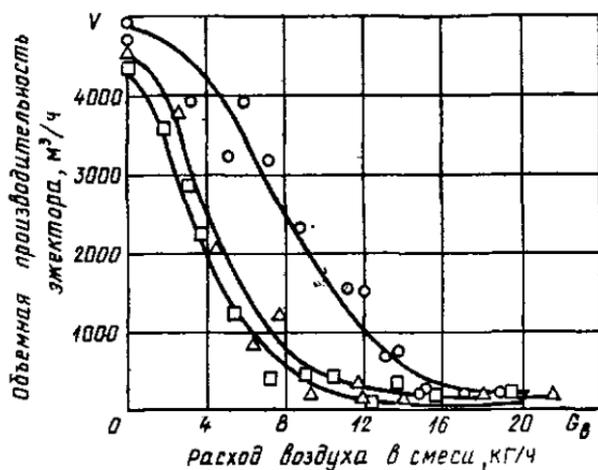
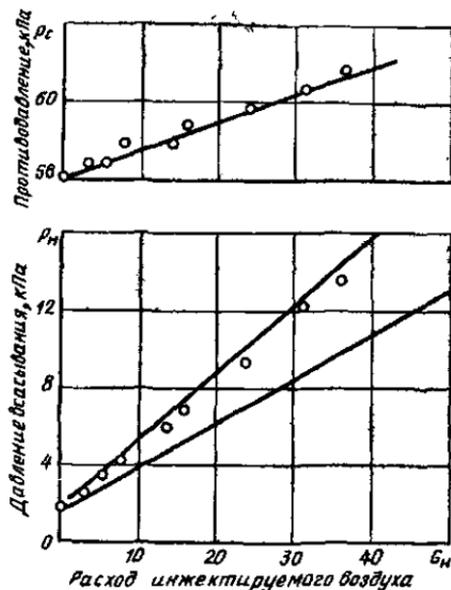


Рис. 7.40. Объемная производительность водоструйного эжектора (расход рабочей воды  $V_p = 120$  м<sup>3</sup>/ч)

Условные обозначения	Температура паровоздушной смеси, °С	
	$G_B = 0$	$G_B = 20$ кг/ч
○	44	50
△	37	44
□	34	41

Рис. 7.41. Характеристики низконапорного водовоздушного эжектора с одноструйным соплом ( $p_p = 0,115$  МПа)



Снижение высоты установки водовоздушного эжектора с 4,5 до 1,3 м над уровнем воды в сливном канале привело к тому, что давление  $p_c$  повысилось до 90 кПа и эжектор при давлении  $p_p = 0,115$  МПа и  $G_n = 0$  не мог создать в приемной камере давление ниже  $p_n = 35$  кПа.

### 7.5.2. Испытания водоструйных эжекторов для турбоустановок большой мощности

**Водовоздушный эжектор ХТГЗ.** Для турбоустановок К-300-240 мощностью 300 МВт Харьковским турбинным заводом был разработан в качестве пускового водоструйный эжектор (рис. 7.42), состоящий из четырех параллельно включенных проточных частей с общими приемной и сбросной камерами. В сварную приемную камеру 1 смонтировано четыре сопла 2. Сверху к приемной камере при помощи болтов крепится водяная камера 3 со специально спрофилированными перегородками, выравнивающими скорости рабочей воды, подводимой к соплам, а снизу — литые проточные части, состоящие каждая из камеры смещения 4 и диффузора 5, скрепленных между собой болтами. Нижние торцы диффузоров при помощи специального диска 6 соединяются со сливной камерой 7. В центральной части диска 6 вварен патрубок 8, через который может отсасываться паровоздушная смесь из лабиринтовых уплотнений турбины, требующих на выходе из них лишь незначительного разрежения. Скорость рабочей воды, поступающей из диффузоров в сливную камеру, еще достаточно велика, чтобы создать это разрежение. Экспериментальным путем был установлен наиболее выгодный угол конусности сливной камеры 7, равный  $35-40^\circ$ , при котором достигается наибольшая производительность по отсосу воздуха через патрубок 8. Диаметр каждого сопла составлял  $d_{p1} = 45$  мм, камеры смещения  $d_3 = 82$  мм;  $f_3/f_{p1} = 3,3$ .

Испытания эжектора в эксплуатационных условиях на одной из электростанций были проведены Союзтехэнерго. На рис. 7.43 пред-

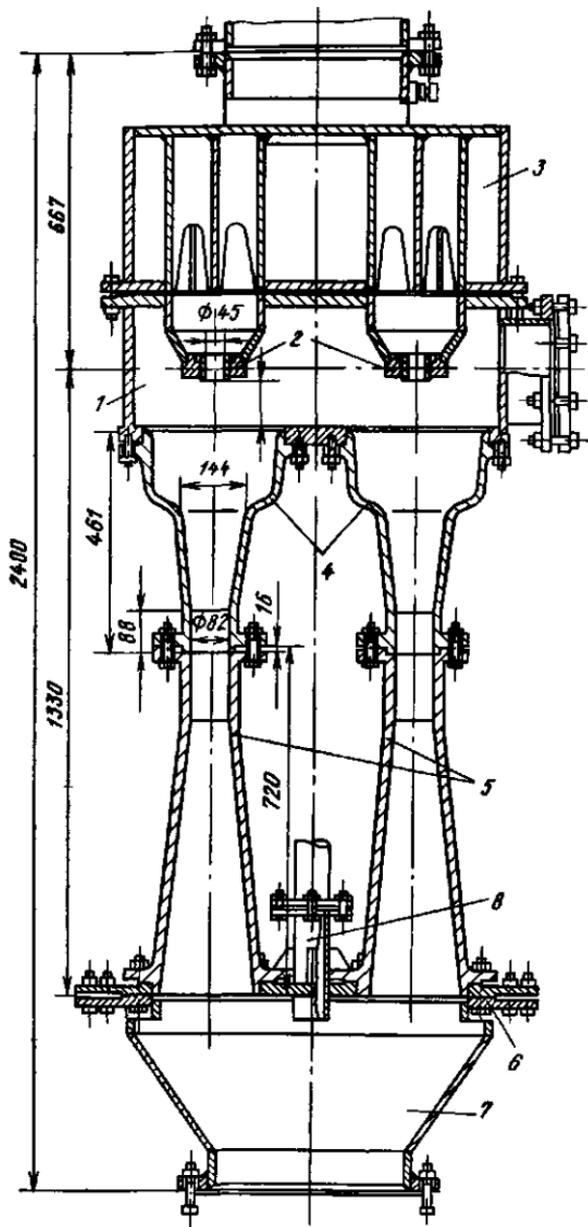


Рис. 7.42. Водовоздушный эжектор ХТЭ

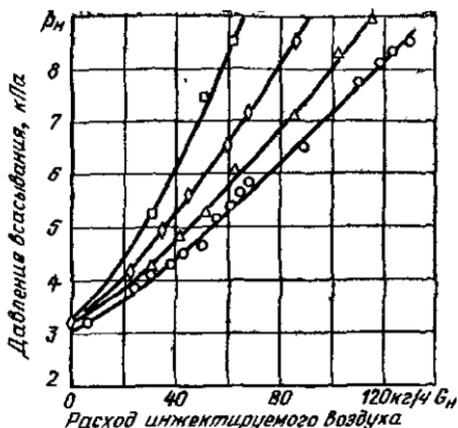
ставлены полученные характеристики эжектора. Определенный из опытов коэффициент скорости рабочего сопла составил 0,86, что обусловлено отсутствием плавного входного участка рабочего сопла.

**Водовоздушный эжектор ЛМЗ.** Для блочных турбоустановок большой мощности Ленинградский металлический завод в качестве основ-

Рис. 7.43. Характеристики водовоздушного эжектора ХТГЗ, полученные в промышленных условиях при различных давлениях рабочей среды:

$$f_3/f_{p1} = 3,3; t_p = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Условные обозначения	□	◇	△	○
$p_p$ , МПа	0,4	0,52	0,65	0,77
$V_p$ , м <sup>3</sup> /ч	553	626	700	768



ного воздухоотсасывающего устройства применяет водовоздушный эжектор типа ЭВ-4-1400. Одним из важных преимуществ при использовании водоструйных эжекторов для конденсаторов современных блочных турбоустановок является возможность пуска блока в работу без подвода пара от постороннего источника.

Водоструйный эжектор ЭВ-4-1400 ЛМЗ, так же как и водоструйный эжектор ХТГЗ, состоит из четырех параллельно включенных проточных частей с общими приемной и сбросной камерами (рис. 7.44). В верхнюю приемную камеру вмонтированы четыре сопла диаметром  $d_{p1} = 75$  мм. В нижней части приемной камеры приварены четыре сварные проточные части, состоящие из цилиндрической камеры смешения диаметром  $d_3 = 115$  мм и длиной 340 мм и диффузора. Основной геометрический параметр водовоздушного эжектора  $f_3/f_{p1} = 2,35$ . Сопла эжектора выполнены цилиндрическими. Длина сопла 75 мм. Расстояние от сопла до начала смешения 312 мм. Диаметр всасывающего патрубка 300 мм, патрубка рабочей воды и сливного патрубка 500 мм.

Водоструйный эжектор рассчитан на следующие условия: напор рабочей воды перед соплами 30 м; расход рабочей воды 1400 м<sup>3</sup>/ч; температура рабочей воды 10 °С; расход эжектируемого сухого воздуха 48 кг/ч, давление всасывания 0,23 кПа. Эжектор включен по разомкнутой схеме подвода рабочей воды. На турбоустановку К-300-240 ЛМЗ установлены два водоструйных эжектора, ЭВ-4-1400 и два подъемных насоса 32-Д-19. В постоянной работе по расчету завода должны находиться оба основных эжектора и один подъемный насос. Основные водоструйные эжекторы установлены на отметке 7,1 м машинного зала. Слив воды из обоих эжекторов производится в сливной циркуляционный водовод конденсатора.

Испытания эжектора ЭВ-4-1400 производились на двух электростанциях, на одной их проводило Союзтехэнерго, на другой — ЦКТИ. На рис. 7.45, а и б представлены характеристики эжектора на сухом воздухе, полученные в результате этих испытаний.

В последние годы водовоздушные эжекторы ЭВ-4-1400 на блоках 300 МВт заменены разработанными ВТИ более экономичными семи-канальными эжекторами ЭВ-7-1000, общий вид которого представлен на рис. 7.46 [32, 33]. Эжектор состоит из семи параллельных цилин-

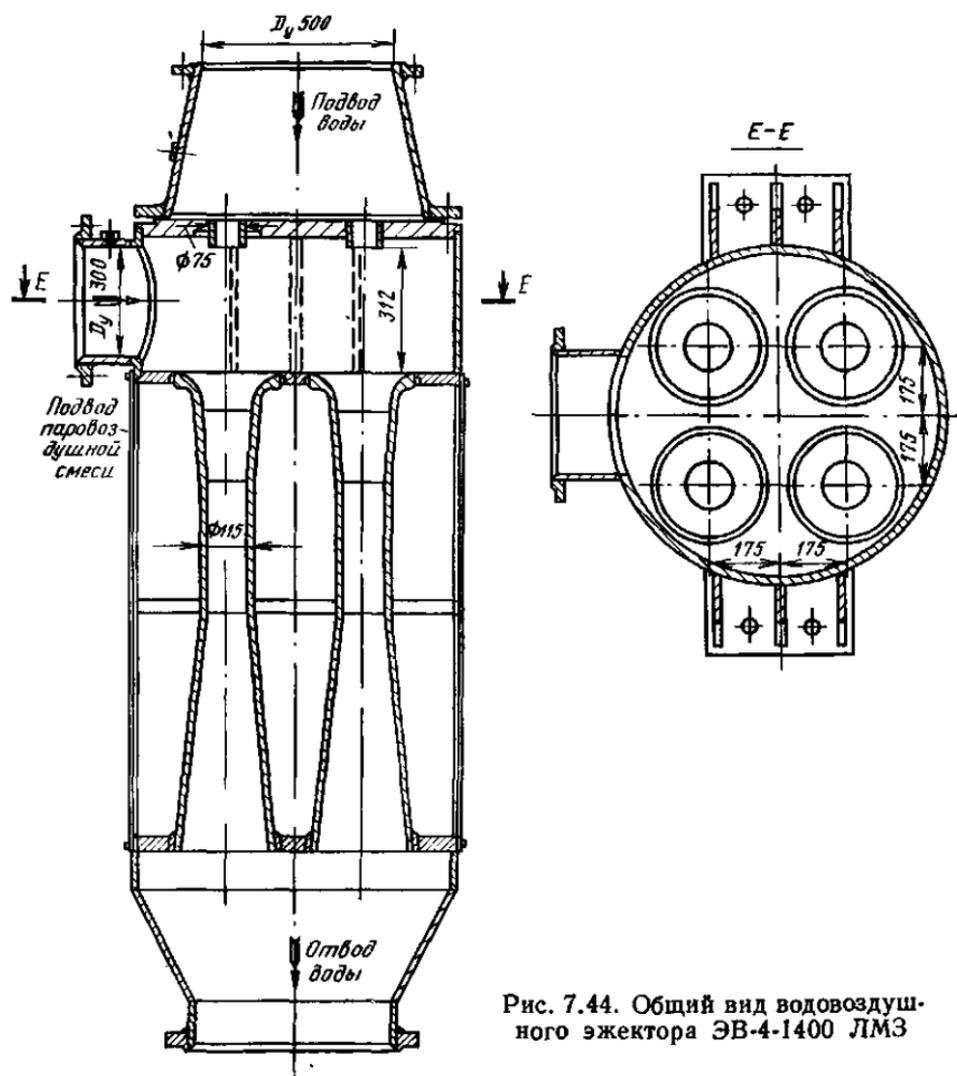


Рис. 7.44. Общий вид водовоздушного эжектора ЭВ-4-1400 ЛМЗ

дрических камер смешения диаметром  $d_3 = 100$  мм,  $l_3 = 3500$  мм ( $l_3/d_3 = 35$ ) без диффузоров. В каждую камеру смешения из своего сопла  $d_{p1} = 45$  мм поступает рабочая вода. Основной геометрический параметр  $l_3/f_{p1} = 4,94$ . Эжектор имеет общую водяную камеру, из которой вода поступает к рабочим соплам, общую приемную камеру, в которую поступает паровоздушная смесь из конденсатора, и общую сливную трубу. Детальные исследования характеристик этих эжекторов проводились на Костромской ГРЭС [32].

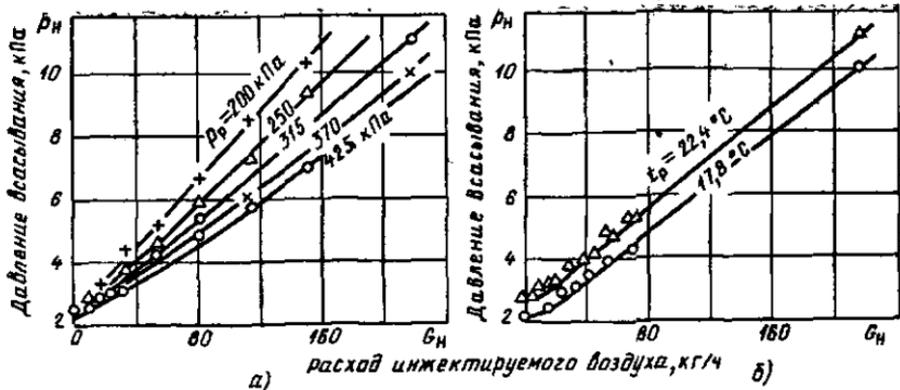


Рис. 7.45. Характеристики водовоздушного эжектора ЭВ-4-1400 ЛМЗ:  
 а — по результатам испытаний ЦКТИ;  $t_p = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; б — по результатам испытаний ОРГРЭС;  $p_p = 0,35 \text{ МПа}$

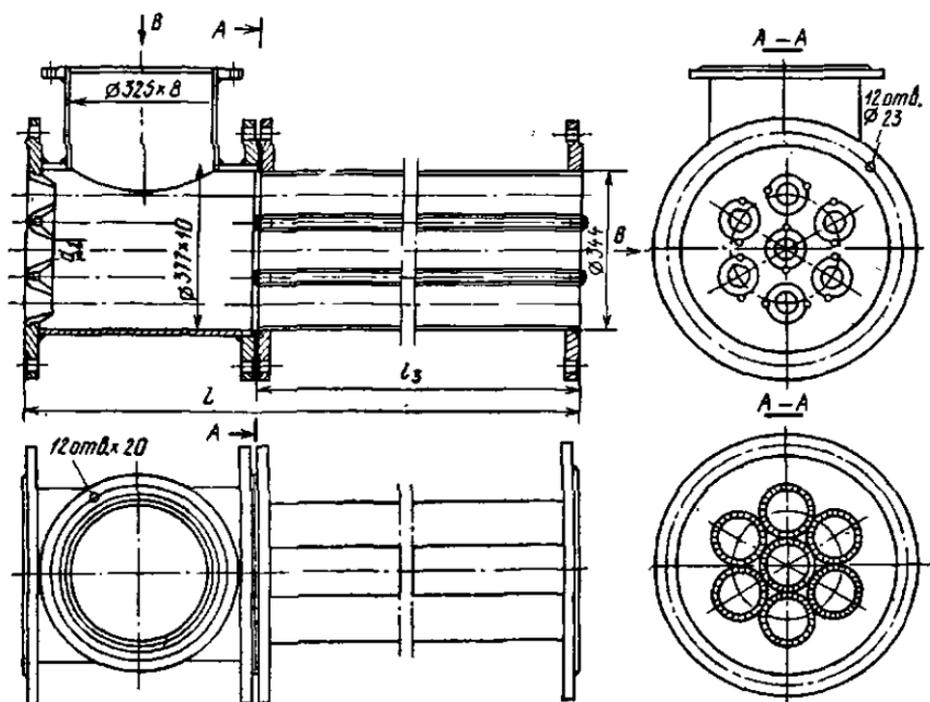


Рис. 7.46. Общий вид семиканального водовоздушного эжектора

На рис. 7.47, а представлены характеристики этого эжектора при отсасывании сухого воздуха в виде зависимостей  $p_n, p_c$  от  $G_b$  при различных давлениях рабочей воды. Там же приведены значения противодавления  $p_c$ , которое растет с увеличением расхода воздуха из-за снижения при этом плотности смеси в сливной трубе.

На рис. 7.47, б эти характеристики представлены в обобщенных координатах  $\Delta p_c / \Delta p_p - u_0$ . Следует отметить, что эжектор работает с низкими противодавлениями, определяемыми высотой установки эжектора над уровнем воды в сливном канале и плотностью водовоздушной эмульсии в сливной трубе. На рис. 7.48 представлено распределение давлений по длине проточной части эжектора. Эжектор испытывался при замене одноструйных сопл четырехструйными с тем же эквивалентным сечением (рис. 7.49).

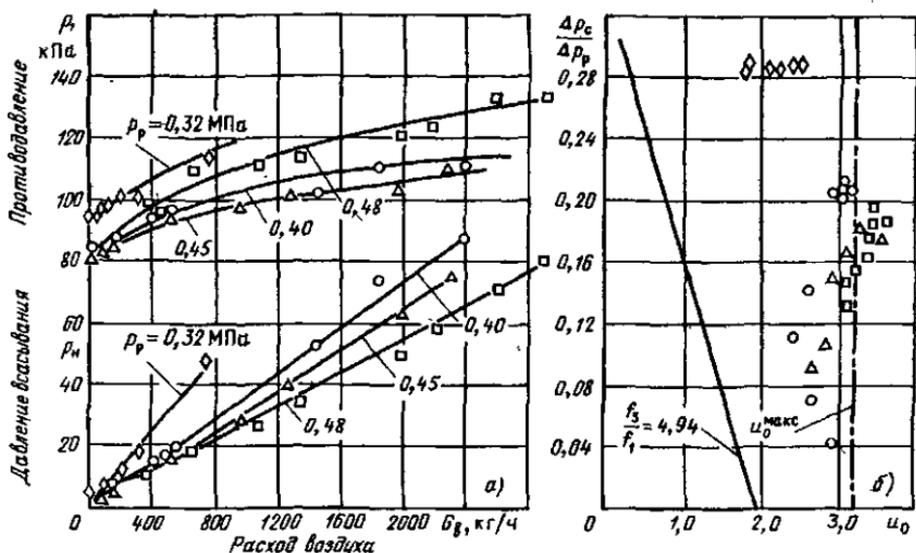


Рис. 7.47. Характеристики семиканального водовоздушного эжектора ЭВ-7-1000 на сухом воздухе при различных давлениях рабочей воды  $p_p$ :

$f_{p1} = 7 \times 45$  мм;  $d_3 = 7 \times 100$  мм;  $f_3/f_{p1} = 4,94$ ;  $l_3 = 3500$  мм; а — экспериментальные зависимости  $p_H = f(G_B)$  и  $p_C = f(G_B)$ ; б — обобщенные характеристики; сплошная линия — расчетная характеристика

Сравнительные характеристики  $p_H - G_H$  семиканальных эжекторов с одноструйными и четырехструйными соплами представлены на рис. 7.50, а. На рис. 7.50, б эти характеристики даны в обобщенных координатах. Как следует из рис. 7.50, для семиканального эжектора увеличение числа струй в каждом из семи сопл не приводит к дальнейшему увеличению коэффициента инжекции при прочих одинаковых условиях. Семиканальный эжектор состоит из семи параллельно включенных одноструйных эжекторов. Были проведены испытания одного такого эжектора с размерами  $d_{p1} = 45$  мм,  $d_3 = 100$  мм,  $l_3 = 3500$  мм, т. е. такими же, как у каждого элемента семиканального эжектора.

На рис. 7.51 представлены сравнительные характеристики семиканального и одноканального эжекторов. Несмотря на существенное различие в абсолютных значениях расходов воздуха  $G_B$  и противо-

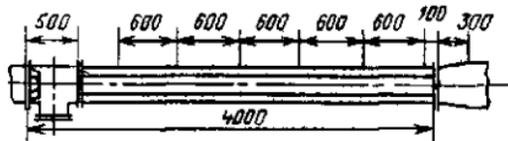
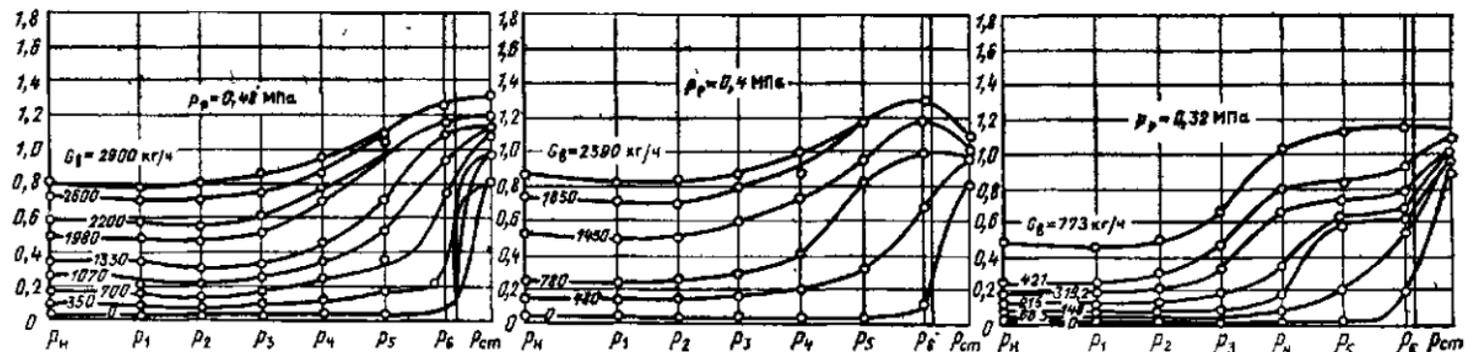
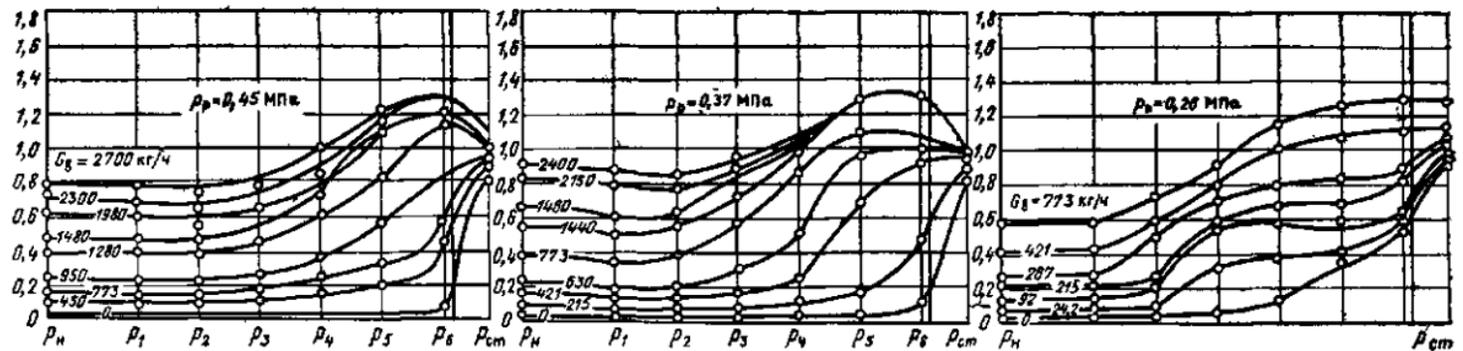
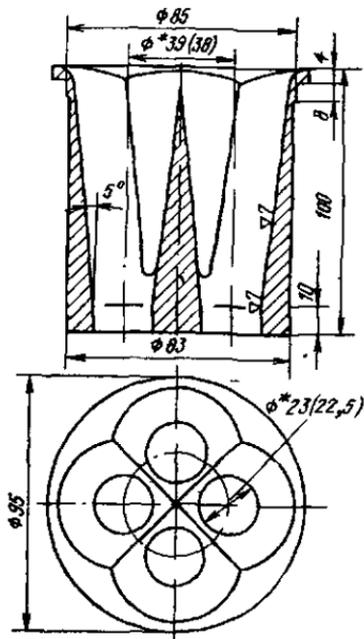


Рис. 7.48. Распределение давлений по длине проточной части эжектора ( $p_p = 0,48$  МПа)

Рис. 7.49. Четырехструйные сопла для семиканального эжектора



давлениях  $p_c$  (см. рис. 7.51, а) их обобщенные характеристики практически одинаковы. Увеличение диаметра сопел семиканального эжектора от 45 до 48 мм и соответствующее снижение  $f_3/f_{p1}$  от 4,94 до 4,34 привели к некоторому снижению объемного коэффициента инжекции и увеличению  $(\Delta p_c/\Delta p_p)_{\max}$  (рис. 7.52).

Большой интерес представляет вопрос о влиянии длины камеры смешения на характеристики водовоздушного эжектора. На семиканальных эжекторах с камерами смешения диаметром 100 мм проводились опыты при различных длинах камер смешения:  $l_3 = 3500; 3000$  и 2500 мм. При этом диаметры рабочих сопел  $d_{p1}$

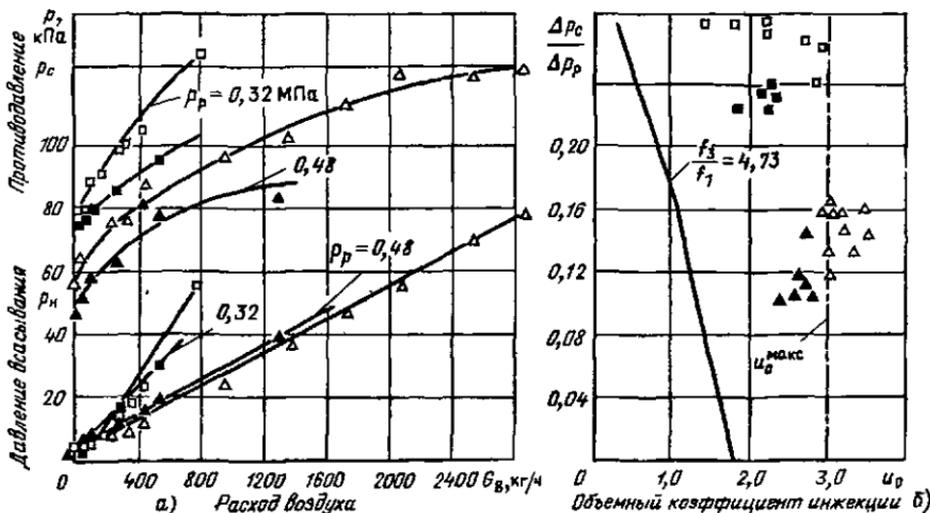


Рис. 7.50. Сопоставление характеристик семиканального эжектора с одноструйными и многоструйными соплами:

$d_{p1} = 7 \times 46$  мм;  $d_3 = 7 \times 100$  мм;  $f_3/f_{p1} = 4,73$ ;  $l_3 = 3000$  мм; а — экспериментальные зависимости давления всасывания  $p_n$  и противодавления  $p_c$  от расхода воздуха  $G_B$ ; б — обобщенные характеристики; сплошная линия — расчетная характеристика;

$p_p, \text{МПа}$  . . . . . 0,48 0,32

Условные обозначения:

одноструйные сопла . . .  $\triangle$   $\square$   
 многоструйные сопла . . .  $\blacktriangle$   $\blacksquare$

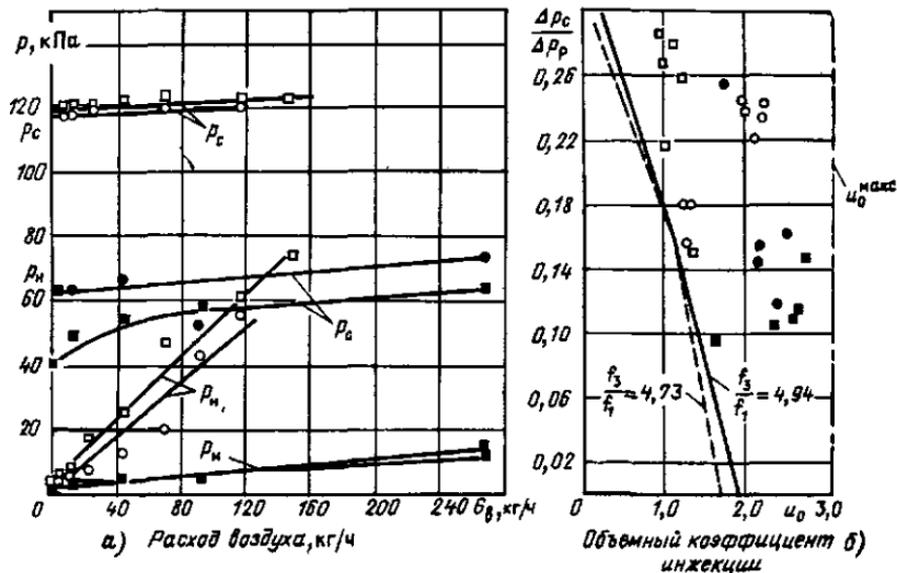


Рис. 7.51. Сопоставление характеристик одноканального и семиканального эжекторов:

сопла четырехструйные; а — зависимость давления всасывания  $p_n$  и противодавления  $p_c$  от расхода воздуха  $G_B$ . б — обобщенные характеристики

$p_p$ , МПа	0,47	0,40	$d_{p1}$	$d_3$	$f_3/f_{p1}$	$l_3$ , мм	Эжектор
Условные обозначения:	□	○	1×45	1×100	4,94	3500	Одноканальный
	■	●	7×46	7×100	4,73	3000	Семиканальный

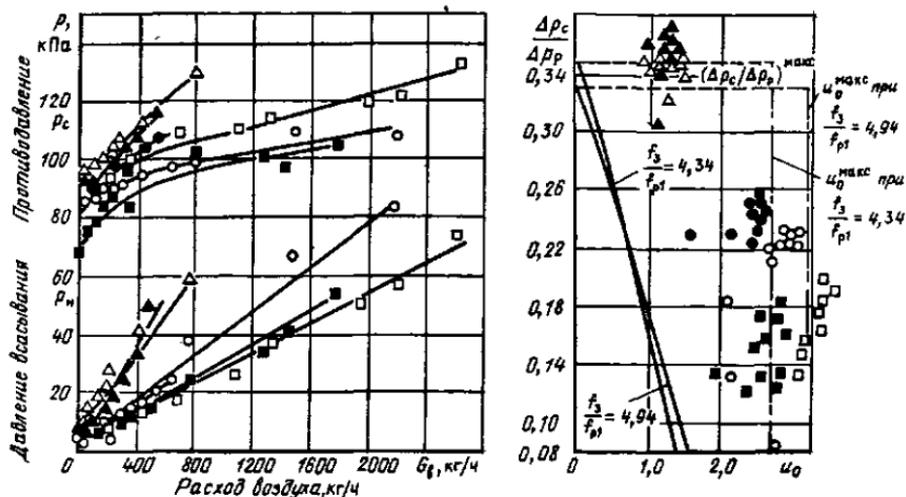


Рис. 7.52. Сопоставление семиканальных эжекторов с различными диаметрами рабочих сопел:

а — характеристики  $p_n - G_B$  и  $p_c - G_B$ ; б — обобщенные характеристики:

$p_p$ , МПа	0,48	0,37	0,32	$d_{p1}$ , мм	$d_3$ , мм	$f_3/f_{p1}$	$l_3$ , мм
Условные обозначения	□	○	△	45×7	100×7	4,94	3500
	■	●	▲	48×7	100×7	4,34	3500

составляли соответственно 45; 46; 74 мм. Значения  $f_3/f_{p1}$  составляли 4,94; 4,75; 4,53.

Сравнительные характеристики  $p_n$ ,  $p_c - G_n$  и  $(\Delta p_c/\Delta p_p) - u_0$  эжекторов с различными длинами камер смешения при всех прочих равных условиях приведены на рис. 7.53, из которого видно, что изменение длины камеры смешения в диапазоне  $l_3/d_3 = 25 \div 35$  не влияет на характеристику эжектора.

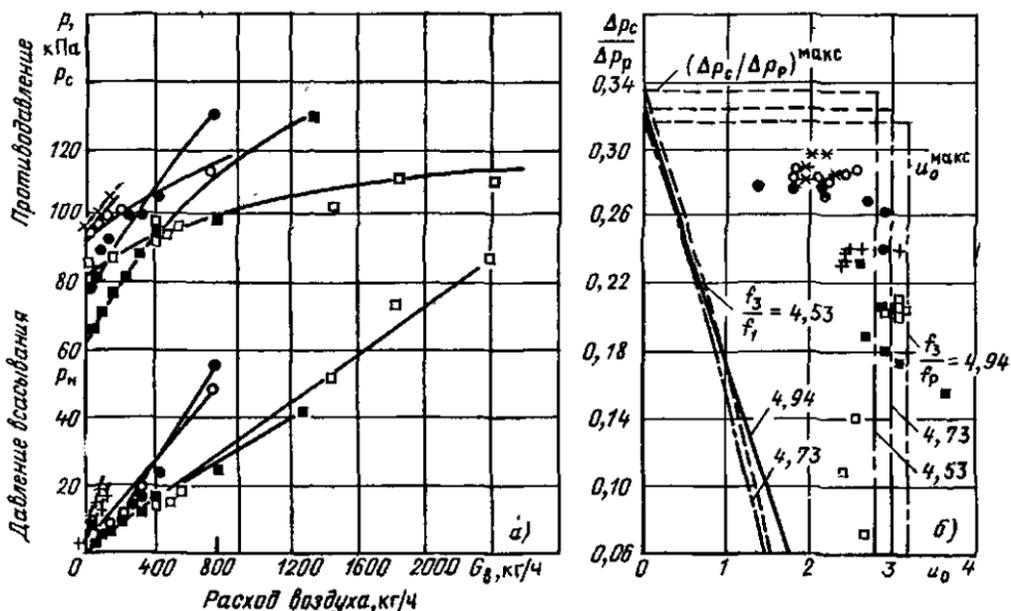


Рис. 7.53. Сопоставление характеристик семиканальных эжекторов с различной длиной камеры смешения:

а — характеристики  $p_n - G_n$  и  $p_c - G_n$ ; б — обобщенные характеристики

$p_p$ , МПа	0,40	0,32	$d_{p1}$	$d_3$	$f_3/f_{p1}$	$l_3$ , мм	$l_3/d_3$
Условные обозначения	□	○	45×7	100×7	4,94	3500	35
	■	●	46×7	100×7	4,73	3000	30
	⊕	*	47×7	100×7	4,53	2500	25

Для блоков К-800-240 были испытаны семиканальные эжекторы той же конструкции, но с камерой смешения большего диаметра —  $d_3 = 125$  мм·7 с двумя вариантами сопл  $d_1 = 45$  мм·7,  $f_3/f_{p1} = 7,72$  (ЭВ-7-1000) и  $d_1 = 56$  мм·7,  $f_3/f_{p1} = 4,98$  (ЭВ-7-1700).

На рис. 7.54 и 7.55 представлены характеристики  $p_n$ ,  $p_c - G_n$  этих эжекторов, а на рис. 7.56 — их обобщенные характеристики. На этом же рисунке представлена обобщенная характеристика семиканального эжектора с  $d_{p1} = 45$ ·7 и  $d_3 = 100$ ·7 ( $f_3/f_{p1} = 4,94$ ), имеющего тот же основной геометрический параметр, но абсолютные размеры сечений

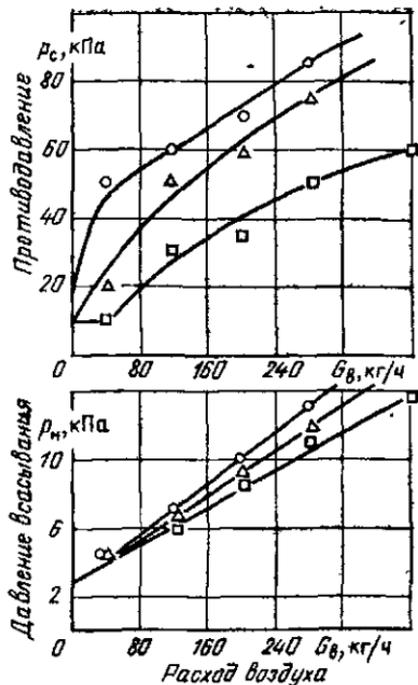


Рис. 7.54 Характеристики семиканального эжектора ЭВ-7-1000 с камерой смешения  $d_3 = 125 \times 7$ :  
 $d_{p1} = 45 \times 7$ ;  $f_3/f_{p1} = 7,72$ ;  $l_2 = 3500$  мм;

$p_p$ , МПа . . . . . 0,40 0,35 0,30  
 Условные обозначения . . . . . □ △ ○

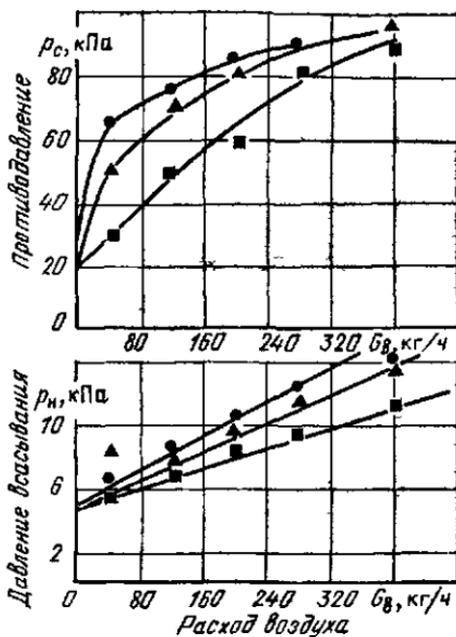


Рис. 7.55. Характеристики семиканального эжектора ЭВ-7-1700:  
 $d_3 = 125 \times 7$ ;  $d_{p1} = 56 \times 7$ ;  $f_3/f_{p1} = 4,98$ ;  
 $l_2 = 3500$  мм;

$p_p$ , МПа . . . . . 0,40 0,35 0,30  
 Условные обозначения . . . . . ■ ▲ ●

в 1,56 раза меньше. Из рис. 7.56 следует, что обобщенные характеристики семиканальных эжекторов также не зависят от абсолютных размеров эжектора, а зависят лишь от  $f_3/f_{p1}$ . Увеличение этого параметра с 5 до 7,7 мало отразилось на  $u_0$ .

В приведенных выше результатах испытаний величина противодавления определялась высотой установки эжектора над уровнем воды в сливном канале, расходом водовоздушной эмульсии в сливной трубе и ее плотностью при полностью открытой задвижке на этой линии.

Проводились также опыты, когда при неизменных расходах воздуха и соответствующих им давлениях всасывания увеличивалось противодавление путем прикрытия задвижки на сливном трубопроводе до максимального значения, при котором возможна работа эжектора ( $p_c$ )<sub>макс</sub>. Результаты этих опытов (рис. 7.57 и 7.58) показывают, что максимальное противодавление достаточно удовлетворительно

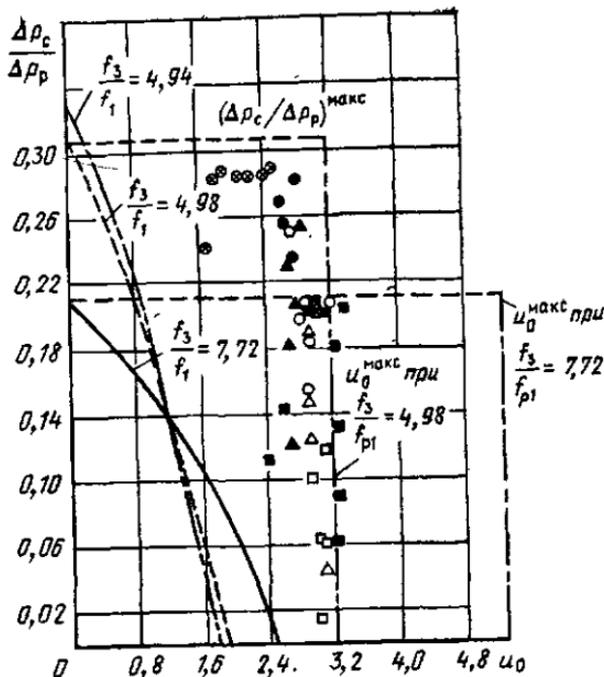


Рис. 7.56. Обобщенные характеристики семиканальных эжекторов:

$p_p$ , МПа	0,40	0,35	0,30	$d_{p1}$ , мм	$d_s$ , мм	$l_s/l_{p1}$	$l_s$ , мм
Условные обозначения	□	△	○	45×7	125×7	7,72	3500
	■	▲	●	56×7	125×7	4,98	3500
	⊗	—	⊗	45×7	100×7	4,94	3500

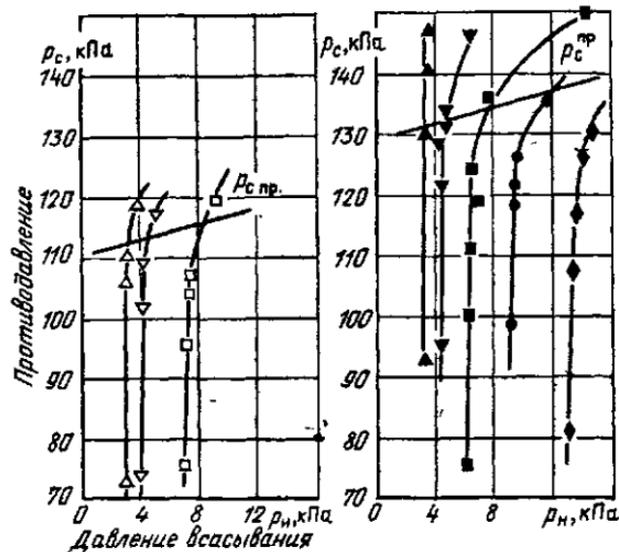


Рис. 7.57. Характеристики семиканального водовоздушного эжектора ЭВ-7-1000 при изменении противодавления:

$d_{p1} = 47 \times 7$  мм;  $d_s = 100 \times 7$  мм;  
 $l_s/l_{p1} = 4,53$ ;  $l_s = 2500$  мм;

$G_v$ , кг/ч	12,3	24,2	43,7	66,3	115,8	215,0	319,2
$p_p$ , МПа:	0,33	—	—	—	—	—	—
	0,38	△	▲	▽	□	●	◆

Рис. 7.58. Обобщенные характеристики семиканального водовоздушного эжектора ЭВ-7-1000 при изменении противодавления (основные размеры эжектора и условные обозначения те же, что и на рис. 7.57)

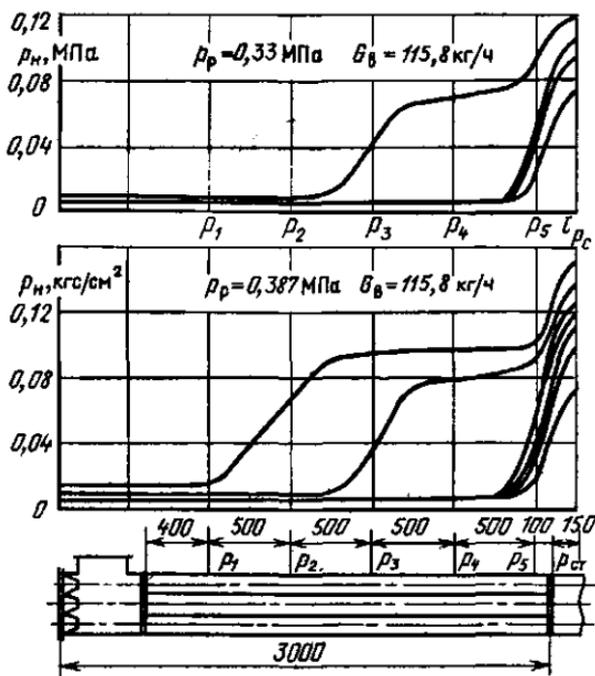
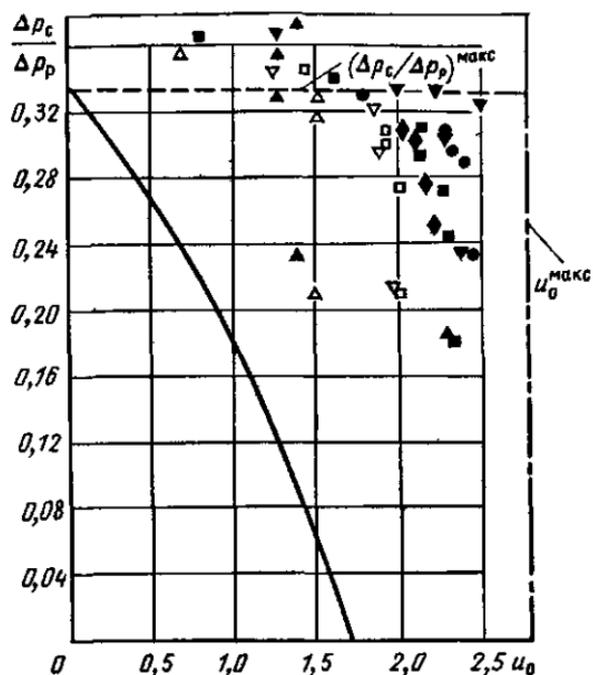


Рис. 7.59. Изменение давления по длине проточной части семиканального эжектора при увеличении противодавления

определяется (7.11) также для эжектора рассматриваемой конструкции. Характер изменения давления по длине проточной части эжектора при увеличении противодавления показан на рис. 7.59.

## 7.6. Водовоздушные инжекторы

Для всех типов струйных аппаратов при работе их в оптимальном режиме с увеличением величины основного геометрического параметра  $f_3/f_{p1}$  увеличивается коэффициент инжекции и снижается создаваемый аппаратом напор.

Одним из условий работы водовоздушного эжектора в оптимальном режиме является, как отмечалось выше, образование в камере смешения однородной по сечению водовоздушной эмульсии. Этому способствует увеличение длины камеры смешения и числа струй рабочей среды, поступающих в камеру смешения. Для создания в водовоздушном эжекторе очень малых перепадов давлений  $\Delta p_c$ , измеряемых миллиметрами или десятками миллиметров водяного столба (десятками или сотнями Паскалей), и получения объемных коэффициентов инжекции, измеряемых десятками и сотнями, требуются очень большие значения  $f_3/f_{p1}$ . При этом однородная эмульсия с помощью обычных сопел, создающих сплошные струи, не может быть получена. Для этой цели применяются форсунки, позволяющие получить диспергированную струю, т. е. струю в виде факела, состоящего из мелких капель. Струйные аппараты, работающие в этом диапазоне параметров, в соответствии с принятой в настоящей работе классификацией можно назвать водовоздушными инжекторами.

### 7.6.1. Расчетные формулы

Детальные исследования водовоздушных инжекторов, проведенные в Ярославском политехническом институте, позволили разработать методику их расчета [7, 27]. Методика является достаточно сложной и для практической реализации требует применения ЭВМ.

Экспериментальные исследования водовоздушных инжекторов, проведенные в Ярославском политехническом институте [7] и во ВТИ [59], позволили предложить для ориентировочных инженерных расчетов этих аппаратов следующие формулы.

Уравнение характеристики водовоздушного инжектора с заданными геометрическими размерами  $f_3/f_{p1}$

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_3} \left( 0,5 - \frac{f_{p1}}{f_3} u_0 \right). \quad (7.21)$$

В частных случаях:  
при  $u_0 = 0$

$$\left( \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{\max} = 0,5 \frac{f_{p1}}{f_3}; \quad (7.22)$$

при  $\Delta p_c / \Delta p_p = 0$

$$(u_o)_{\max} = 0,5 \frac{f_3}{f_{p1}}. \quad (7.23)$$

Для определения оптимального  $f_3/f_{p1}$  и достижимого объемного коэффициента инжекции продифференцируем (7.21) по переменной  $f_3/f_{p1}$ :

$$d\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}\right) / d\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right) = -\frac{0,5}{(f_3/f_{p1})^2} + \frac{2u_o}{(f_3/f_{p1})^3}.$$

Приравнявая эту производную нулю, получаем оптимальное значение  $f_3/f_{p1}$ :

$$(f_3/f_{p1})_{\text{опт}} = 4u_o. \quad (7.24)$$

Подставляя это значение  $f_3/f_{p1}$  в (7.21), получаем достижимый коэффициент инжекции:

$$u_o = \frac{1}{16} \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} = 0,0625 \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c}. \quad (7.25)$$

На рис. 7.60 представлена зависимость  $u_o$  от  $\Delta p_c / \Delta p_p$  по (7.25).

Характеристика инжектора (1) при значении  $(f_3/f_{p1})_{\text{опт}}$  из (7.24) проходит через точку, определяемую выражением (7.25):

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{1}{4u_o} \left(0,5 - \frac{u_o}{4u_o}\right) = \frac{1}{16u_o}.$$

На рис. 7.60 изображены также характеристики инжекторов при различных  $f_3/f_{p1}$ .

**Пример 7.4.** Определить достижимый коэффициент инжекции, основные размеры и характеристику водовоздушного инжектора для следующих условий: расход инжектируемого воздуха  $G_u = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ , требуемое разрешение 20 мм водяного столба ( $\Delta p_c = 200 \text{ Па}$ ), располагаемый напор насоса 0,3 МПа ( $\Delta p_p = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$ ).

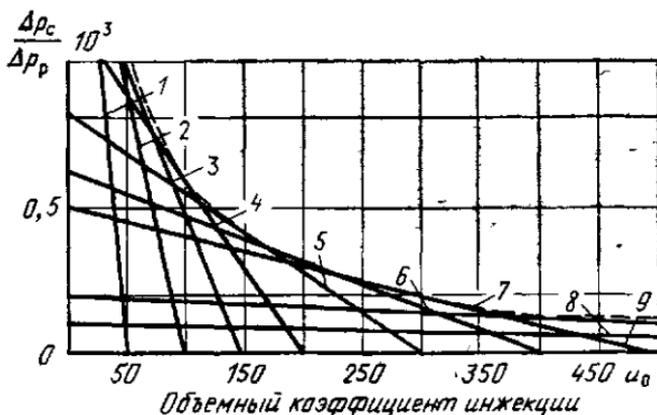


Рис. 7.60. Достижимые объемные коэффициенты инжекции водовоздушного инжектора и его характеристики при различных  $f_3/f_{p1}$ :

штриховая линия — достижимые значения  $u_o$  по (7.25); сплошные линии — характеристики инжекторов по (7.21); 1 — 9 —  $f_3/f_{p1}$  соответственно равно 100, 200, 300, 400, 600, 800, 1000, 2600, 4500

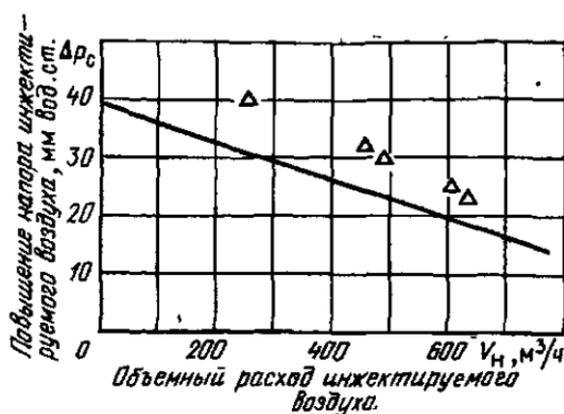


Рис. 7.61. Расчетная характеристика  $p_H - V_H$  инжектора (к примеру 7.4):  
 $d_{p1} = 10,1$  мм;  $d_s = 195,8$  мм;  $\Delta p_p = 0,3$  МПа;  $V_p = 6,4$  м³/ч;  $\Delta$  — результаты испытаний инжектора при этих условиях

Определяем достижимый объемный коэффициент инжекции из (7.25):

$$u_o = \frac{1}{16} \frac{300 \cdot 10^3}{200} = 94.$$

Основной геометрический параметр из (7.24)

$$(f_s/f_{p1})_{\text{опт}} = 4 \cdot 94 = 376.$$

Уравнение характеристики (7.21)

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{1}{376} \left( 0,5 - \frac{u_o}{376} \right)$$

при  $\Delta p_p = 0,3 \cdot 10^6$ ,  $\Delta p_c = 2,12$  (188— $u_o$ ).  
 Расход рабочей воды

$$V_p = V_H/u_o = 600/94 = 6,4 \text{ м}^3/\text{ч} = 6400 \text{ кг/ч}.$$

Сечение выходного отверстия форсунки при коэффициенте скорости форсунки  $\varphi_1 = 0,9$

$$\begin{aligned} f_{p1} &= \frac{G_p}{\varphi_1 \sqrt{\frac{2 \Delta p_p}{\rho_p}}} = \\ &= \frac{6400 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{10^{-3}}}} = 80,5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Диаметр  $d_{p1} = 1,13 \sqrt{f_{p1}} = 1,13 \sqrt{80,5} = 10,1$  мм. Диаметр камеры смешения  $d_s = d_{p1} \sqrt{f_s/f_{p1}} = 10,1 \sqrt{376} = 195,8$  мм.

На рис. 7.61 представлена расчетная характеристика  $\Delta p_c - V_H$ . Там же нанесены результаты испытаний водовоздушного инжектора с определенными в примере размерами проточной части (см. ниже).

## 7.6.2. Экспериментальные исследования

Экспериментальные исследования водовоздушных инжекторов проводились в Ярославском политехническом институте. В [7] приведены результаты испытаний водовоздушного инжектора. На рис. 7.62 приведены в обобщенных координатах результаты испытаний инжектора с форсункой диаметром  $d_{p1} = 3$  мм и камерой смешения диаметром  $d_3 = 100$  мм ( $f_3/f_{p1} = 1110$ ) при различных перепадах давления в форсунке:  $\Delta p_p = 1,0; 0,8; 0,6; 0,4$  МПа, а на рис. 7.63 — характеристики инжектора с той же форсункой  $d_{p1} = 3$  мм при различных диаметрах камеры смешения  $d_3 = 100, 150, 200$  мм (соответственно  $f_3/f_{p1} = 1110, 2500, 4440$ ), при одинаковом перепаде давлений на форсунке  $\Delta p_p = 0,4$  МПа.

Как видно из рис. 7.62 и 7.63, расчетные характеристики по формуле (7.21) достаточно близки к экспериментальным.

Испытания водоотруйных инжекторов проводились также на стенде ВТИ [59]. Схема стенда приведена на рис. 7.64. Объемный расход инжектируемого воздуха определялся путем измерения анемометром его скорости на выходе из установки с последующим умножением значения скорости на площадь выходного сечения.

Напор, создаваемый инжектором, определялся микроманометром. Регулирование напора осуществлялось шибером, установленным перед выходом воздуха из установки. В качестве распыливающего устройства после ряда экспериментов с разными типами форсунок была выбрана центробежно-струйная форсунка, разработанная СКБ ВТИ. Чертеж форсунки представлен на рис. 7.65. Характеристики форсунки с вставками различных диаметров (от 6 до 14 мм) получены экспериментально путем измерения времени заполнения водой из форсунки контрольного объема при установленном перепаде давле-

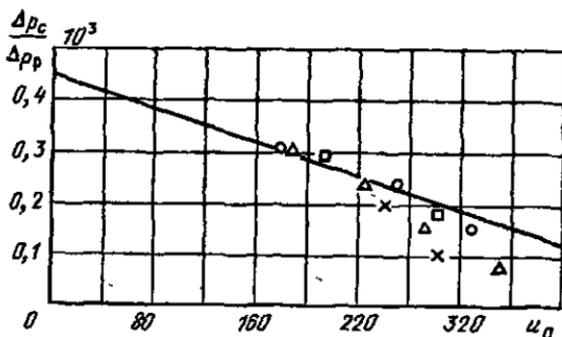


Рис. 7.62. Сопоставление расчетной характеристики с результатами испытаний водовоздушного инжектора в Ярославском политехническом институте ( $f_3/f_{p1} = \text{const}$ ;  $\Delta p_p = \text{var}$ ):

$d_{p1} = 3$  мм;  $d_3 = 100$  мм;  $f_3/f_{p1} = 1110$ ; (сплошная линия — расчетная характеристика по (7.21))

Условные обозначения . . . . .  $\bigcirc$   $\square$   $\triangle$   $\times$   
 $\Delta p_p$ , МПа . . . . . 1,0 0,8 0,6 0,4

ния воды на форсунке. На рис. 7.66 приведены коэффициенты скорости  $\varphi_1$  форсунок с различными диаметрами выходного сечения отверстия  $d_{p1}$ . Значения  $\varphi_1$  определялись из выражения

$$\varphi_1 = \frac{G_p}{\sqrt{2\Delta p_p/\rho_p}},$$

где  $G_p$  — экспериментально определенный расход воды, кг/с, при перепаде давлений на форсунке  $\Delta p_p$ , Па;  $\rho_p$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.



Рис. 7.63. Сопоставление расчетных характеристик с результатами испытаний инжектора в Ярославском политехническом институте ( $\Delta p_p = \text{const}$ ;  $f_3/f_{p1} = \text{var}$ ):

$$d_{p1} = 3 \text{ мм}; \Delta p_p = 0,4 \text{ МПа}$$

Условные обозначения	$d_3$ , мм	$f_3/f_{p1}$	№ расчетной характеристики по (7.21)
○	100	1110	1
△	150	2500	2
□	200	4440	3

Изменение геометрических параметров инжектора производилось установкой цилиндрических камер смешения диаметром  $d_3 = 150, 195$  и  $240$  мм, длиной  $l_3 = 700$  мм и установкой цилиндрических вставок различных диаметров в сопло форсунки. Устанавливались вставки с  $d_{p1} = 6; 8; 10; 14$  мм. Таким образом, как видно из табл. 7.3, исследовались инжекторы с широким диапазоном изменения значения  $f_3/f_{p1}$ .

Во всех опытах перепад давлений в форсунке поддерживался равным  $0,3$  МПа. Специально проведенные опыты показали, что расстояние от выходного сечения камеры смешения до зеркала воды в установке, на котором в основном происходит сепарация воды из смеси, должно превышать  $100$  мм.

Для оценки влияния длины камеры смешения были проведены опыты с камерой смешения диаметром 195 мм и длинами 700 и 500 мм. Результаты испытаний показали, что уменьшение длины от 700 до 500 мм ( $l_3/d_3 = 3,6$  и  $2,5$ ) привело к снижению создаваемых напоров примерно на 5 мм, или на 20 %.

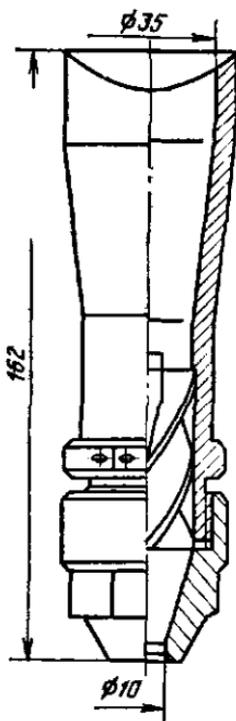
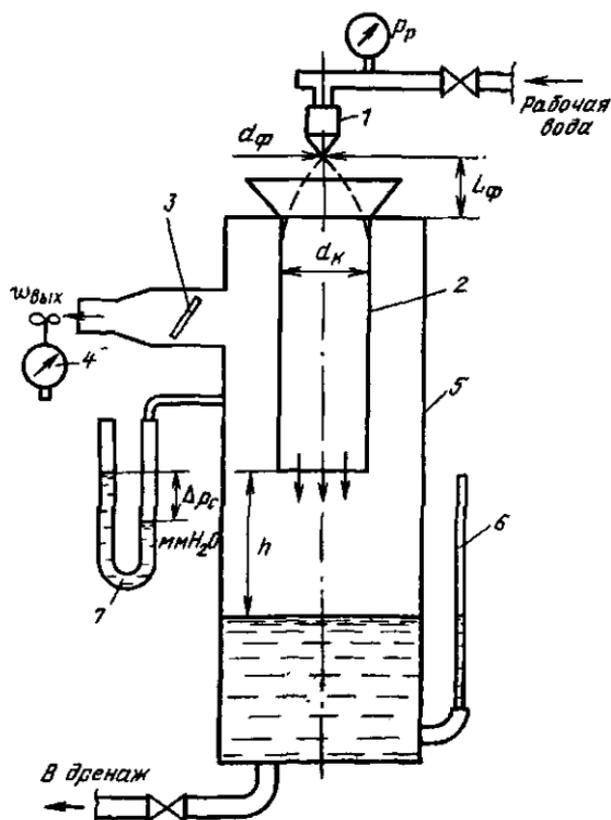


Рис. 7.64. Схема стенда для испытания водовоздушных инжекторов:

1 — форсунка; 2 — камера; 3 — шибер; 4 — анемометр; 5 — корпус; 6 — водоуказательное стекло; 7 — микроманометр

Рис. 7.65. Форсунка водовоздушно-го инжектора

Таблица 7.3. Значения  $f_3/f_{p1}$

Диаметр форсунки, мм	$f_3/f_{p1}$ при диаметре камеры смешения $d_3$ , мм			Диаметр форсунки, мм	$f_3/f_{p1}$ при диаметре камеры смешения $d_3$ , мм		
	150	195	240		150	195	240
6	625	1056	—	10	225	380	576
8	352	594	900	14	115	194	294

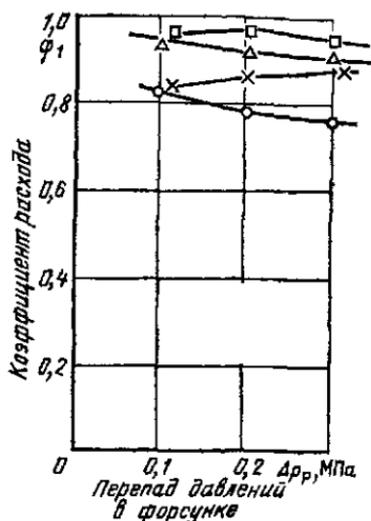


Рис. 7.66. Коэффициенты скорости форсунок с различными диаметрами выходного сечения  $d_{p1}$ :

Условные обозначения	○	△	□	×
$d_{p1}$ , мм	14	10	8	6

Как показали результаты испытаний, значение несоосности форсунки и камеры смешения до 20 мм практически не ухудшало работу инжектора.

На рис. 7.67—7.69 представлены результаты испытаний инжекторов с указанными выше геометрическими параметрами в обобщенных координатах  $\Delta p_c / \Delta p_p - u_0$ . Экспериментальные характеристики в большинстве проходят несколько выше расчетных, что позволяет получить определенный запас в расчете. Таким образом, предложенные эмпирические формулы для расчета водовоздушных инжекторов позволяют просто и с достаточной степенью точности определять достижимый объемный коэффициент инжекции, оптимальное значение основного геометрического параметра и строить его характеристику при нерасчетных режимах.

Наряду с традиционной цилиндрической формой камеры смешения был испытан инжектор со щелевой камерой смешения, имевшей размеры поперечного сечения 185 × 770 мм, в которую подавалась вода через четыре форсунки диаметром 8 и 10 мм. Значения отноше-

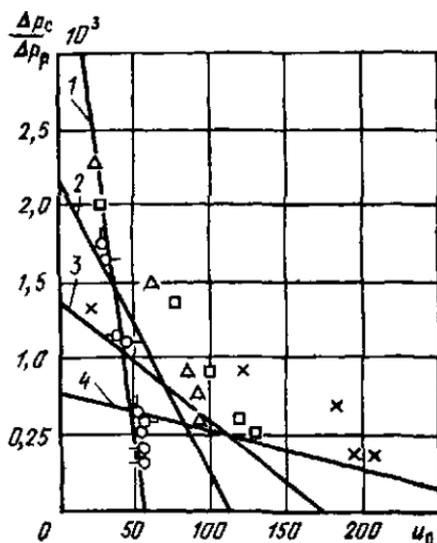


Рис. 7.67. Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик водовоздушного инжектора с  $d_3 = 150$  мм:

$$\Delta p_p = 0,3 \text{ МПа}$$

Условные обозначения	$d_{p1}$ , мм	$f_3/f_{p1}$	№ расчетной характеристики
○	14	115	1
△	10	225	2
□	8	352	3
×	6	625	4

Рис. 7.68. Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик водовоздушного инжектора с  $d_s = 195$  мм:

$$\Delta p_p = 0,3 \text{ МПа}$$

Условные обозначения	$d_{p1}$ , мм	$f_s/f_{p1}$	№ расчетной характеристики
○ . . . . .	14	194	1
△ . . . . .	10	380	2
□ . . . . .	8	594	3
× . . . . .	6	1056	4

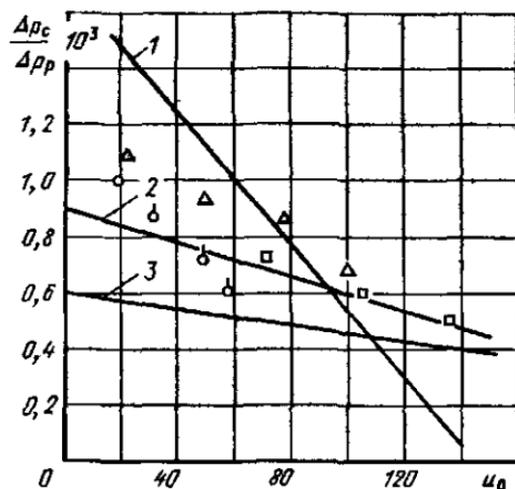
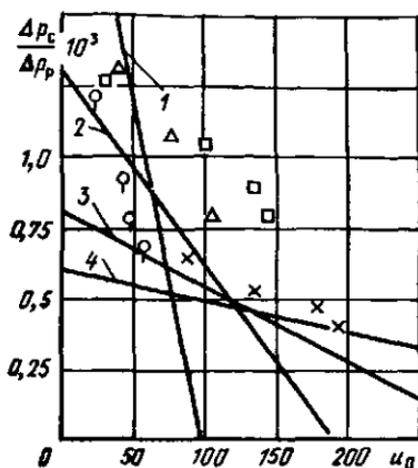


Рис. 7.69. Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик водовоздушного инжектора с  $d_s = 240$  мм:

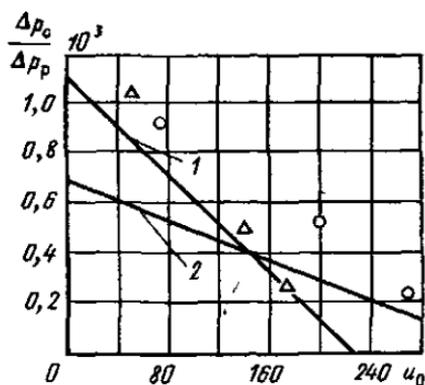
$$\Delta p_p = 0,3 \text{ МПа}$$

Условные обозначения	$d_{p1}$ , мм	$f_s/f_{p1}$	№ расчетной характеристики
○ . . . . .	14	294	1
△ . . . . .	10	576	2
□ . . . . .	8	900	3

Рис. 7.70. Сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик водовоздушного инжектора со щелевой камерой смешения и четырьмя форсунками:

камера смешения  $195 \times 700$  мм;  $\Delta p_p = 0,3$  МПа

Условные обозначения	$d_{p1}$ , мм	$f_s/f_{p1}$	№ расчетной характеристики
△ . . . . .	10	453	1
○ . . . . .	8	708	2



ний сечения камеры смещения к суммарному сечению четырех форсунок  $f_3/f_{p1}$  составляют соответственно 708 и 453. Длина целевой камеры смещения  $l_3 = 900$  мм.

На рис. 7.70 представлены характеристики инжекторов со целевой камерой смещения, показывающие достаточно хорошее совпадение расчетных характеристик с экспериментальными также и для эжекторов с такой формой камеры смещения.

## ГЛАВА ВОСЬМАЯ

### СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТА

#### 8.1. Методика расчета

В этих аппаратах в качестве рабочей среды используется обычно вода, поступающая с большой скоростью из сопла в приемную камеру. Инжектируемой средой является твердое тело (песок, шлак и др.) или смесь воды и твердого тела.

Для расчета струйных аппаратов для гидротранспорта принципиально применимы расчетные уравнения, выведенные для струйных насосов, так как эти уравнения получены из условия, что рабочая и инжектируемая среда являются неупругими.

Струйные аппараты для гидротранспорта, так же как и струйные насосы, могут выполняться с диффузорами и без диффузоров. Далее рассматриваются только струйные аппараты с диффузорами.

Основным уравнением для расчета струйных аппаратов для гидротранспорта является уравнение характеристики струйного насоса (5.5). Под коэффициентом инжекции аппарата следует в данном случае понимать сумму двух частных коэффициентов инжекции по твердому телу и жидкости:

$$u = u_T + u_B, \quad (8.1)$$

где  $u_T$  — коэффициент инжекции по твердому телу;  $u_B$  — коэффициент инжекции по жидкости:

$$u_T = G_T/G_P; \quad (8.2)$$

$$u_B = G_{н. в}/G_P; \quad (8.3)$$

$G_T$  — расход инжектируемого твердого тела, кг/с;  $G_{н. в}$  — расход инжектируемой жидкости, кг/с;  $G_P$  — расход рабочей жидкости через сопло, кг/с.

Удельный объем инжектируемой среды, м<sup>3</sup>/кг,

$$v_n = v_{н. в} \frac{u_B}{u_B + u_T} + v_T \frac{u_T}{u_B + u_T}, \quad (8.4)$$

где  $v_{н. в}$  — удельный объем инжектируемой жидкости, м<sup>3</sup>/кг;  $v_T$  — удельный объем инжектируемого твердого тела, м<sup>3</sup>/кг.

В частном случае, когда инжектируемой средой является твердое тело без примеси жидкости,  $u_B = 0$  и  $v_H = v_T$ , м<sup>3</sup>/кг.

Удельный объем смешанной среды на выходе из аппарата, м<sup>3</sup>/кг,

$$v_c = v_{c.в} \frac{1 + u_B}{1 + u_B + u_T} + v_T \frac{u_T}{1 + u_B + u_T}. \quad (8.5a)$$

При  $u_B = 0$

$$v_c = v_{c.в} \frac{1}{1 + u_T} + v_T \frac{u_T}{1 + u_T}, \quad (8.5b)$$

где  $v_{c.в}$  — удельный объем жидкости на выходе из аппарата, м<sup>3</sup>/кг.

Обычно в струйных аппаратах для гидротранспорта удельные объемы рабочей, инжектируемой и смешанной жидкостей одинаковы, т. е.  $v_p = v_{H.в} = v_{c.в}$ .

При заданном отношении коэффициентов инжекции по жидкости и твердому телу уравнение характеристики струйных аппаратов для гидротранспорта приводится к следующему виду:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left\{ 2\varphi_2 + \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} n u_T^2 (1 + \alpha) \left( \frac{v_{H.в}}{v_p} \alpha + \frac{v_T}{v_p} \right) - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} [1 + u_T (1 + \alpha)] \left[ \frac{v_{c.в}}{v_p} (1 + \alpha u_T) + \frac{v_T}{v_p} u_T \right] \right\}, \quad (8.6a)$$

где

$$\alpha = u_p / u_T; \quad n = f_3 / f_{H2} = \frac{(f_3 / f_{p1})}{(f_3 / f_{p1} - 1)}.$$

В частном случае при инжектировании твердого тела без примеси жидкости ( $\alpha = 0$ ) уравнение характеристики принимает вид:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left\{ 2\varphi_2 \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} n u_T^2 \frac{v_T}{v_p} - \right. \\ \left. - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u_T) \left( \frac{v_{c.в}}{v_p} + \frac{v_T}{v_p} u_T \right) \right\}. \quad (8.6b)$$

При расчетах струйных аппаратов для гидротранспорта можно предварительно принимать те же коэффициенты скорости, которые принимаются для расчета струйных аппаратов для пневмотранспорта твердого тела, а именно:  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,875$ ;  $\varphi_3 = 0,81$ ;  $\varphi_4 = 0,83$ , чему соответствуют  $K_1 = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 = 0,674$ ;  $K_2 = \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 = 0,587$ . Указанные коэффициенты скорости должны быть уточнены на основе испытания аппаратов в лабораторных или промышленных условиях.

При заданном значении  $\Delta p_p = p_p - p_H$  и заданных коэффициентах инжекции по твердому телу и жидкости ( $u_T$  и  $u_B$ ) оптимальное отношение сечений струйного аппарата может быть определено по урав-

нениям (5.6) или (5.8), которые в применении к струйным аппаратам для гидротранспорта записываются следующим образом:

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{(2 - \varphi_3^2) [1 + u_\tau (1 + \alpha)] \left[ \frac{v_{c.в}}{v_p} (1 + \alpha u_\tau) + \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau \right] - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) n (1 + \alpha) u_\tau^2 \left( \alpha \frac{v_{н.в}}{v_p} + \frac{v_\tau}{v_p} \right)}{\varphi_1} \quad (8.7a)$$

В частном случае при  $\alpha = 0$

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{(2 - \varphi_3^2) (1 + u_\tau) \left( \frac{v_{c.в}}{v_p} + u_\tau \frac{v_\tau}{v_p} \right) - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) n u_\tau^2 \frac{v_\tau}{v_p}}{\varphi_2} \quad (8.7b)$$

или

$$\left(\frac{f_3}{f_{p1}}\right)_{\text{опт}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (8.8)$$

где

$$a = \varphi_2; \quad b = - \left\{ \varphi_2 + (2 - \varphi_3^2) [1 + u_\tau (1 + \alpha)] \left[ \frac{v_{c.в}}{v_p} (1 + \alpha u_\tau) + \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau \right] - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \left( \alpha \frac{v_{н.в}}{v_p} + \frac{v_\tau}{v_p} \right) (1 + \alpha) u_\tau^2 \right\};$$

$$c = (2 - \varphi_3^2) [1 + u_\tau (1 + \alpha)] \left[ \frac{v_{c.в}}{v_p} (1 + \alpha u_\tau) + \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau \right].$$

В частном случае при  $\alpha = 0$

$$b = - \left\{ \varphi_2 + (2 - \varphi_3^2) (1 + u_\tau) \left( \frac{v_{c.в}}{v_p} + \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau \right) - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}\right) \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau^2 \right\}; \quad c = (2 - \varphi_3^2) (1 + u_\tau) \times$$

$$\times \left( \frac{v_{c.в}}{v_p} + \frac{v_\tau}{v_p} u_\tau \right).$$

Если задан перепад давлений  $\Delta p_c$ , развиваемый струйным аппаратом, а искомой величиной является достижимый коэффициент инжекции аппарата, оптимальное отношение сечений определяется по (5.24a).

Из совместного решения (8.6a) и (5.20a) выводится следующая зависимость для расчета достижимого коэффициента инжекции по твердому телу:

$$u_\tau = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (8.9)$$

где

$$a = (1 + \alpha) \left[ (2 - \varphi_3^2) \left( \frac{v_{c.в}}{v_p} \alpha + \frac{v_T}{v_p} \right) - \left( 2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_n^2} \right) \left( \frac{v_{н.в}}{v_p} \alpha + \frac{v_T}{v_p} \right) n \right]; \quad b = (2 - \varphi_3^2) \times \\ \times \left[ \frac{v_{c.в}}{v_p} (1 + 2\alpha) + \frac{v_T}{v_p} \right]; \quad c = - \left[ \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} \varphi_1^2 \varphi_2^2 (2 - \varphi_2) - \left( 2 - \varphi_3^2 \frac{v_{c.в}}{v_p} \right) \right].$$

Выходное сечение рабочего сопла определяется по (5.30).

Для расчета осевых размеров струйных аппаратов для гидротранспорта, а именно расстояния сопла от камеры смешения  $l_c$  и длины камеры смешения  $l_k$ , могут быть использованы формулы (2.54) — (2.61).

## 8.2. Расчет струйных аппаратов

**Пример 8.1.** Рассчитать струйный аппарат для гидротранспорта песка. Производительность аппарата по песку  $G_T = 30$  кг/с = 108 т/ч. Аппарат должен развивать избыточное давление  $\Delta p_c = p_c - p_n = 100$  кПа. Инжектируемой средой является смесь песка и воды  $\alpha = u_b/u_T = G_{н.в}/G_T = 1$ . Давление инжектируемой среды  $p_n = 100$  кПа. Располагаемое избыточное давление рабочей воды  $\Delta p_p = p_p - p_n = 1000$  кПа;  $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,1$ . Удельный объем воды  $v_{н.в} = v_{c.в} = v_p = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг. Удельный объем песка  $v_T = 0,0005$  м<sup>3</sup>/кг;  $v_{н.в}/v_p = 1$ ;  $v_{c.в}/v_p = 1$ ;  $v_T/v_p = 0,5$ .

**Решение.** Определяем оптимальное отношение сечений аппарата по (5.24а):

$$\left( \frac{f_3}{f_{p1}} \right)_{\text{опт}} = \varphi_1^2 \varphi_2^2 \frac{\Delta p_p}{\Delta p_c} = 0,95^2 \times \\ \times 0,875^2 \cdot 10 = 6,9; \quad f_{p1}/f_3 = 0,145.$$

Определяем  $n = f_3/f_{н2} = 6,9/5,9 = 1,17$ .

Определяем достижимый коэффициент инжекции по твердому телу  $u_T$  по (8.9):

$$a = (1 + 1) \left[ (2 - 0,81^2)(1 + 0,5) - \left( 2 \cdot 0,875 - \frac{1}{0,83^2} \right) (1 + 0,5) \cdot 1,17 \right] = 3,0; \\ b = (2 - 0,81^2) (1 + 2 + 0,5) = 4,7; \\ c = - \left[ 10 \cdot 0,95^2 \cdot 0,875^2 (2 - 0,875) - (2 - 0,81^2) \right] = -6,43;$$

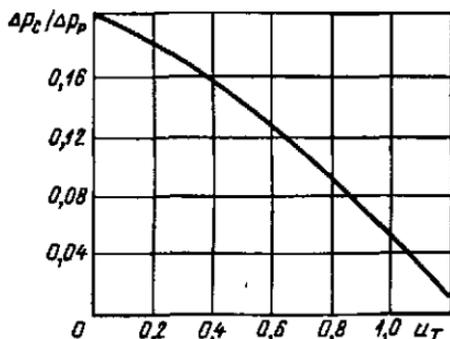
$$u_T = (-4,7 + \sqrt{22 + 77})/6 = 0,87.$$

Строим характеристику струйного аппарата по (8.6а), которое для рассматриваемых условий приводится к следующему виду:

$$\Delta p_c/\Delta p_p = 0,204 - 0,0894 u_T - 0,057 u_T^2.$$

Рис. 8.1. Характеристика  $\Delta p_c/\Delta p_p = f(u_T)$  струйного аппарата для гидротранспорта песка:

$$f_3/f_{p1} = 6,9; \quad \alpha = 1$$



На рис. 8.1 приведены результаты расчета характеристики струйного аппарата. Расчет основных сечений аппарата

$$G_p = G_T/\mu_2 = 30/1 = 30 \text{ кг/с} = 108 \text{ т/ч.}$$

Выходное сечение рабочего сопла по (5.30)

$$f_{p1} = \frac{30}{0,95} \sqrt{\frac{0,001}{2 \cdot 10^6}} = 707 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 707 \text{ мм}^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 1,13 \sqrt{707} = 30 \text{ мм.}$$

Сечение камеры смешения

$$f_3 = 6,9 \cdot 707 = 4878 \text{ мм}^2.$$

Диаметр камеры смешения

$$d_3 = 1,13 \sqrt{4878} = 79 \text{ мм.}$$

## ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

### ПАРОВОДЯНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

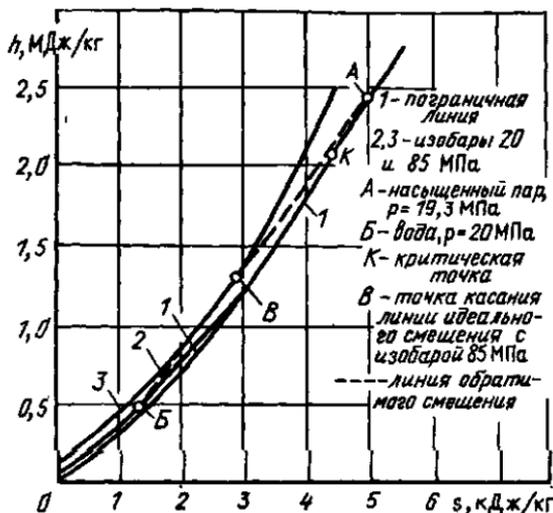
#### 9.1. Особенности процесса в пароводяном инжекторе

В пароводяных инжекторах осуществляется повышение давления жидкости за счет кинетической энергии струи пара, который в процессе смешения с жидкостью полностью конденсируется в ней. Особенностью этого процесса в отличие от процессов в других типах струйных аппаратов является возможность при определенных условиях повышения давления инжектируемой воды до значения, превышающего давление рабочего пара. Благодаря этому пароводяные инжекторы еще со середины XIX в. получили широкое распространение в качестве питательных насосов для небольших котельных и паровозов. Низкий КПД этих аппаратов при этом не имел значения, так как теплота рабочего пара с питательной водой возвращалась в котел. Как показал проведенный анализ [48], при обратимом смешении давление смешанного потока в принципе может быть выше давления любого из взаимодействующих потоков только в том случае, когда прямая обратимого смешения в  $h$ ,  $s$ -диаграмме, соединяющая точки начального состояния взаимодействующих сред, проходит в области более высоких изобар по сравнению с изобарами начального состояния взаимодействующих сред. В струйных аппаратах при наличии необратимых потерь на удар при взаимодействии потоков с различными скоростями имеет место увеличение энтропии смешанного потока по сравнению с обратимым смешением, что приводит к снижению давления смешанного потока (см. рис. 2.3).

Применительно к пароводяным инжекторам реализованная на практике возможность получения давления, превышающего давле-

Рис. 9.1. Схематическое изображение в  $h, s$ -диаграмме процесса обратного смещения в пароводяном инжекторе:

1 — пограничная кривая ( $x=0$ );  
 2, 3 — изобары 20 и 85 МПа;  
 А — насыщенный пар,  $p = 20$  МПа ( $x=1$ ); В — вода,  $p = 20$  МПа;  
 К — критическая точка;  
 В — точка касания обратного смещения изобары 85 МПа; штриховая линия — линии обратного смещения



ние взаимодействующих сред, следует из баланса работы, получаемой при расширении рабочего пара и сжатии инжектируемой воды в идеальной системе турбина — насос.

При расширении 1 кг пара от давления  $p_p$  до давления инжектируемой воды  $p_n$  и сжатии  $u$  кг воды от давления  $p_n$  до  $p_c$  этот баланс выразится уравнением

$$\frac{k}{k-1} p_p v_p \left[ \left( \frac{p_p}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = (p_c - p_n) v_n (u + 1).$$

Минимальное значение  $u$  должно обеспечить полную конденсацию рабочего пара.

Ниже приведены рассчитанные по представленному выше уравнению значения  $p_c$  при параметрах рабочего пара  $p_p = 1$  МПа,  $t_p = 200$  °С ( $v_p = 0,21$  м<sup>3</sup>/кг) и параметрах инжектируемой воды  $p_n = 0,1$  МПа,  $t_n = 10$  °С ( $v_n = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг) при различных значениях  $u$ :

$u$	20	50	100
$p_c$ , МПа	30,5	12,5	6,3

В  $h, s$ -диаграмме линия идеального смешения в пароводяном инжекторе в области жидкой фазы пересекает изобары значительно более высоких давлений, чем начальные давления пара и воды, как это схематически \* показано на рис. 9.1.

На практике для получения максимального давления после инжектора при имеющих место в струйных аппаратах неизбежных потерях на удар и на трение производилась тщательная доводка проточной части инжектора эмпирическим путем.

\* В действительности рабочий пар расширяется до более низкого давления, соответствующего температуре его конденсации.

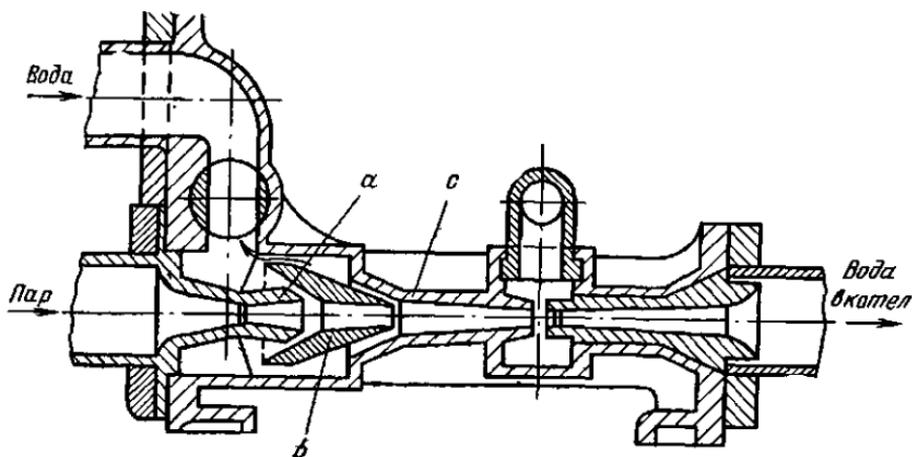


Рис. 9.2. Конструкция пароводяного инжектора, предназначенного для подачи питательной воды в котел

В последнее время в связи с разработкой магнитогидродинамического способа получения электроэнергии, а также тепловых циклов с новыми рабочими телами усилился интерес к применению в этих установках инжекторов в качестве струйных конденсаторов и насосов. Появились многочисленные исследования этих аппаратов, направленные на повышение их КПД путем снижения потерь в элементах проточной части инжектора, изучения условий их запуска и т. д. Многие из этих работ обобщены в [3, 30]. Достаточно сложные конструкции промышленных инжекторов подробно описаны в [4, 50]. Во всех конструкциях подвод инжектируемой воды осуществляется через узкую кольцевую щель, окружающую рабочее сопло, с тем чтобы вода поступала в камеру смешения с большой скоростью, направленной параллельно скорости рабочего пара, поступающего из расположенного на оси инжектора центрального сопла Лавала. Камера смешения имеет, как правило, коническую форму (рис. 9.2). При проведении исследований пароводяных инжекторов во ВТИ не ставилась задача

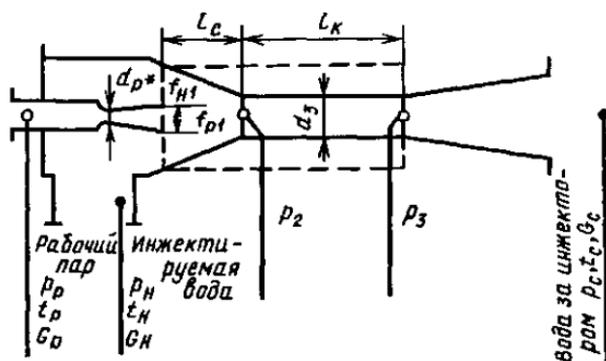


Рис. 9.3. Схема пароводяного инжектора с цилиндрической камерой смешения

разработки оптимальной формы проточной части. Была разработана методика расчета пароводяного инжектора простейшей формы (с цилиндрической камерой смешения) и были сопоставлены результаты расчета по этой методике с результатами экспериментального исследования такого инжектора (рис. 9.3). Ниже приведены результаты этого исследования.

## 9.2. Вывод основных уравнений и расчетное исследование режимов работы инжектора

Процесс в инжекторе с цилиндрической камерой смешения (см. рис. 9.3) можно схематически представить следующим образом: Струя рабочего пара, выходящая из сопла, расположенного на некотором расстоянии от цилиндрической камеры смешения, при достаточной разности температур пара и воды конденсируется в инжектируемой воде до поступления в камеру смешения, повышая температуру инжектируемой воды до  $t_c$  и сообщая ей определенную скорость. Это представление хорошо согласуется с опубликованными в [29, 30] теоретическими и экспериментальными исследованиями конденсации струи пара в пространстве, заполненном жидкостью.

При поступлении воды в камеру смешения ограниченного сечения скорость воды возрастает, а давление ее соответственно снижается от  $p_n$  до  $p_2$ . Если  $p_2$  больше давления насыщенного пара при температуре  $t_c$ , то в камере смешения движется жидкость и процесс в камере смешения и диффузоре аналогичен процессу в водоструйном насосе. В этом случае в камере смешения происходит повышение давления до  $p_3$  за счет выравнивания профиля скоростей, имеющего в начале камеры смешения значительную неравномерность. Затем в диффузоре давление воды повышается до  $p_c$ . При этом режимные или конструктивные факторы оказывают на характеристику пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристику водоструйного насоса.

Существенные отличия наступают при малых коэффициентах инжекции. При снижении расхода инжектируемой воды и неизменном расходе рабочего пара температура воды повышается до величины, соответствующей температуре насыщения при давлении в камере смешения, и наступает срыв работы инжектора из-за недостатка воды для конденсации всего поступающего рабочего пара. Этот режим определяет минимальный коэффициент инжекции  $u_{\min}$ .

При увеличении коэффициента инжекции, когда расход инжектируемой воды в результате снижения противодавления увеличивается, температура воды в камере смешения падает. Одновременно из-за увеличения скорости воды в камере смешения снижается давление воды. При увеличении расхода инжектируемой воды до определенной величины давление  $p_2$  во входном сечении камеры смешения понижается до давления насыщения при температуре нагретой воды  $t_c$ . Последующее снижение противодавления не приводит к увеличению

расхода воды, так как дальнейшее падение давления в камере смешения невозможно и, следовательно, не может увеличиться перепад давлений  $p_n - p_2$ , определяющий расход инжектируемой воды. Понижение противодавления в этом случае приводит лишь к вскипанию воды в камере смешения. Этот режим аналогичен кавитационному режиму водоструйного насоса. Вскипание воды в камере смешения обуславливает, таким образом, максимальный (предельный) коэффициент инжекции  $u_{\text{макс}}$ . Следует отметить, что именно этот режим является рабочим для питательных инжекторов. Он позволяет объяснить обнаруженную из опытов независимость производительности инжектора от противодавления при работе на кавитационном режиме.

Ниже приводится вывод основных расчетных уравнений для пароводяного инжектора с простейшей цилиндрической формой камеры смешения.

### 9.2.1. Уравнение характеристики

Уравнение импульсов для контура, обведенного пунктиром (см. рис. 9.3), можно написать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \varphi_2 (G_p \omega_{p1} + G_n \omega_{n1}) - (G_p + G_n) \omega_3 = \\ = \rho_2 \int_{f_3}^{f_{p1} + f_{n1}} p df - \rho_{p1} f_{p1} - \rho_{n1} f_{n1}, \end{aligned} \quad (9.1)$$

где  $p_{p1}$  — давление пара в выходном сечении рабочего сопла;  $\omega_{p1}$  — действительная скорость пара в выходном сечении сопла;  $\omega_{p1} = \varphi_1 (\omega_{p1})_a$ ;  $(\omega_{p1})_a$  — скорость пара при адиабатном истечении;  $\omega_{n1}$  — скорость инжектируемой воды в кольцевом сечении  $f_{n1}$  в плоскости выходного сечения сопла;  $\omega_3$  — скорость воды в конце камеры смешения.

Примем следующие допущения:

1) сечение  $f_{n1}$  в плоскости выходного сечения сопла настолько велико, что скорость инжектируемой воды  $\omega_{n1}$  в этом сечении близка к нулю ( $p_{n1} = p_n$ ) и количеством движения инжектируемой воды  $G_n \omega_{n1}$  по сравнению с количеством движения рабочего пара  $G_p \omega_{p1}$  можно пренебречь;

2) сечение приемной камеры в плоскости выходного сечения рабочего сопла  $f_{p1} + f_{n1}$  значительно превышает сечение цилиндрической камеры смешения  $f_3$ . Снижение давления от  $p_n$  до  $p_2$  происходит в основном в конце входного участка камеры смешения при  $f$ , близких к  $f_3$ , благодаря чему можно считать

$$\int_{f_3}^{f_{p1} + f_{n1}} p df = p_n (f_{p1} + f_{n1} - f_3). \quad (9.2)$$

При этих условиях (9.1) принимает вид

$$\varphi_2 G_p \omega_{p1} - (G_p + G_n) \omega_3 = \rho_2 f_3 - \rho_n (f_3 - f_{p1}) - \rho_{p1} f_{p1}. \quad (9.3)$$

Скорость воды в конце камеры смешения

$$\omega_3 = \frac{G_p + G_n}{f_3} v_c.$$

Давление воды в конце камеры смешения

$$p_3 = p_c - \Phi_3^2 \frac{\omega_3^2}{2v_c}. \quad (9.4)$$

Поставив эти значения  $\omega_3$  и  $p_3$  в (9.3) и разделив все члены на  $\rho_n f_3$ , получим

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{\rho_n} = & \frac{p_{p1}}{\rho_p} \frac{p_p}{\rho_n} \frac{f_{p1}}{f_3} + \Phi_2 \frac{G_p \omega_{p1}}{\rho_n f_3} + \\ & + \Phi_3^2 \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{2f_3^2 \rho_n} - \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{f_3^2 \rho_n} - \frac{f_{p1}}{f_3}. \end{aligned} \quad (9.5)$$

Как известно,  $\rho_{p1}/\rho_p = \Pi_{p1}$ ;  $\omega_{p1} = \Phi_1 a_{p*} \lambda_{p1}$ .

Согласно (2.43а)

$$G_p = \frac{k_p \rho_p \Pi_{p*} f_{p*}}{a_{p*}}.$$

Подставляя эти выражения в (9.5), получаем

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{\rho_n} = & \left( \Pi_{p1} \frac{p_p}{\rho_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \Phi_1 \Phi_2 \frac{\lambda_{p1} k_p \Pi_{p*} \rho_p f_{p*}}{\rho_n f_3} - \\ & - (1 - 0,5 \Phi_3^2) \frac{k_p^2 \rho_p^2 \Pi_{p*}^2 v_c}{a_{p*}^2 \rho_n} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2, \end{aligned} \quad (9.6)$$

или с учетом того, что

$$\Pi_{p*}^2 = \left( \frac{1}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} \text{ и } a_{p*}^2 = 2 \frac{k_p}{k_p + 1} \rho_p v_p,$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{\rho_n} = & \left( \Pi_{p1} \frac{p_p}{\rho_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{p_p}{\rho_n} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1 - 0,5 \Phi_3^2) \times \\ & \times \frac{k_p^2 \rho_p^2 \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} v_c}{2 \frac{k_p}{k_p + 1} \rho_p v_p \rho_n} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \end{aligned} \quad (9.7)$$

Разделив обе части на  $p_p/\rho_n$  и произведя возможные упрощения, получим

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_p} = & \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - \\ & - (1 - 0,5 \Phi_3^2) k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \end{aligned} \quad (9.8)$$

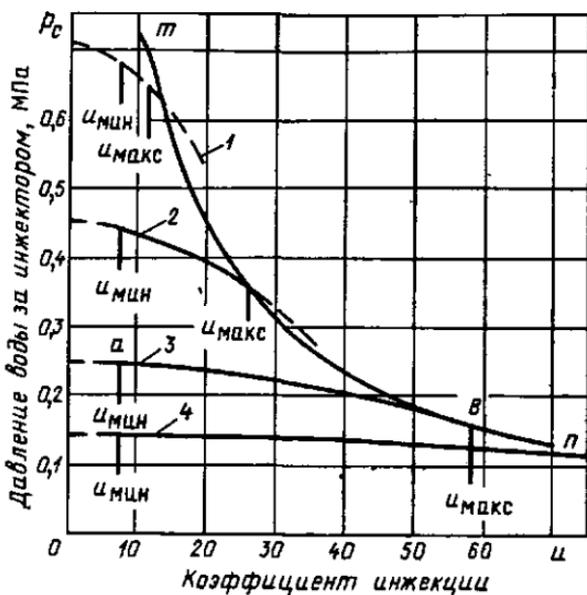


Рис. 9.4. Расчетные характеристики пароводяного инжектора ( $p_p = 0,6$  МПа;  $p_n = 80$  кПа):

1—4 — характеристики инжектора по (9.10) при  $f_s/f_{p*}$  соответственно 1,0; 1,8; 4,6 и 10,0;  $\mu_{\min}$ ,  $\mu_{\max}$  — предельные коэффициенты инжекции по (9.14);  $m$ ,  $n$  — достижимые коэффициенты инжекции по (9.18)

В случае, если давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды ( $p_{p1} = p_n$ ),  $\Pi_{p1} = p_n/p_p$  и (9.8) принимает вид

$$\frac{\Delta p_c}{p_p} = \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_s} - (1 - 0,5\Phi_3^2) k_p \times \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 (1 + u)^2. \quad (9.9)$$

Из (9.8) давление после инжектора

$$p_c = p_p \left[ \Pi_{p1} \frac{f_{p1}}{f_s} + \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_s} - (1 - 0,5\Phi_3^2) k_p \times \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 (1 + u)^2 \right] + \left( 1 - \frac{f_{p1}}{f_s} \right) p_n. \quad (9.10)$$

Когда выходное сечение сопла близко к значению сечения камеры смешения, давление после инжектора, как видно из (9.10), не зависит от давления инжектируемой воды.

На рис. 9.4 представлены характеристики, рассчитанные по (9.10) при одних и тех же давлениях рабочего пара и инжектируемой воды и различных  $f_s/f_{p*}$ . Как видно из этого графика, отношение сечений оказывает на характеристики пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристики других типов струйных аппаратов (пароструйных компрессоров, водоструйных насосов): увеличение  $f_s/f_{p*}$  приводит к увеличению коэффициента инжекции и снижению давления воды после инжектора  $p_c$ .

## 9.2.2. Предельные режимы пароводяного инжектора

Как уже отмечалось, в пароводяном инжекторе максимальный и минимальный коэффициенты инжекции ограничиваются условиями вскипания воды в камере смешения. Вскипание воды в камере смешения  $p_2$  станет ниже давления насыщения (кавитации)  $p$  при температуре воды в камере смешения  $t_k = t_c$ . Оба эти давления ( $p_k$  и  $p_2$ ) зависят при заданных параметрах рабочего пара и инжектируемой воды и размерах инжектора от коэффициента инжекции  $u$ .

Температура воды в камере смешения определяется из теплового баланса

$$t_k = \frac{h_p + u c_n t_n}{(1 + u) c_n}, \quad (9.11)$$

где  $c_n$  — теплоемкость инжектируемой жидкости.

При этой температуре по таблицам насыщенного пара определяется соответствующее значение  $p_k$ . Давление воды в начале цилиндрической камеры смешения  $p_2$  зависит от скорости, которую получит масса инжектируемой воды до поступления в камеру смешения в результате обмена импульсами между инжектируемой и рабочей средами. Если считать, что после конденсации рабочего пара образуется струя рабочей жидкости, движущаяся с очень большой скоростью и занимающая вследствие этого весьма малое сечение, а также что основной обмен импульсами между этой струей и инжектируемой водой происходит в цилиндрической камере смешения, то средней скоростью, которую приобретает инжектируемая вода при давлении  $p_n$ , можно пренебречь. В этом случае давление воды в начале камеры смешения может быть определено по уравнению Бернулли

$$p_2 = p_n - \frac{w_2^2}{2v_n}, \quad (9.12)$$

которое после подстановки

$$w_2 = \frac{\dot{G}_p + G_n}{f_3} v_n = \frac{G_p v_n}{f_3} (1 + u)$$

запишется как

$$p_2 = p_n - \frac{G_p^2 v_n}{2f_3^2} (1 + u)^2.$$

Подставив значение  $G_p^2$  из (2.43а), получим

$$p_2 = p_n - k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{p_p}{v_p} \frac{v_n}{2} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right) (1 + u)^2,$$

или

$$\frac{p_2}{p_p} = \frac{p_n}{p_p} - \frac{k_p}{2} \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 \frac{v_n}{v_p} (1 + u)^2. \quad (9.13)$$

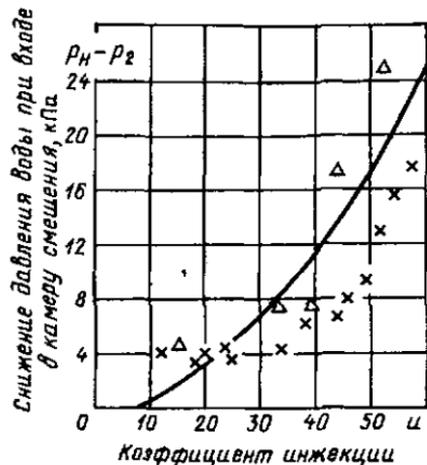


Рис. 9.5. Зависимость падения давления воды при входе в камеру смешения от коэффициента инжекции:

$p_p = 0,8$  МПа;  $f_s/f_{p*} = 10,0$ ; — расчетная по (9.13); опытные точки:  $\times$  — при  $p_n = 80$  кПа;  $\Delta$  — при  $p_n = 60$  кПа

Как показали измерения давления в начале камеры смешения, расчет  $p_2$  по этому уравнению дает значения, близкие к опытам (рис. 9.5).

При повышенной температуре инжектируемой воды конденсация рабочего пара происходит менее интенсивно, чем при истечении пара в холодную воду. При этом процесс конденсации может не завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения будет заполнена несконденсировавшимся рабочим паром. Сечение, остающееся для прохода инжектируемой воды, уменьшится и соответственно уменьшится предельный коэффициент инжекции.

На рис. 9.6 представлены расчетные зависимости  $p_k$  и  $p_2$  от коэффициента инжекции  $u$  при различных давлениях и температурах инжектируемой воды для инжекторов с различными отношениями сечений  $f_s/f_{p*}$ . По этим графикам легко установить предельные коэффициенты инжекции для заданных условий работы инжектора. Так, для инжектора с отношением сечений  $f_s/f_{p*} = 4$  при давлении рабочего пара  $p_p = 0,6$  МПа, давлении инжектируемой воды  $p_n = 80$  кПа и ее температуре  $t_n = 20$  °С кривые  $p_k = f(u)$  и  $p_2 = f(u)$  пересекаются в двух точках:  $a$  и  $b$ . Первая из них отвечает минимальному коэффициенту инжекции  $u_{\min} = 8$ , вторая — максимальному коэффициенту инжекции  $u_{\max} = 57$ . Между этими двумя значениями  $u$  имеем  $p_2 > p_k$ , поэтому в камере смешения и диффузоре протекает вода и характеристика инжектора описывается уравнением (9.10). Предельные коэффициенты инжекции обозначены на соответствующей характеристике инжектора на рис. 9.4. При максимальном коэффициенте инжекции  $u_{\max} = 57$  давление после инжектора составляет 0,16 МПа, повышение давления инжектируемой воды составляет  $\Delta p_c = 80$  кПа. При минимальном коэффициенте инжекции  $u_{\min} = 8$  давление воды после инжектора  $p_c = 0,25$  МПа, повышение давления воды в инжекторе  $\Delta p_c = 0,17$  МПа.

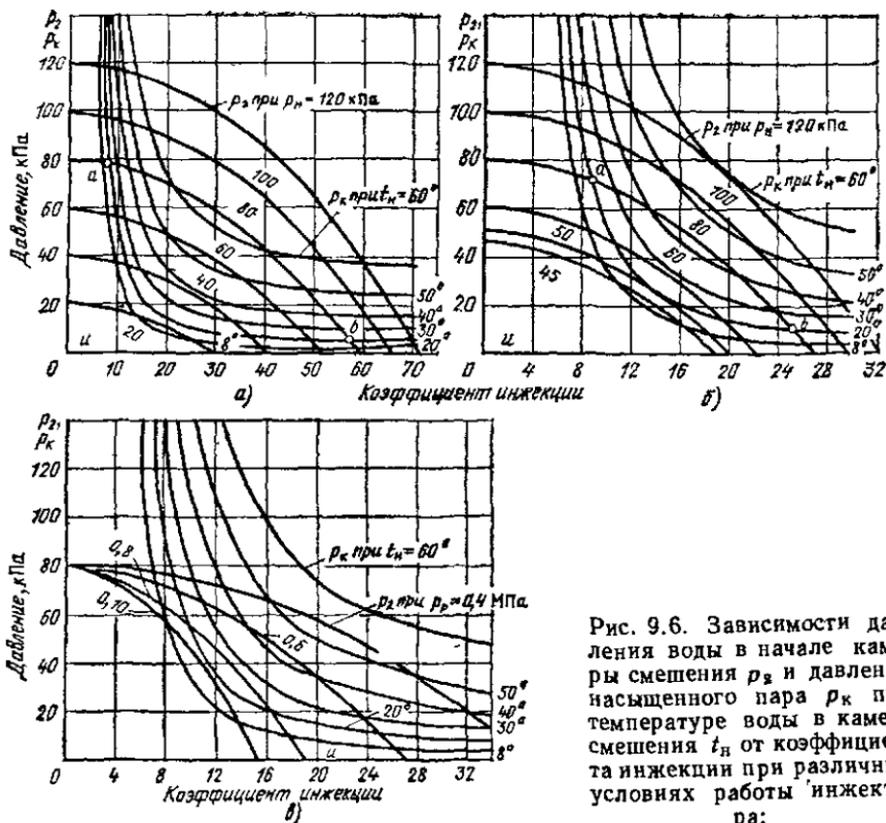
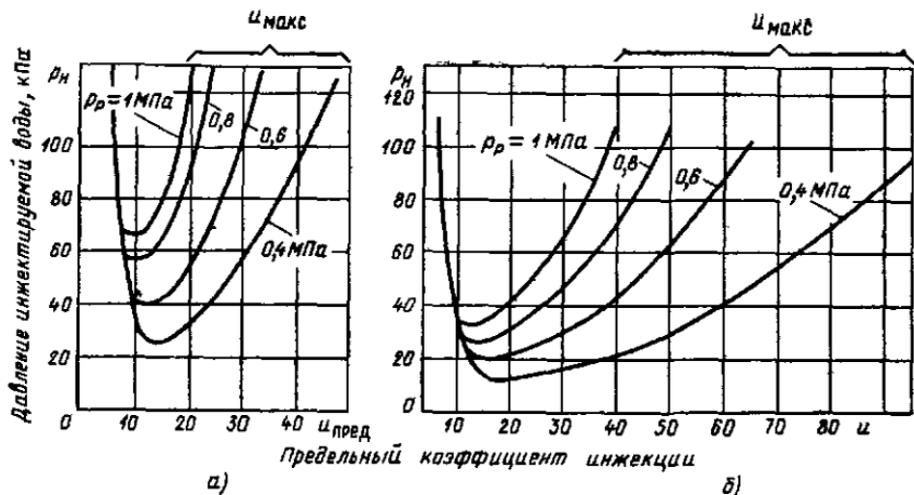


Рис. 9.6. Зависимости давления воды в начале камеры смешения  $p_2$  и давления насыщенного пара  $p_k$  при температуре воды в камере смешения  $t_H$  от коэффициента инжекции при различных условиях работы инжектора:

$a - f_3/f_{p*} = 4,0, p_D = 0,6 \text{ МПа}, t_D = 240 \text{ }^\circ\text{C}, p_H - \text{var}, t_H - \text{var}; б - } f_3/f_{p*} = 1,8, p_D = 0,6 \text{ МПа}, t_D = 240 \text{ }^\circ\text{C}, p_H - \text{var}, t_H - \text{var}; в - } f_3/f_{p*} = 1,8, p_H = 80 \text{ кПа}, p_D - \text{var}, t_H - \text{var}$

Для инжектора с меньшим отношением сечений  $f_3/f_{p*} = 1,8$  при тех же условиях кривые  $p_2 = f(u)$  согласно (9.13) идут круче, т. е. при том же  $u$  значение  $p_2$  будет меньше. Это приводит к тому, что  $u_{\text{мин}}$ , как видно из рис. 9.6,  $b$  (точка  $a$ ), немного возрастает (от 8 до 9, а  $u_{\text{макс}}$  (точка  $b$ ) значительно снижается (с 57 до 25). Диапазон коэффициентов инжекции, при которых возможна работа инжектора, значительно сужается при уменьшении отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  (см. рис. 9.4). Однако при этом давление воды после инжектора возрастает: при максимальном коэффициенте инжекции  $p_c = 0,36 \text{ МПа}$  (повышение давления  $\Delta p_c = 0,28 \text{ МПа}$ ), при минимальном коэффициенте инжекции  $p_c = 0,44 \text{ МПа}$  ( $\Delta p_c = 0,36 \text{ МПа}$ ).

При дальнейшем уменьшении отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  диапазоны между  $u_{\text{мин}}$  и  $u_{\text{макс}}$  еще больше сокращаются, и, наконец, при определенном отношении сечений  $f_3/f_{p*}$  оба значения  $u$  совпадают. Работа инжектора при дальнейшем снижении  $f_3/f_{p*}$  невозможна.



а)

б)

Рис. 9.7. Предельные коэффициенты инъекции пароводяных инжекторов:  
 $\rho_p = 2933 \text{ кДж/кг} = \text{const}$ ; а -  $t_n/t_{p*} = 1,8$ ,  $t_n = 8^\circ\text{C}$ ; б -  $t_n/t_{p*} = 4,0$ ,  $t_n = 18^\circ\text{C}$

Как показывает сопоставление рис. 9.6, а и б, снижение давления инжектируемой воды при неизменной ее температуре ( $t_n = \text{const}$ ) приводит к сокращению рабочего диапазона инжектора, так как при этом сближаются значения  $u_{\text{макс}}$  и  $u_{\text{мин}}$ . К аналогичному эффекту приводит повышение давления рабочего пара, что видно из рис. 9.6, в.

При определенном минимальном значении  $\rho_n$  или максимальном значении  $\rho_p$  кривые  $\rho_k = f(u)$  и  $\rho_2 = f(u)$  пересекаются в одной точке:  $u_{\text{мин}}$  и  $u_{\text{макс}}$  совпадают. При дальнейшем снижении  $\rho_n$  или увеличении  $\rho_p$  работа инжектора невозможна.

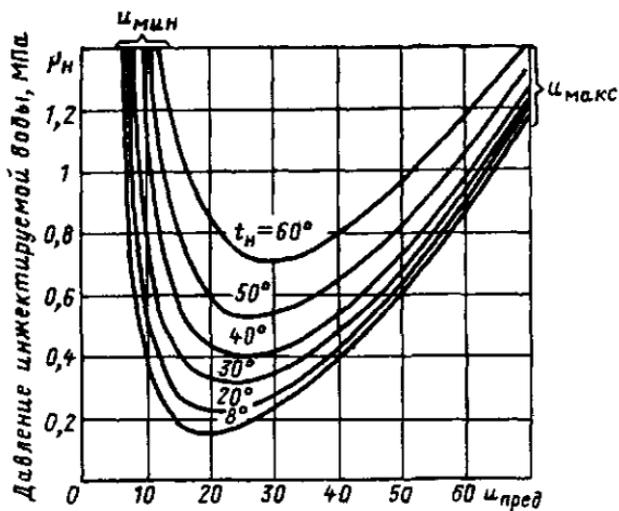


Рис. 9.8. Предельные коэффициенты инъекции пароводяного инжектора при различных температурах инжектируемой воды  $t_n$ :  
 $\rho_p = 0,6 \text{ МПа}$ ;  $t_p = 240^\circ\text{C}$ ;  
 $t_n/t_{p*} = 4,0$

Как видно из рис. 9.6, а, при  $p_p = 0,6$  МПа и  $f_3/f_{p*} = 4$  минимальное давление инжектируемой воды  $p_n$ , при котором возможна работа инжектора, составляет:

Температура воды, °С . . . . .	20	40	60
Давление воды, кПа . . . . .	23	41	72

При тех же условиях и меньшем отношении сечений  $f_3/f_{p*} = 1,8$  (см. рис. 9.6, б) температуре  $t_n = 20$  °С отвечает значение  $(p_n)_{\text{мин}} = 40$  кПа, при  $t_n = 40$  °С — значение  $(p_n)_{\text{мин}} = 77$  кПа, при  $t_n = 60$  °С — значение  $(p_n)_{\text{мин}} = 0,12$  МПа. При неизменных давлении  $p_n$  и температуре  $t_n$  инжектируемой воды увеличение давления рабочего пара  $p_p$  до определенного значения  $(p_p)_{\text{макс}}$  приводит к срыву работы инжектора. Так, при  $f_3/f_{p*} = 1,8$ , давлении инжектируемой воды  $p_n = 80$  кПа и ее температуре  $t_n = 20$  °С срыв работы инжектора наступает при повышении давления рабочего пара  $p_p$  до 0,96 МПа (см. рис. 9.6, в), а при  $t_n = 40$  °С давление рабочего пара не может быть поднято выше 0,65 МПа. Зависимости предельных коэффициентов инжекции от основного геометрического параметра инжектора  $f_3/f_{p*}$ , а также от условий работы ( $p_p$ ,  $p_n$ ,  $t_n$ ) представлены на рис. 9.7 и 9.8.

Предельные коэффициенты инжекции можно определить и аналитически, не прибегая к построениям, изображенным на рис. 9.6. Из (9.13)

$$u_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{2}{k} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \frac{f_3}{f_{p*}} \times \sqrt{\frac{p_n - p_k}{p_p}} \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} - 1. \quad (9.14)$$

Это уравнение решается методом подбора: при произвольном значении  $u$  определяется  $t_k$  по (9.11); находится по таблицам насыщенного пара соответствующее значение  $p_k$  и по уравнению (9.14) —  $u_{\text{пр}}$ . Если это значение не совпадает с исходным, расчет повторяется. Таким путем определяются предельные коэффициенты инжекции  $u_{\text{мин}}$  и  $u_{\text{макс}}$ .

### 9.2.3. Достижимые коэффициенты инжекции

Для того чтобы определить достижимый коэффициент инжекции при заданных условиях работы инжектора: параметрах рабочего пара  $p_p$  и  $t_p$ , параметрах инжектируемой воды  $p_n$  и  $t_n$  и требуемом давлении воды после инжектора, следует решить совместно уравнение характеристики (9.8) и уравнение предельного коэффициента инжекции (9.14).

Уравнение (9.8) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_c}{\rho_p} = \frac{f_{p*}}{f_s} \left[ \left( \Pi_{p1} - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] - \\ - (1 - 0,5\Phi_3^2) k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_s} \right) (1 + u)^2.$$

На основе (9.14)

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \sqrt{\frac{k_p}{2} \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \sqrt{\frac{\rho_p}{\rho_n - \rho_k}} \sqrt{\frac{v_n}{v_p}} (1 + u). \quad (9.15)$$

После соответствующих преобразований получаем

$$\Delta p_c = C \frac{\sqrt{\rho_n - \rho_k}}{1 + u} - (2 - \Phi_3^2) (\rho_n - \rho_k), \quad (9.16)$$

где

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left( \frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \left[ \left( \Pi_{p1} - \frac{\rho_n}{\rho_p} \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] \sqrt{\frac{v_p}{v_n} \rho_p}. \quad (9.17a)$$

В случае, когда рабочее сопло рассчитано из условия, что давление в выходном сечении равно  $\rho_n$ , что соответствует  $\Pi_{p1} = \Pi_{pn} = \rho_n/\rho_p$ , выражение для  $C$  принимает вид

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left( \frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \frac{K_1}{\Phi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{pn} \sqrt{\frac{v_p}{v_n} \rho_p}.$$

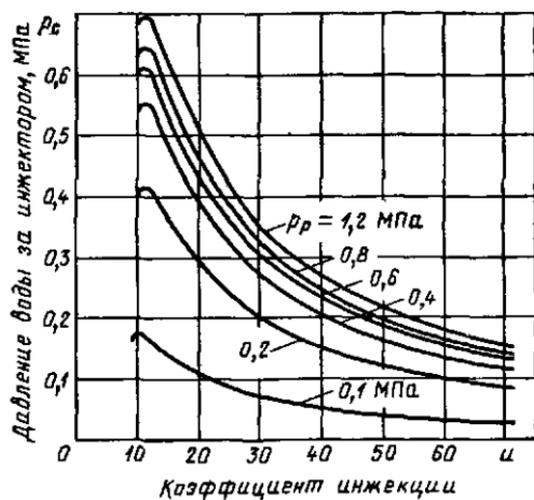
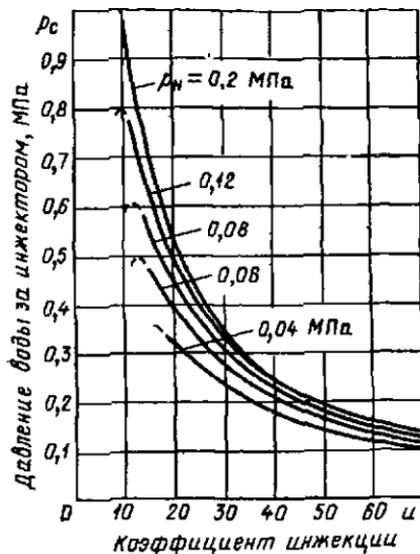


Рис. 9.9. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях рабочего пара  
 $\rho_n = 80$  кПа;  $t_n = 20$  °С

Рис. 9.10. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях инжектируемой воды  $p_H$ :

$p_p = 0,6$  МПа;  $t_H = 20$  °С



С учетом того, что

$$P_{p*} = \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p / k_p - 1},$$

получаем

$$C = \frac{2K_1}{\Phi_3} \sqrt{\frac{k_p}{k_p + 1}} \sqrt{\frac{v_p}{v_H} p_p \lambda_{pH}}. \quad (9.176)$$

Из (9.16) достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{C \sqrt{p_H - p_K}}{\Delta p_C + (2 - \Phi_3^2)(p_H - p_K)} - 1. \quad (9.18)$$

На рис. 9.9—9.11 представлены результаты расчетов по (9.18) достижимых коэффициентов инжекции при различных давлениях рабочего пара, а также различных давлениях и температурах инжектируемой воды.

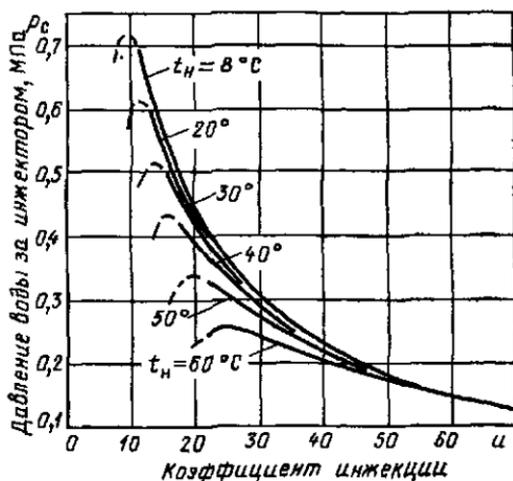


Рис. 9.11. Достижимые коэффициенты инжекции при различных температурах инжектируемой воды  $t_H$ :

$p_p = 0,6$  МПа;  $p_B = 80$  кПа

Для каждого режима имеется определенный минимальный коэффициент инжекции, при котором достигается максимальное давление воды в инжекторе  $p_c$ . Как видно из приведенных графиков, к увеличению  $u$  и  $p_c$  приводят увеличение  $p_p$  и  $p_n$  и понижение  $t_n$ .

Кривая достижимых коэффициентов инжекции приведена также на рис. 9.4. Характеристики инжекторов с различными отношениями сечений касаются этой кривой в точках, где наступает предельный режим инжектора ( $u = u_{\max}$ ).

#### 9.2.4. Основной геометрический параметр инжектора

Значение  $f_3/f_{p*}$ , позволяющее получить достижимый по (9.18) коэффициент инжекции, определяется по (9.15). Это уравнение решается неоднозначно: заданному  $u$  соответствуют определенные значения  $t_k$  и  $p_k$ .

**Пример 9.1.** Рассчитать инжектор для следующих условий: инжектируемая жидкость: давление перед инжектором  $p_n = 90$  кПа, температура перед инжектором  $t_n = 30$  °С; плотность  $\rho = 1150$  кг/м<sup>3</sup>. Расход инжектируемой жидкости  $G_n = 4000$  кг/ч; рабочий пар: давление перед инжектором  $p_p = 400$  кПа, пар — сухой насыщенный. Температура  $t_p = 143$  °С. Энтальпия  $h_p = 2,74$  МДж/кг; удельный объем  $v_p = 0,47$  м<sup>3</sup>/кг; показатель адиабаты  $k_p = 1,13$ . Требуемое давление жидкости за инжектором  $p_c = 0,17$  МПа.

**Решение 1.** Определяется достижимый при заданных условиях коэффициент инжекции  $u$  по (9.18). Прежде всего определяем по (9.17б) коэффициент  $C$ , входящий в расчетное уравнение (9.18),

$$Pr_1 = Pr_n = 0,09/0,4 = 0,225.$$

Соответствующее значение  $\lambda_{p,n} = 1,6$ ;

$$C = \frac{2 \cdot 0,834}{0,9} \sqrt{\frac{1,13}{2,13}} \sqrt{0,47 \cdot 1,154 \cdot 400 \cdot 1,6} = 1000.$$

Достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{1000 \sqrt{90 - p_k}}{(170 - 90) + (2 - 0,81)(90 - p_k)} - 1 =$$

$$= \frac{1000 \sqrt{90 - p_k}}{80 + 1,19(90 - p_k)} - 1.$$

Это уравнение решается методом последовательных приближений: задавая произвольным значением  $u$ , определяем соответствующее значение  $p_k$  и по (9.18) проверяем принятое значение  $u$ . Зависимость  $p_k$  от  $u$  находится по  $t_c$ , определяемой из теплового баланса. Результаты расчета приведены на рис. 9.12.

Уравнение (9.18) имеет два решения, соответствующие минимальному и максимальному коэффициентам инжекции  $u_{\min} = 8,5$  при  $p_k = 89,5$  кПа;  $u_{\max} = 50$  при  $p_k = 8,8$  кПа. Принимаем  $u = 50$ .

2. Основной геометрический параметр инжектора — отношение сечений камеры смешения и критического сечения сопла  $f_3/f_{p*}$ , обеспечивающий реализацию достижимого коэффициента инжекции, определяется из (9.15):

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \sqrt{\frac{1,13}{2} \frac{2}{2,13} \frac{2,13}{0,13}} \sqrt{\frac{400}{90 - 8,8} \frac{1}{1150 \cdot 0,47}} (1 + 50) = 2,14.$$

Отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому определяется по газодинамической функции  $q$ : при  $\Pi_{p,н} = 0,225$   $q_{p,н} = 0,703$ ;  $f_{p1}/f_{p*} = 1/q_{p,н} = 1/0,703 = 1,42$ .

3. Расчет характеристики инжектора производится по (9.10):

$$\begin{aligned}
 p_c &= 400 \left[ 0,225 \frac{1,42}{2,14} + \frac{0,834}{0,90} \cdot 1,13 \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{1,13}{0,13}} \times \right. \\
 &\times 1,60 \frac{1}{2,14} - (1 - 0,5 \cdot 0,81) \cdot 1,13 \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{2,13}{0,13}} \times \\
 &\times \left. \frac{1}{1150 \cdot 0,47} \left( \frac{1}{2,14} \right)^2 (1 + u)^2 \right] + \left( 1 - \frac{1,42}{2,14} \right) \cdot 90 = \\
 &= 264,5 - \frac{(1 + u)^2}{26}.
 \end{aligned}$$

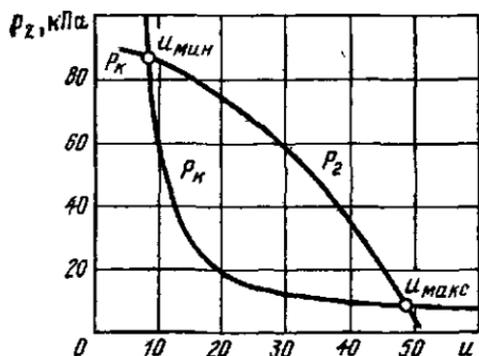


Рис. 9.12. Зависимость давлений  $p_2$  и  $p_k$  в камере смешения от коэффициента инжекции  $u$  (к примеру 9.1)

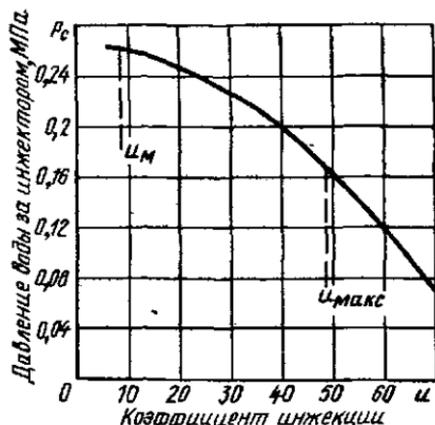


Рис. 9.13. Расчетная характеристика (к примеру 9.1)

Расчетная характеристика представлена на рис. 9.13.

4. Для определения предельных коэффициентов инжекции (максимального и минимального) определяется зависимость давления в начале камеры смешения  $p_2$  от  $u$  по (9.13):

$$\begin{aligned}
 p_2 &= 90 - \frac{1,13}{2} \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{2,13}{0,13}} \left( \frac{1}{2,14} \right)^2 \frac{400}{1150 \cdot 0,47} \times \\
 &\times (1 + u)^2 = 90 - 0,0325 (1 + u)^2.
 \end{aligned}$$

Зависимость давления  $p_2$  от  $u$  представлена ниже:

$u$	5	10	20	40	50
$p_2$ , кПа	89	86	75	35	5

Из рис. 9.12 по пересечениям кривых  $p_k$  и  $p_2$  находятся  $u_{мин} = 9$  и  $u_{макс} = 49$ .

5. Абсолютные размеры инжектора;  
расход рабочего пара

$$G_p = 4000/(1 + 49) = 80 \text{ кг/ч};$$

критическое сечение рабочего сопла

$$f_{p*} = \frac{80 \cdot 10^6}{3600 \cdot 203 \sqrt{\frac{4}{0,47}}} = 37,5 \text{ мм}^2,$$

откуда диаметр критического сечения сопла  $d_{p*} = 7 \text{ мм}$ ;  
диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 7\sqrt{1,42} = 8,35 \text{ мм};$$

диаметр камеры смешения

$$d_3 = 7\sqrt{2,14} = 10 \text{ мм}.$$

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков  
и технических специалистов

### 9.3. Экспериментальное исследование инжектора и проверка расчетных уравнений

Испытывавшийся инжектор изображен на рис. 9.14. Конструкция его допускала смену камер смешения и рабочих сопел. Имелась возможность изменять осевое положение сопла (в пределах 27 мм). Измерения давления в начале и конце камеры смешения производились лишь при камере смешения с  $d_3 = 47 \text{ мм}$ . В опытах были использованы рабочие сопла и камеры смешения, основные размеры которых приведены в табл. 9.1.

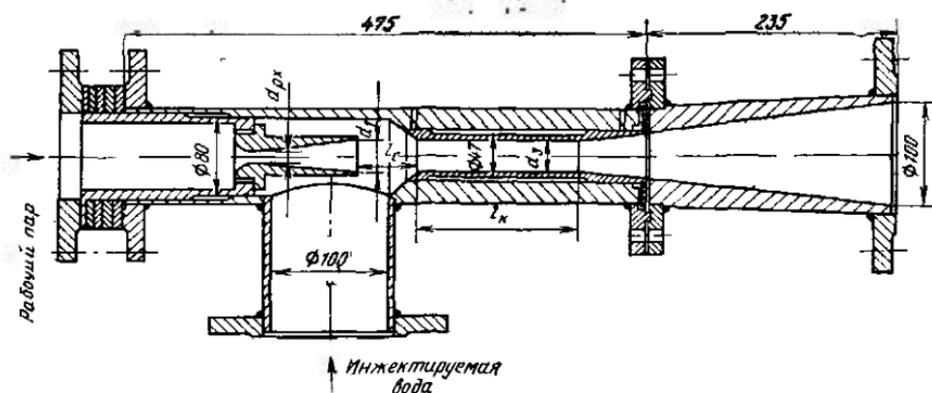


Рис. 9.14. Экспериментальный пароводяной инжектор

Т а б л и ц а 9.1. Основные размеры сопел и камер смешения пароводяного инжектора

Рабочие сопла			Камеры смешения		
Диаметр критического сечения $d_{p*}$ , мм	Диаметр выходного сечения $d_1$ , мм	Угол раствора сопла, град	Диаметр цилиндрического участка $d_3$ , мм	Длина цилиндрического участка $l_k$ , мм	Длина входного конического участка $l_{вх}$ , мм
15	15	—	30	160	9
15	20	3	20	100	19
15	30	10	20	50	66
15	40	12	20	0	117
20	20	—	—	—	—

### 9.3.1. Расстояние сопла от камеры смешения

Оптимальное положение рабочего сопла должно определяться экспериментальным путем. Опыты с различными расстояниями сопла от камеры смешения проводились для инжектора с двумя камерами смешения:  $d_3 = 47$  мм и  $d_3 = 30$  мм. При работе инжектора с камерой смешения  $d_3 = 47$  мм характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  для положений сопла  $l_c = 26,5$  мм и  $l_c = -1$  мм практически совпадают (рис. 9.15). Опытные характеристики совпадают с расчетными.

При работе инжектора с камерой смешения  $d_3 = 30$  мм, так же как и с камерой смешения  $d_3 = 47$  мм, положение сопла не оказывает заметного влияния на протекание пологой части характеристики  $\Delta p_c = f(u)$ , которая, как видно из рис. 9.16, близка к расчетной.

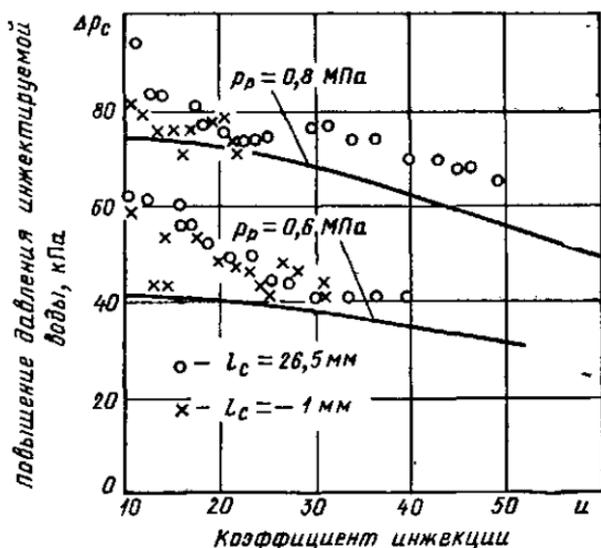


Рис. 9.15. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных расстояниях сопла от камеры смешения:

$d_{p*} = 15$  мм;  $d_1 = 40$  мм;  $d_3 = 47$  мм;  $p_H = 80$  кПа;  $t_H = 11,5$  °С;  
 — расчетные характеристики

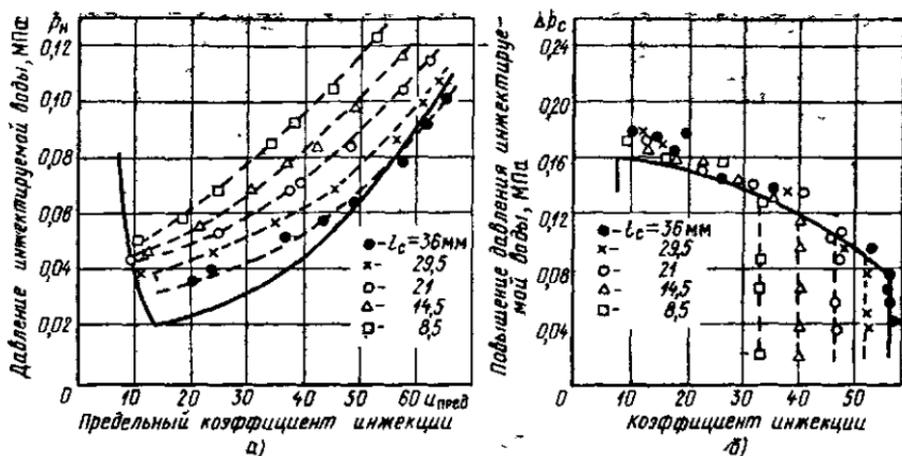


Рис. 9.16. Характеристика инжектора при различных расстояниях сопла от камеры смешения:

$d_{p*} = 15$  мм;  $d_1 = 20$  мм;  $d_2 = 30$  мм ( $f_s/f_{p*} = 4$ ); а —  $p_D = 0,6$  МПа,  $t_D = 220$  °С,  $p_c = 0,1$  МПа,  $t_H = 1,5$  °С; б —  $p_D = 0,6$  МПа,  $t_D = 220$  °С,  $p_H = 80$  кПа,  $t_H = 1,5$  °С; — — — расчетные характеристики

Существенное влияние оказывает положение сопла на предельный коэффициент инжекции: чем меньше расстояние сопла от камеры смешения, тем меньше предельный коэффициент инжекции (см. рис. 9.16). Это можно объяснить тем, что при малых расстояниях сопла от камеры смешения рабочий пар не успевает полностью конденсироваться в приемной камере и занимает часть входного сечения камеры смешения, уменьшая тем самым сечение для прохода воды. При увеличении расстояния сопла от камеры смешения предельный коэффициент инжекции увеличивается, но это увеличение постепенно замедляется. При максимальном расстоянии сопла от камеры смешения ( $l_c = 36$  мм) предельный коэффициент инжекции близок к расчетному. Можно предполагать, что дальнейшее увеличение  $l_c$  не приведет к заметному увеличению предельного коэффициента инжекции. Такая же закономерность наблюдалась при различных давлениях рабочего пара и различных диаметрах выходного сечения сопла. Исходя из полученных результатов все опыты с другими камерами смешения и рабочими соплами проводились при максимальном расстоянии сопла от камеры смешения.

### 9.3.2. Основной геометрический параметр инжектора

На рис. 9.17 приводится сравнение расчетных характеристик с опытными для давления инжектируемой воды  $p_H = 80$  кПа и ее температуры 2—18 °С при различных значениях  $f_s/f_{p*}$ . Как видно из рис. 9.17, расчетные характеристики во всех случаях удовлетво-

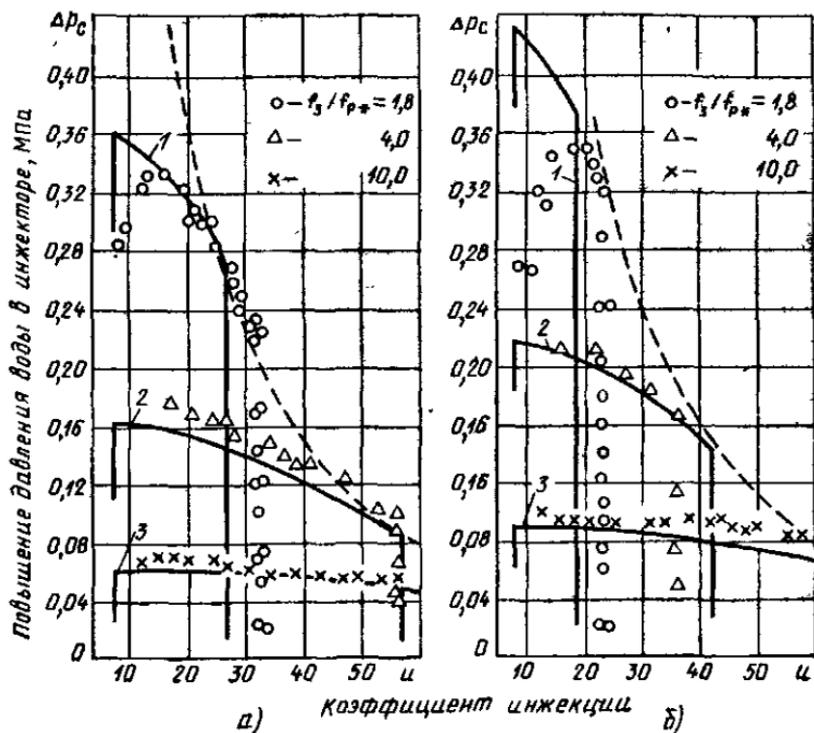


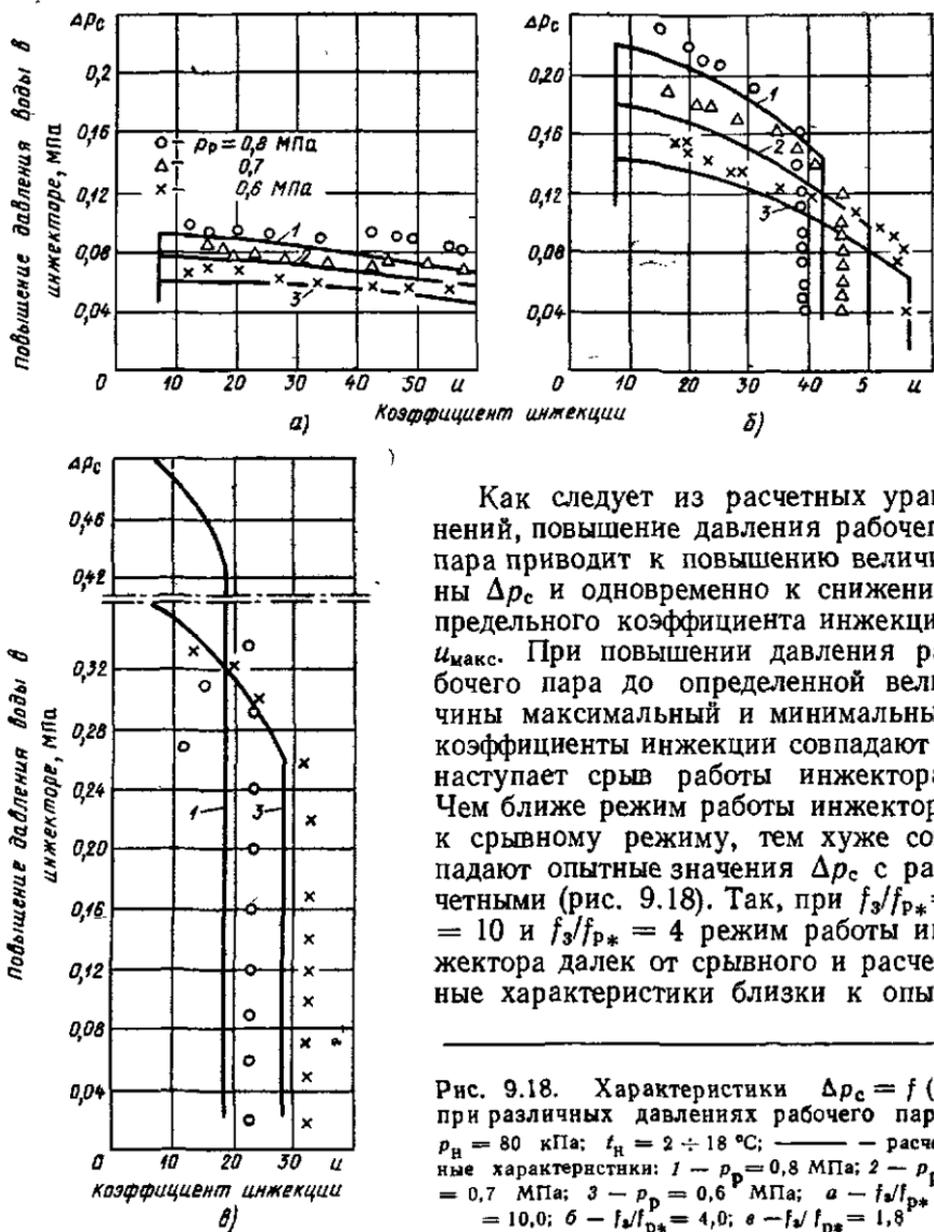
Рис. 9.17. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных  $f_3/f_{p*}$ :

— — — — — достижимые коэффициенты инжекции по (9.18); — — — — — расчетные характеристики по (9.10): 1 —  $f_3/f_{p*} = 1,8$  ( $d_s = 20$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм); 2 —  $f_3/f_{p*} = 4,0$  ( $d_s = 30$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм); 3 —  $f_3/f_{p*} = 10,0$  ( $d_s = 47$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм); а —  $p_p = 0,6$  МПа. б —  $p_p = 0,8$  МПа

рительно совпадают с опытными. Лишь при  $f_3/f_{p*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа повышение давления инжектируемой воды меньше расчетного, что объясняется, по-видимому, тем, что при этих условиях режим работы инжектора близок к срыву. Действительно, рис. 9.12, а показывает, что при  $f_3/f_{p*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа расчетное минимальное давление инжектируемой воды составляет около 0,6 ат. Опытные точки, нанесенные на рис. 9.17, относятся к давлению инжектируемой воды 80 кПа. При  $f_3/f_{p*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа давление инжектируемой воды близко к минимальному. На этом режиме инжектор работает с предельным коэффициентом инжекции, почти равным расчетному, но не создает расчетного повышения давления инжектируемой воды. Такое явление наблюдалось и в других опытах, когда инжектор работал в режиме, близком к срывному. Для того чтобы при этих условиях реализовать теоретически возможные повышения давления воды в инжекторе  $\Delta p_c$ , необходимы, по-видимому, более тщательное выполнение проточной части, точный выбор расстояния между соплом и камерой смещения и т. п. Для других значений  $f_3/f_{p*}$ , при которых проводились экспериментальные исследования, т. е. при  $f_3/f_{p*}$

равных 4,0 и 10,0, расчетное минимальное давление инжектируемой воды значительно ниже 80 кПа, и для этих режимов опытные точки значительно лучше описываются расчетными характеристиками.

### 9.3.3. Характеристики инжектора при различных давлениях рабочего пара и инжектируемой воды



Как следует из расчетных уравнений, повышение давления рабочего пара приводит к повышению величины  $\Delta p_c$  и одновременно к снижению предельного коэффициента инжекции  $u_{\max}$ . При повышении давления рабочего пара до определенной величины максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ближе режим работы инжектора к срывному режиму, тем хуже совпадают опытные значения  $\Delta p_c$  с расчетными (рис. 9.18). Так, при  $f_3/f_{p*} = 10$  и  $f_3/f_{p*} = 4$  режим работы инжектора далек от срывного и расчетные характеристики близки к опыт-

Рис. 9.18. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных давлениях рабочего пара:  $p_H = 80$  кПа;  $t_H = 2 \div 18$  °C; — — — — — расчетные характеристики: 1 —  $p_p = 0,8$  МПа; 2 —  $p_p = 0,7$  МПа; 3 —  $p_p = 0,6$  МПа; а —  $f_3/f_{p*} = 10,0$ ; б —  $f_3/f_{p*} = 4,0$ ; в —  $f_3/f_{p*} = 1,8$

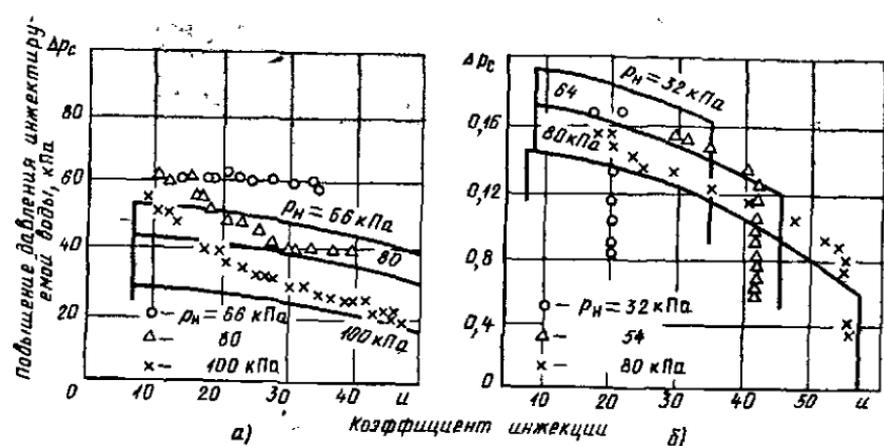
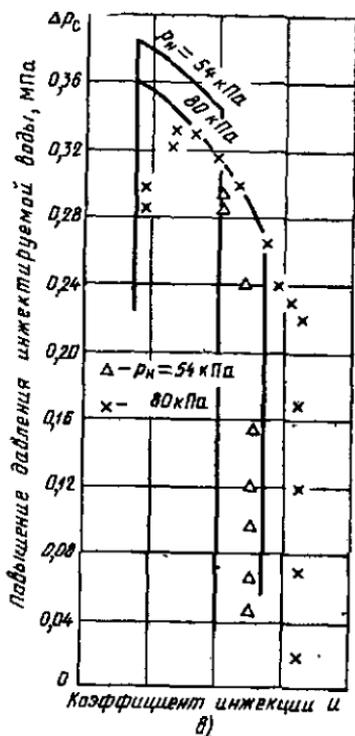


Рис. 9.19. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных давлениях инжектируемой воды  $p_n$ :

$p_p = 0,6$  МПа;  $t_n = 2 \div 18$  °С; — — расчетные характеристики: а —  $f_3/f_{p*} = 10,0$ ; б —  $f_3/f_{p*} = 4,0$ ; в —  $f_3/f_{p*} = 1,8$



ным при всех трех давлениях рабочего пара  $p_p$ : 0,6; 0,7 и 0,8 МПа.

При  $f_3/f_{p*} = 1,8$  и  $p_p = 0,6$  МПа (см. рис. 9.18, в) опытная характеристика  $\Delta p_c - u$  близка к расчетной, а при  $p_p = 0,8$  МПа, когда режим работы инжектора близок к срывному, опытные значения намного ниже расчетных. Такое же положение имеет место и при изменении давления инжектируемой воды (рис. 9.19).

Снижение давления инжектируемой воды приводит к снижению предельного коэффициента инжекции  $u_{\max}$ . При снижении давления инжектируемой воды до определенного

значения максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ниже давление  $p_n$ , тем меньше диапазон коэффициентов инжекции, при которых может работать инжектор.

При  $f_3/f_{p*} = 4$  опытная характеристика при  $p_n = 82$  кПа и  $p_n = 54$  кПа хорошо совпадает с расчетной, а при  $p_n = 32$  кПа, т. е. при режиме, близком к срывному, опытное значение  $p_c$  примерно на 50 кПа ниже расчетного (см. рис. 9.19, б).

При  $f_3/f_{p*} = 1,8$  (см. рис. 9.19, в) режим работы инжектора при  $p_H = 54$  кПа уже близок к срывному, поэтому эта характеристика значительно ниже расчетной. Опытная характеристика при  $p_H = 80$  кПа удовлетворительно совпадает с расчетной.

### 9.3.4. Влияние диаметра выходного сечения сопла

В случае, когда степень расширения рабочего пара соответствует отношению выходного сечения сопла к критическому, давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды. По-



Рис. 9.20. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных диаметрах выходного сечения рабочего сопла:

$p_p = 0,6$  МПа;  $p_H = 80$  кПа;  $t_H = 2 \div 18$  °C;  $d_s = 47$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм ( $f_3/f_{p*} = 10$ ); — — расчетные характеристики; 1 —  $d_1 = 30$  мм; 2 —  $d_1 = 40$  мм

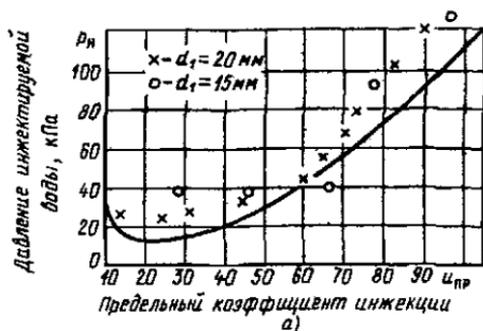
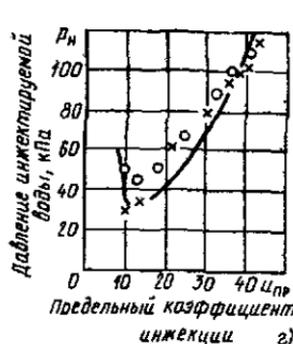
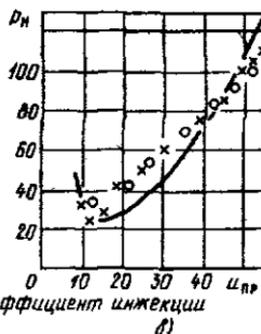
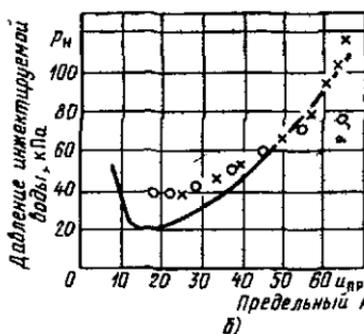


Рис. 9.21. Характеристики  $p_H = f(u_{пр})$  при различных  $d_1$ :  $d_s = 30$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм ( $f_3/f_{p*} = 4$ );  $t_H = 2 \div 18$  °C; — — расчетные характеристики а —  $p_p = 0,4$  МПа; б —  $p_p = 0,6$  МПа; в —  $p_p = 0,8$  МПа; г —  $p_p = 1$  МПа



тери пара при конденсации пара в воде в этом случае, по-видимому будут минимальными.

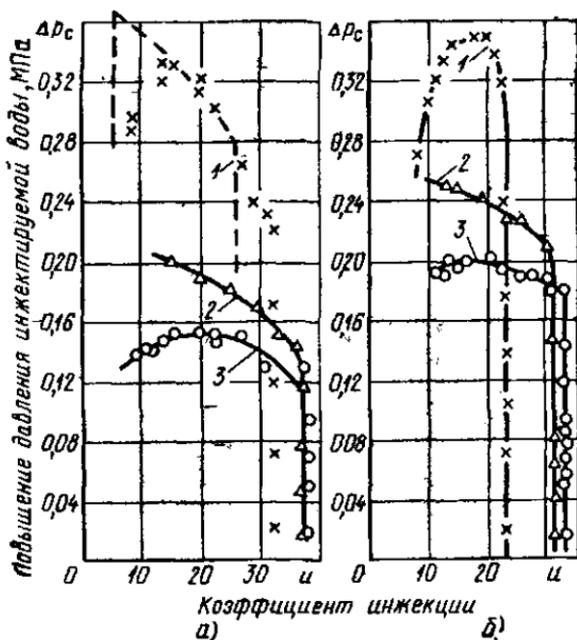
Экспериментальная проверка подтвердила, что чем ближе выходное сечение сопла  $f_{p1}/f_{p*}$  к расчетному при данной степени расширения рабочего пара  $p_p/p_n$ , тем выше  $\Delta p_c$  (рис. 9.20).

Предельный коэффициент инжекции, как следует из (9.14), не зависит от выходного сечения рабочего сопла. Проведенная экспериментальная проверка аппаратов с различными  $d_1$  подтвердила это положение (рис. 9.21).

### 9.3.5. Характеристики пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения

Как известно, в пароструйных компрессорах и эжекторах конденсационных установок переход от цилиндрической камеры смешения к конической приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции и снижению развиваемой эжектором степени сжатия.

Рис. 9.22. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения:  $d_{p*} = 15$  мм;  $d_1 = 20$  мм;  $d_2 = 20$  мм ( $f_3/f_{p*} = 1,8$ );  $p_n = 80$  кПа;  $t_n = 2 \div 18$  °С;  $a - p_p = 0,6$  МПа;  $b - p_p = 0,8$  МПа; длина цилиндрического участка камеры смешения: 1 —  $l_{к.с} = 100$  мм; 2 —  $l_{к.с} = 50$  мм; 3 —  $l_{к.с} = 0$



Такое же влияние оказывает переход от цилиндрической камеры смешения к конической и на работу пароводяного эжектора (рис. 9.22). Переход к конической камере смешения при  $f_3/f_{p*} = 1,8$  снижает, как видно из рис. 9.22,  $\Delta p_c$  почти в 2 раза и увеличивает предельный коэффициент инжекции на 20—30 %.

### 9.3.6. Работа инжектора при повышенных температурах инжектируемой воды

На основании рис. 9.8 построены расчетные зависимости предельного коэффициента инжекции  $\zeta_{\text{макс}}$  от температуры инжектируемой воды при давлении рабочего пара  $p_p = 0,6$  МПа, давлениях инжектируемой воды  $p_B = 100; 80$  и  $54$  кПа и минимальном противодавлении. Эти характеристики для инжектора с отношением сечений  $f_3/f_{p*} = 4$  представлены на рис. 9.23. Там же нанесены и результаты соответствующих опытов при цилиндрической камере смешения.

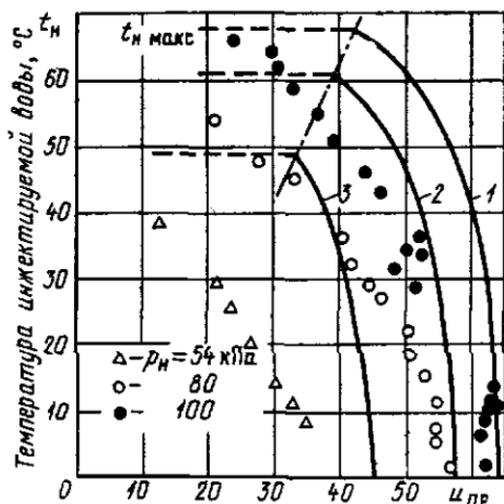


Рис. 9.23. Зависимость предельного коэффициента инжекции от температуры инжектируемой воды для инжектора с цилиндрической камерой смешения:

$d_3 = 30$  мм;  $d_{p*} = 15$  мм;  $d_1 = 20$  мм ( $f_3/f_{p*} = 4$ );  $l_{\text{к.с}} = 160$  мм;  $p_p = 0,6$  МПа;  $p_c = 0,1$  МПа; — — расчетные зависимости: 1— $p_B = 0,1$  МПа; 2—80 кПа; 3—54 кПа

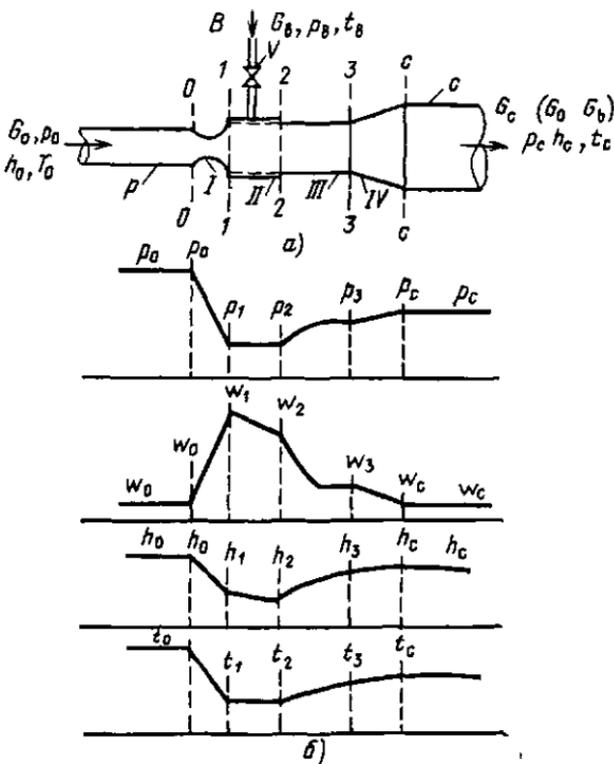
Сравнение опытных характеристик с расчетными показывает, что повышение температуры инжектируемой воды приводит в действительности к большему снижению предельного коэффициента инжекции, чем это следует из расчетных характеристик. Как указывалось выше, можно предположить, что при повышенных температурах инжектируемой воды процесс конденсации не успевает завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения оказывается занятой несконденсировавшимся рабочим паром. В результате этого уменьшается сечение для прохода инжектируемой воды и соответственно уменьшается предельный коэффициент инжекции.

### 9.4. Дроссельно-увлажнительные струйные аппараты

Принцип работы таких аппаратов приведен в [46]. На рис. 9.24 изображена принципиальная схема такого аппарата и показан характер измерения давления, скорости, удельной энтальпии и температуры среды вдоль проточной части этого аппарата. По трубопроводу  $P$  к соплу  $I$  подводится перегретый пар с давлением  $p_0$ , удельной энтальпией  $h_0$  и температурой  $T_0$ .

Рис. 9.24. Принципиальная схема дроссельно-увлажнительного струйного аппарата (а) и характер изменения параметров пара в прочной части аппарата (б);

$P$  — подводный паропровод;  
 $I$  — сопло;  $II$  — камеры увлажнения;  
 $III$  — камера уплотнения;  $IV$  — диффузор;  
 $C$  — отводящий паропровод;  
 $B$  — подвод воды



В сопле  $I$  пар расширяется, при этом давление его падает, а скорость растет и в выходном сечении сопла  $I-I$  достигает сверхкритического значения  $w_1 > a_{0*}$ . В выходном сечении сопла  $I-I$  устанавливается давление  $p_1 = \Pi_1 p_0 < p_B$ , где  $p_B$  — давление в водоподводящем трубопроводе. Под действием разности давлений  $\Delta p_B = p_B - p_1$  вода поступает в камеру увлажнения  $II$ , смешивается с паровым потоком и увлажняет его. В выходном сечении  $2-2$  камеры увлажнения давление  $p_2 = p_1$ , скорость пара  $w_2 < w_1$ , а удельная энтальпия  $h_2 < h_1$ . Далее пар поступает в камеру уплотнения  $III$ . Поскольку скорость пара больше критической, а сечение камеры  $III$  постоянно, возникает прямой скачок уплотнений, в результате которого давление пара возрастает. В выходном сечении камеры уплотнения  $3-3$  давление  $p_3 > p_2$ , скорость  $w_3 < w_2$ , удельная энтальпия  $h_3 > h_2$ . Затем пар проходит через диффузор  $IV$ , в котором происходит превращение кинетической энергии пара в потенциальную. При давлении  $p_C > p_3$  с удельной энтальпией  $h_C < h_0$  пар отводится из аппарата.

Преимущество дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов по сравнению с обычными дроссельно-увлажнительными установками заключается в простоте устройства и экономии электроэнергии на подачу воды на увлажнение. Последнее обеспечивается благодаря тому, что давление в камере увлажнения ниже давления на входе и на выходе из аппарата.

### 9.4.1. Метод расчета

Рассмотрим метод расчета дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов. Заданы: расход  $G_0$ , кг/с, и параметры пара перед аппаратом:  $p_0$ , Па,  $h_0$ , кДж/кг,  $t_0$ , °С,  $\rho_0$ , кг/м<sup>3</sup>; требующиеся параметры пара после аппарата:  $p_c$ , Па,  $h_c$ , кДж/кг,  $t_c$ , °С,  $\rho_c$ , кг/м<sup>3</sup>; располагаемые параметры воды для увлажнения:  $p_b$ , Па,  $h_b$ , кДж/кг,  $t_b$ , °С.

Из теплового баланса определяется удельный расход воды на увлажнение 1 кг перегретого пара:

$$\mu = (h_0 - h_c) / (h_c - h_b). \quad (9.19)$$

Задаются перепады давлений между водоподводящим трубопроводом и камерой увлажнения:

$$\Delta p_b = p_b - p_1. \quad (9.20)$$

Определяют давление в камере увлажнения:

$$\bar{p} p_1 = p_2 = p_b - \Delta p_b. \quad (9.21)$$

По относительному давлению  $\Pi_1 = p_1 / p_0$  в выходном сечении сопла *I-I* определяют приведенную скорость парового потока  $\lambda$  в этом сечении. Определяют критическую скорость пара  $a_{0*}$  перед аппаратом по (1.10). Определяют скорость пара, м/с, и его энтальпию, кДж/кг, в выходном сечении сопла *I-I* по формулам

$$w_1 = \varphi_1 \lambda_1 a_{0*}; \quad (9.22)$$

$$h_1 = h_0 - w_1^2 / 2000, \quad (9.23)$$

где  $\varphi_1$  — коэффициент скорости сопла, рекомендуется принимать  $\varphi_1 = 0,95$ .

Определяют параметры парового потока перед камерой уплотнения по формулам

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_1; \\ w_2 &= \varphi_2 \frac{w_1}{1 + \mu}; \\ h_2 &= h_c - \frac{w_2^2}{2000}, \end{aligned} \right\} \quad (9.24)$$

где  $\varphi_2$  — коэффициент скорости камеры увлажнения, рекомендуется принимать  $\varphi_2 = 0,95$ .

Определяют критическую скорость пара  $a_{c*}$  после аппарата по (1.10).

Определяют приведенную скорость пара перед скачком уплотнения по формуле

$$\lambda_2 = w_2 / a_{c*}. \quad (9.25)$$

Определяют параметры потока после скачка уплотнения: давление  $p_3$  по (1.65а), скорость  $w_3$  по (1.55), энтальпию по формуле

$$h_3 = h_c - w_3^2/2000. \quad (9.26)$$

Определяют давление пара на выходе из диффузора по формуле

$$p_c = p_a \left[ \frac{k-1}{2k} \varphi_3^2 w_3^2 \frac{\rho_a}{p_a} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.27)$$

где  $\varphi_3$  — коэффициент скорости диффузора, рекомендуется принимать  $\varphi_3 = 0,9$ .

Геометрические размеры сопла рассчитываются по (2.42), (2.44б) и (2.45).

**Пример 9.2.** Заданы параметры пара перед дроссельно-увлажнительным струйным аппаратом:  $p_0 = 1,4$  МПа;  $t_0 = 260$  °С;  $h_0 = 2951$  кДж/кг;  $v_0 = 0,1674$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_0 = 5,97$  кг/м<sup>3</sup>. Требующиеся параметры пара после аппарата:  $p_c = 0,5$  МПа;  $t_c = 160$  °С;  $h_c = 2767$  кДж/кг;  $v_c = 0,3836$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_c = 2,61$  кг/м<sup>3</sup>. Располагаемые параметры воды для увлажнения:  $p_B = 0,15$  МПа;  $t_B = 80$  °С;  $h_B = 335$  кДж/кг.

**Решение.** По (9.19)  $\mu = (2951 - 2767)/(2767 - 335) = 0,075$ .

Принимаем  $\Delta p_B = 0,04$  МПа. Давление в камере увлажнения по (9.21)  $p_1 = 0,15 - 0,04 = 0,11$  МПа.

Критическая скорость пара перед аппаратом по (1.10)

$$a_{0*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{1,4}{5,97}} 10^3 = 500 \text{ м/с.}$$

Параметры пара в выходном сечении сопла по (9.22) и (9.23):

$$P_1 = p_1/p_0 = 0,11/1,4 = 0,0786; \quad \lambda_1 = 2,04;$$

$$w_1 = 0,95 \cdot 500 \cdot 2,04 = 969 \text{ м/с}; \quad h_1 = 2951 - 969^2/2000 = 2482 \text{ кДж/кг};$$

$$t_1 = 110 \text{ °С.}$$

Параметры потока перед камерой уплотнения по (9.24):

$$p_2 = p_1 = 0,11 \text{ МПа}; \quad w_2 = 0,95 \cdot 969/1,075 = 856 \text{ м/с};$$

$$h_2 = 2767 - 856^2/2000 = 2401 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 110 \text{ °С.}$$

Критическая скорость пара после аппарата по (1.10):

$$a_{c*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{500 \cdot 000}{2,61}} = 484 \text{ м/с.}$$

Приведенная скорость пара перед скачком уплотнения по (9.25):

$$\lambda = 856/484 = 1,76.$$

Параметры пара после скачка по (1.65а), (1.55) и (9.26):

$$p_3 = 1,1 \left[ \frac{1,76^2 - 0,13/2,13}{1 - 1,76^2 \frac{0,13}{2,13}} \right] = 0,416 \text{ МПа};$$

$$w_3 = 484^2/856 = 274 \text{ м/с};$$

$$h_3 = 2767 - 274^2/2000 = 2730 \text{ кДж/кг};$$

$$t_3 = 145 \text{ °С}; \quad \rho_3 = 2,24 \text{ кг/м}^3.$$

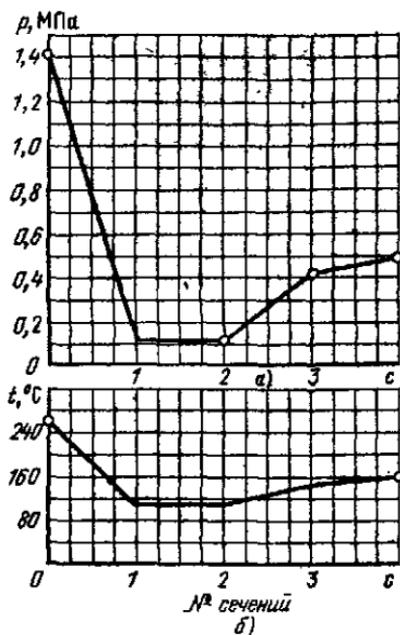


Рис. 9.25. Сопоставление расчетных данных с результатами эксперимента:

а — режим давлений; б — режим температур;  
 — — расчет; ○ — опыт

Параметры пара на выходе из диффузора по (9.27):

$$p_c = 0,416 \left[ \frac{0,13}{2,13} 0,9^2 \cdot 274^2 \frac{2 \cdot 24}{416000} + 1 \right]^{\frac{1,13}{0,13}} = 0,494 \text{ МПа};$$

$$h_c = 2767 \text{ кДж/кг}; \quad t_c = 160^\circ\text{C}.$$

На рис. 9.25 показано сопоставление результатов вышеприведенного расчета с экспериментальными данными [46], полученными для этих же исходных условий.

Как видно из приведенных данных, результаты расчета вполне удовлетворительно совпадают с результатами эксперимента, что свидетельствует о достаточной надежности рекомендуемого метода расчета.

#### 9.4.2. Метод построения характеристики $p_c = f(p_0, \mu)$

Задано:  $f_{p*}, f_{p1}, p_0, T_0, \mu, h_b$ . Определить  $p_c, t_c$ .

Определяют энтальпию увлажненного пара:

$$h_c = \frac{h_0 + \mu h_b}{1 + \mu}. \quad (9.28)$$

Задаются предварительно давлением  $p_c$ ; по известным  $p_c$  и  $h_c$  находят  $p_0$ .

Определяют приведенные массовые скорости паровых потоков перед аппаратом и после него (на выходе из диффузора):

$$\left. \begin{aligned} a_{0*} &= \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}}; \\ a_{c*} &= \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_c}{\rho_c}}. \end{aligned} \right\} \quad (9.29)$$

Находят давление пара на выходе из диффузора по (9.27):

$$p_c = p_3 \left[ \frac{k-1}{2k} \varphi_3^2 \omega_3^2 \frac{\rho_3}{\rho_3} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

На основе (1.65а)

$$\left. \begin{aligned} \rho_3 &= \Pi_1 \rho_0 \frac{\lambda_2^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2}; \\ \lambda_2 &= \frac{\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{a_0}}{(1 + \mu) a_{c*}}. \end{aligned} \right\} \quad (9.30)$$

Рекомендуется принимать коэффициенты скорости  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,95$ ;  $\lambda_1$  и  $\Pi_1$  определяются по

$$q_1 = \dot{f}_{p*} / \dot{f}_{p1}. \quad (9.31)$$

На основе (9.25)

$$\omega_3 = a_{c*} / \lambda_2. \quad (9.32)$$

На основе (9.26)

$$h_3 = h_c - \omega_3^2 / 2000. \quad (9.33)$$

По известным значениям  $\rho_3$  и  $h_3$  находят  $\rho_c$ . По значениям  $\rho_c$  и  $h_c$  находят  $\rho_0$ . Если давление  $\rho_c$ , найденное по (9.27), не совпадает с предварительно принятым, то задаются новым, более близким значением  $\rho_c$  и повторяют расчет. Расход рабочего пара через сопло определяется по (2.43). Расход увлажненного пара

$$G_c = G_0 (1 + \mu). \quad (9.34)$$

**Пример 9.3.** Рассчитать характеристику дроссельно-увлажнительного струйного аппарата для следующих условий:  $\dot{f}_{p*} / \dot{f}_{p1} = q_{p1} = 0,35$ ;  $\rho_0 = 1,4$  МПа;  $t_0 = 260$  °С;  $\Pi_{p1} = 0,0806$ ;  $h_0 = 2951$  кДж/кг;  $a_0 = 499$  м/с;  $\lambda_{p1} = 2,03$ ;  $h_a = 335$  кДж/кг.

Аналогичные расчеты проведены при  $\rho_0 = 2$  МПа и  $\rho_0 = 1$  МПа. Температура пара перед аппаратом при всех начальных давлениях принята  $t_0 = 260$  °С. Результаты расчета приведены на рис. 9.26.

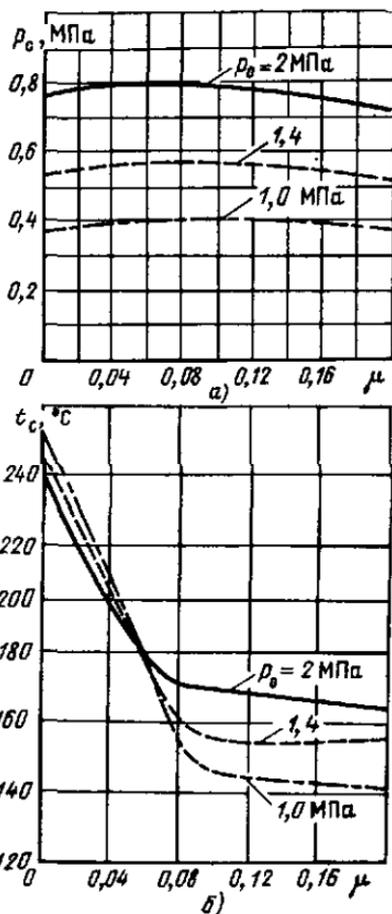


Рис. 9.26. Характеристики дроссельно-увлажнительного струйного аппарата:  $t_0 = 260$  °С;  $t_a = 80$  °С;  $a - p_c = f(\rho_0, \mu)$ ;  $b - t_c = f(\rho_0, \mu)$

Характеристика	$\mu$					
	0	0,05	0,75	0,10	0,15	0,20
	$h_{с.} \text{ кДж/кг}$					
	2851	2826	2768	2713	2610	2515
$(\rho_c)_{\text{предв.}}$ , МПа	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$(v_c)_{\text{предв.}}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,469	0,410	0,384	0,368	0,350	0,333
$(\rho_c)_{\text{предв.}}$ , кг/м <sup>3</sup>	2,13	2,44	2,60	2,71	2,86	3,0
$a_{св.}$ , м/с	499	466	451	442	430	420
$\lambda_2$	1,83	1,87	1,88	1,88	1,85	1,81
$\rho_3$ , МПа	0,466	0,493	0,499	0,499	0,479	0,453
$w_3$ , м/с	273	250	241	236	233	233
$h_3$ , кДж/кг	2914	2795	2739	2685	2583	2488
$v_3$ , м <sup>3</sup> /кг	0,495	0,399	0,373	0,360	0,359	0,356
$\rho_3$ , кг/м <sup>3</sup>	2,02	2,51	2,68	2,78	2,79	2,81
$\rho_c$ , МПа	0,53	0,56	0,566	0,565	0,544	0,519
$t_c$ , °С	245	188	162	155	155	155
$x$	1,0	1,0	1,0	0,98	0,93	0,89

## ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

### СМЕШИВАЮЩИЕ СТРУЙНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

#### 10.1. Экспериментальный стенд, методика проведения испытаний

В смешивающем струйном подогревателе в отличие от рассмотренного в предыдущей главе пароводяного инжектора рабочей средой является вода, а инжектируемой — пар, который при конденсации нагревает воду. Конденсация пара на струе воды протекает весьма интенсивно. Как следует из теоретических [2] и экспериментальных [38] исследований, коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к струе воды, отнесенный к поверхности цилиндрической струи, имеет порядок  $10^6$  кДж/(м<sup>2</sup>·с·°С).

В отличие от рассмотренных выше типов струйных аппаратов процессы, протекающие в струйном подогревателе, могут быть описаны и проанализированы пока лишь с качественной стороны. Теоретические исследования струйных подогревателей немногочисленны [54]. Произвести количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя, учитывающий и конструктивные размеры аппарата, и режим его работы, пока не представляется возможным. В связи с этим в настоящей главе мы более подробно остановимся на результатах экспериментальных исследований струйных подогревателей, так как опытные данные являются пока единственным материалом, позволяющим проектировать эти аппа-

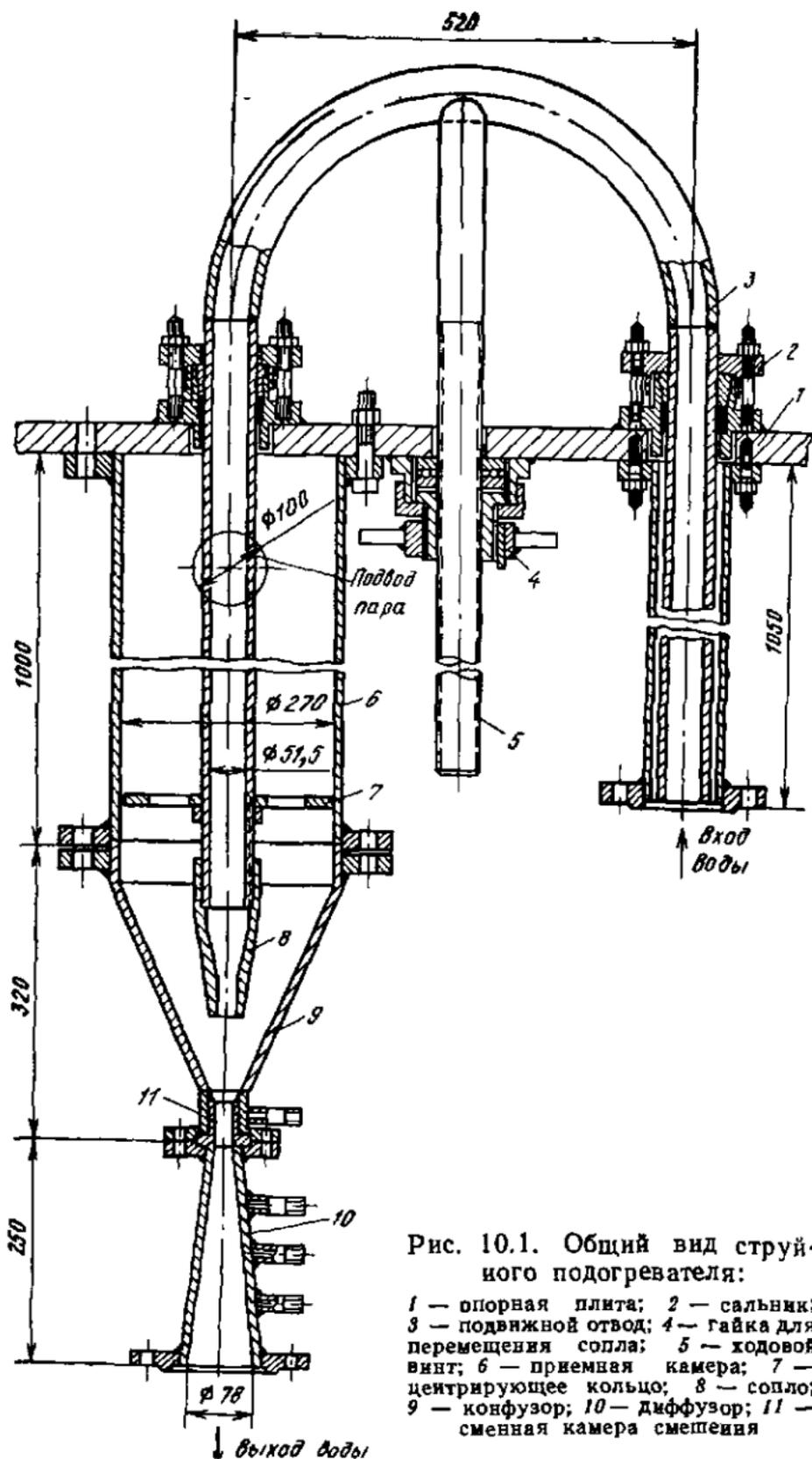


Рис. 10.1. Общий вид струйного подогревателя:

- 1 — опорная плита; 2 — сальники; 3 — подвижной отвод; 4 — гайка для перемещения сопла; 5 — ходовой винт; 6 — приемная камера; 7 — центрирующее кольцо; 8 — сопло; 9 — конфузор; 10 — диффузор; 11 — сменная камера смешения

раты и учитывать их действительные характеристики при переменных режимах.

Общий вид испытывавшегося во ВТИ струйного подогревателя приведен на рис. 10.1. Конструкция подогревателя допускала возможность осевого перемещения рабочего сопла во время работы, а также смену рабочих сопел и камер смещения.

Экспериментальное исследование производилось по следующей методике. В начале каждой серии опытов экспериментально устанавливалось наивыгоднейшее расстояние рабочего сопла от начала камеры смещения, т. е. расстояние, при котором в струйном подогревателе при заданной скорости истечения воды из сопла, заданном давлении пара в приемной камере и постоянной температуре входящей воды достигался минимальный недогрев воды до температуры насыщения греющего пара (при этом в подавляющем большинстве случаев в струйном подогревателе достигалось и максимальное восстановление давления  $\Delta p_c = p_c - p_n$ ). Все дальнейшие опыты проводились при этом оптимальном положении сопла. Давление в приемной камере во всех опытах, за исключением серии опытов, проведенных для исследования влияния давления пара на работу подогревателя, поддерживалось неизменным, равным 0,22 МПа. Опыты проводились при скоростях истечения воды из сопла 5, 10, 15, 20 и 25 м/с. Диапазон расходов воды лежал в пределах 3—30 т/ч (при разных соплах).

После того как был установлен заданный режим, постепенно увеличивалось давление  $p_c$  после струйного подогревателя до предельного давления, после которого наступал срыв работы подогревателя. Срыв выражался в том, что приемная камера подогревателя начинала заполняться водой, доступ пара к струе воды прекращался и давление в приемной камере начинало резко увеличиваться (давление в паропроводе было 1,9 МПа). Для восстановления нормальной работы подогревателя открывался вентиль после диффузора, сопротивление линии после аппарата уменьшалось и скопившаяся в приемной камере вода удалялась в дренаж.

Повышение давления после аппарата производилось, начиная с давления 0,125 МПа и до максимального, при котором подогреватель мог длительно работать без срыва. Измерялись: расход воды через сопло, температура воды до подогревателя и после него, температура пара, давление воды перед соплом, давление пара в приемной камере, давление по длине проточной части подогревателя, давление после диффузора.

Было проведено экспериментальное исследование внешних тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя. Исследование внутренних характеристик, т. е. замеры температуры и давления внутри струи, не производилось. Детальное исследование внутренних характеристик струйных подогревателей было проведено ранее во ВТИ Н. Г. Морозовым.

## 10.2. Влияние конструктивных факторов

### 10.2.1. Форма рабочего сопла

Для исследования влияния формы рабочего сопла на работу струйного подогревателя были сопоставлены характеристики струйного подогревателя с соплами различных форм (рис. 10.2). Все прочие условия опытов были одинаковыми.

Диаметр камеры смешения был равен 20 мм, давление пара 0,22 МПа; температура поступающей воды 2—4 °С. Опыты проводились при скоростях истечения воды из сопла в диапазоне 5—25 м/с. Значения коэффициентов скорости для сопел 1—3 составляли 0,98—0,99, для сопла 4 0,86—0,89. При всех скоростях истечения для всех сопел изменялось расстояние выходного сечения сопла от камеры смешения от минимального значения  $l_c = 20 \div 40$  мм до максимального значения, при котором аппарат еще работал устойчиво, т. е. не наблюдались резкие колебания давления пара в приемной камере подогревателя.

Изменения недогрева в зависимости от величины  $l_c$  для всех исследованных сопел примерно одинаковы (рис. 10.3).

На рис. 10.4 приведены для различных сопел зависимости недогрева от скорости истечения воды через сопло. Величины недогрева относятся к расстоянию сопла от камеры смешения  $l_c = 60$  мм, при котором для всех сопел имеет место минимальный недогрев воды до температуры насыщения греющего пара. Таким образом, форма сопла практически не оказывает влияния на нагрев воды в подогревателе.

Одновременно с тепловыми характеристиками исследовались и гидравлические характеристики подогревателя при различных формах рабочего сопла. При этом оказалось, что оптимальное расстояние сопла от камеры смешения  $l_c = 50 \div 60$  мм, при котором получается минимальный недогрев, является в то же время наилучшим и по восстановлению давления, хотя этот максимум не так резко выражен,

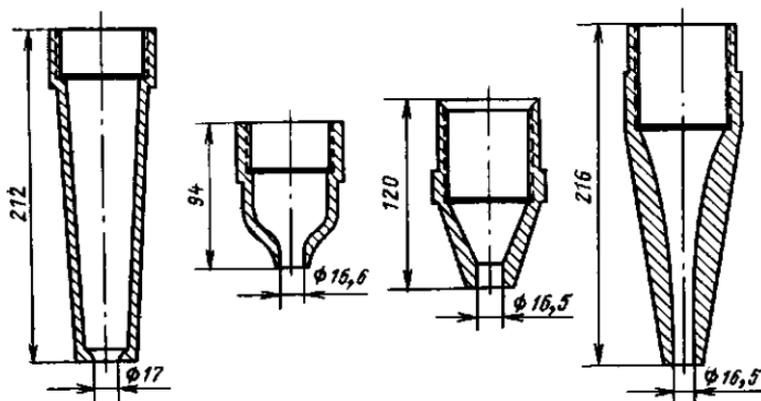


Рис. 10.2. Рабочие сопла различных форм

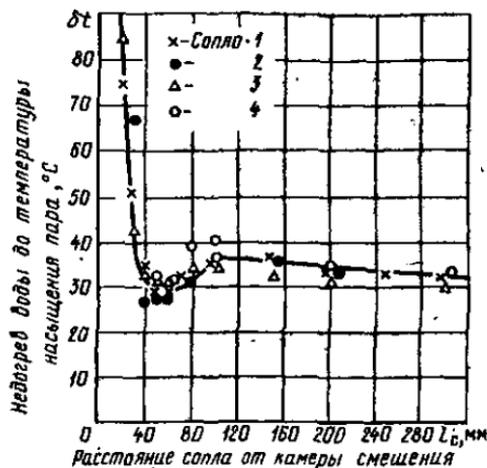


Рис. 10.3. Зависимость недогрева воды до температуры насыщения греющего пара  $\delta t$  от положения сопла  $l_c$  для сопел различных форм (см. рис. 10.2):

$\omega_1 = 10$  м/с;  $d_1 = 16,6$  мм;  $d_3 = 20$  мм;  $l_k = 29$  мм;  $f_s/f_{p1} = 1,56$ ;  $t_p = 3$  °C;  $p_H = 0,22$  МПа

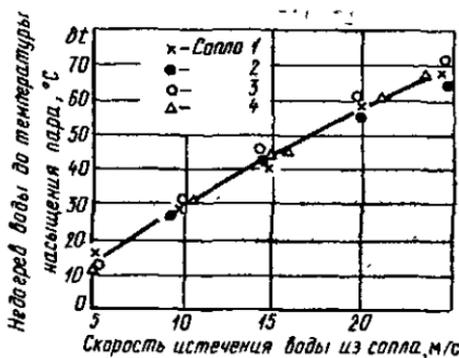


Рис. 10.4. Зависимость недогрева  $\delta t$  от скорости истечения воды из сопла  $\omega_1$  для сопел различных форм (см. рис. 10.2):

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_3 = 20$  мм;  $f_s/f_{p1} = 1,46$ ;  $l_k = 29$  мм;  $l_c = 60$  мм;  $t_p = 3$  °C;  $p_H = 0,22$  МПа

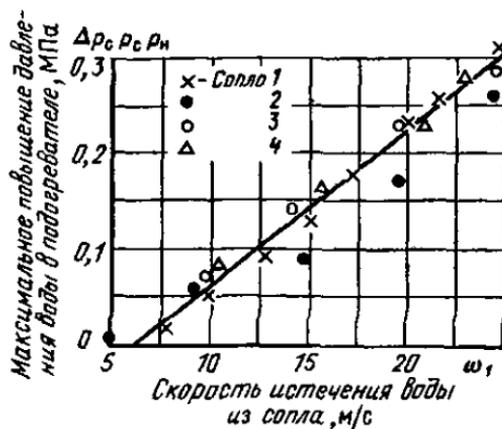


Рис. 10.5. Зависимость повышения давления воды в подогревателе  $\Delta p_c = p_c - p_H$  от скорости истечения  $\omega_1$  для сопел различных форм (см. рис. 10.2); условия опытов см. на рис. 10.4

как минимум недогрева. Результаты опытов показали, что форма сопла не оказывает существенного влияния также на величину восстановления давления (рис. 10.5).

### 10.2.2. Расстояние сопла от камеры смешения

Рассмотрим работу подогревателя при изменении положения сопла на примере опытов с  $d_1 = 16,5$  мм и  $d_3 = 20$  мм (рис. 10.6). При увеличении расстояния сопла от камеры смешения с 10—20 до 60 мм недогрев резко падает. При значении  $l_c = 60 \div 80$  мм имеет место ми-

нимум недогрева. При дальнейшем увеличении  $l_c$  до 100 мм недогрев несколько увеличивается, а затем он или сохраняется постоянным, или незначительно падает. При каждом положении сопла постепенно повышалось противодавление  $p_c$  до тех пор, пока не наступал срыв работы подогревателя. Это значение  $p_c$  фиксировалось. Опыты показали, что при тех значениях  $p_c$ , при которых недогрев минимален, т. е. расход пара максимален, имеет место и максимальная величина восстановления давления  $\Delta p_c$ . При небольших отношениях сечений

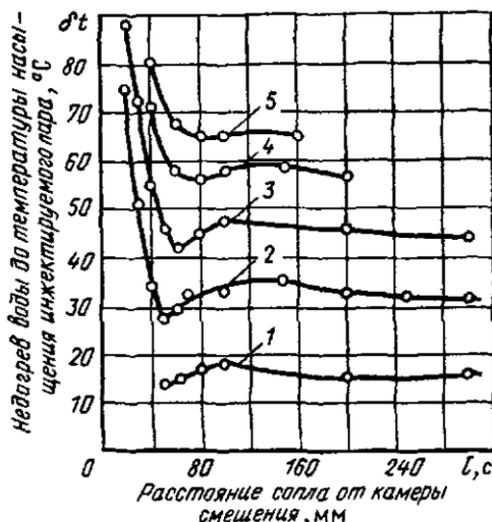


Рис. 10.6. Зависимость недогрева от положения сопла  $l_c$ :

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм ( $f_2/f_{p1} = 1,46$ );  
 $l_k = 29$  мм;  $t_p \approx 3$  °С;  $p_H = 0,22$  МПа

№ характеристики	1	2	3	4	5
Скорость истечения из сопла $w_1$ , м/с	5,0	9,8	14,7	19,9	24,5
Расход рабочей воды $G_p$ , т/ч	3,95	7,8	11,5	15,40	19,1

горловины и сопла  $f_3/f_{p1} = 1,46$  (рис. 10.7) значения  $p_c - p_H$  имеют максимум при положениях сопла  $l_c = 60 \div 100$  мм. При отодвигании сопла величина восстановления давления уменьшается. При большом отношении сечений камеры смещения и сопла ( $f_3/f_{p1} = 5,9$ ) значение  $(\Delta p_c)_{\max}$  почти не меняется с изменением расстояния сопла от камеры смещения.

При небольших расстояниях сопла от камеры смещения сечение для прохода пара уменьшается, давление в выходном сечении сопла вследствие большой скорости натекания пара становится значительно ниже давления пара в приемной камере, о чем свидетельствует падение давления перед рабочим соплом при постоянном расходе воды через сопло (рис. 10.8). Постоянный расход воды при этом поддерживается по показанию дифманометра, установленного на линии рабочей воды. При значительном приближении сопла к камере смещения давление  $p_p$  может стать равным и даже меньшим давлением пара в при-

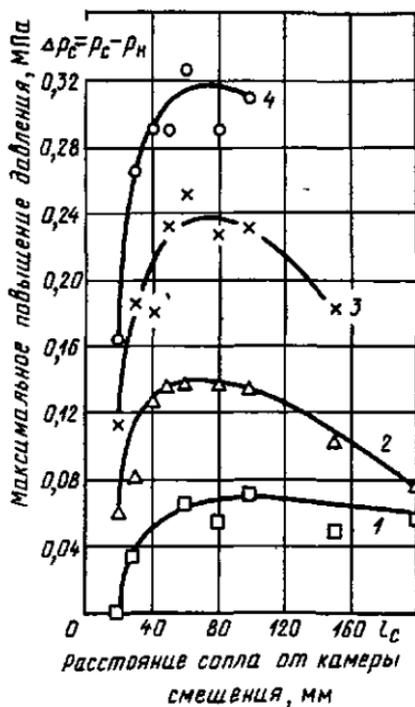


Рис. 10.7. Зависимость максимального повышения давления  $\Delta p_c = p_c - p_n$  от положения сопла  $l_c$ :  $d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм ( $f_2/f_{p1} = 1,46$ );  $l_k = 29$  мм;  $t_p = 3$  °С;  $p_n = 0,22$  МПа; условия опытов соответствуют указанным на рис. 10.6

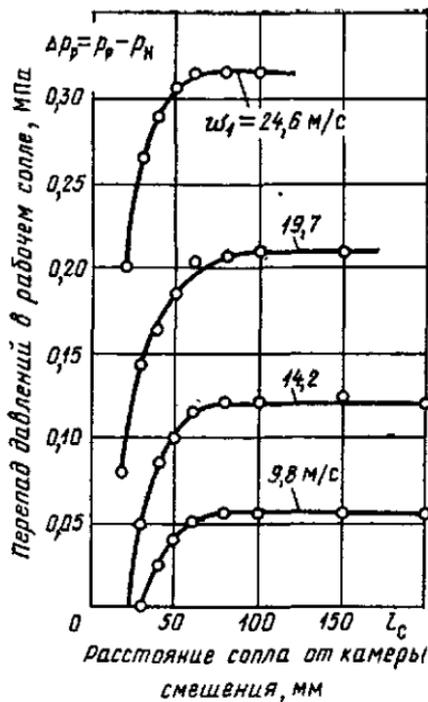


Рис. 10.8. Зависимость перепада давлений в сопле  $\Delta p_p = p_p - p_n$  от положения сопла:  $d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $f_2/f_{p1} = 1,46$

емной камере  $p_n$  и даже меньшим. Давление в плоскости выходного сечения сопла становится равным  $p_n$  лишь при увеличении  $l_c$  до 60 мм. При этом, как отмечено выше, имеют место максимальный расход инжектируемого пара  $G_n$  и максимальное значение восстановления давления  $\Delta p_c$ .

Очевидно, что при дальнейшем увеличении  $l_c$  струя воды нагревается до температуры, превышающей ту, которая может иметь место при устанавливаемом давлении в горловине при данном режиме. В результате происходит вскипание и выделение излишнего количества пара, что приводит к некоторому ухудшению тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя.

Из приведенных материалов видно, насколько существенной является правильная установка сопла в приемной камере. Оптимальное положение сопла может быть определено на основании испытания струйного подогревателя; поэтому в конструкции струйного подогревателя должна быть обеспечена возможность осевого перемещения сопла на 3—4 калибра. Предварительно можно рекомендовать установку сопла на расстоянии 3—4 калибра сопла от камеры смешения.

### 10.2.3. Диаметры сопла и камеры смешения

Опыты, проведенные на струйном подогревателе, показали, что отношение сечений  $f_3/f_{p1}$  является основным геометрическим параметром и для аппаратов этого типа. Были получены характеристики струйного подогревателя для трех сопел различных абсолютных размеров:  $d_1 = 11,0; 16,5$  и  $22,0$  мм при одинаковом отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 1,0; 1,47; 3,32$  (рис. 10.9—10.11).

Рис. 10.9. Зависимость недогрева  $\delta t$  от скорости истечения  $w_1$  при отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 1,0$ :  
 $t_p = 3^\circ\text{C}$ ;  $p_H = 0,22$  МПа

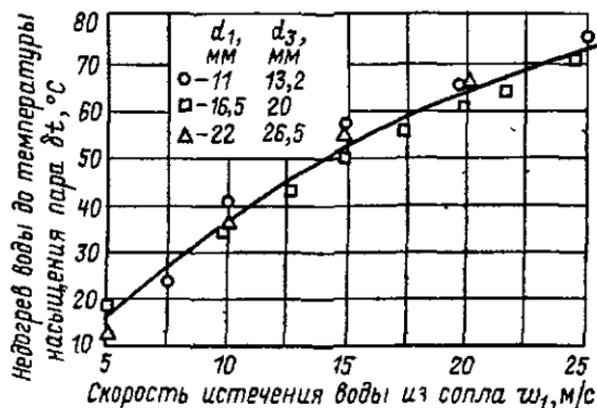
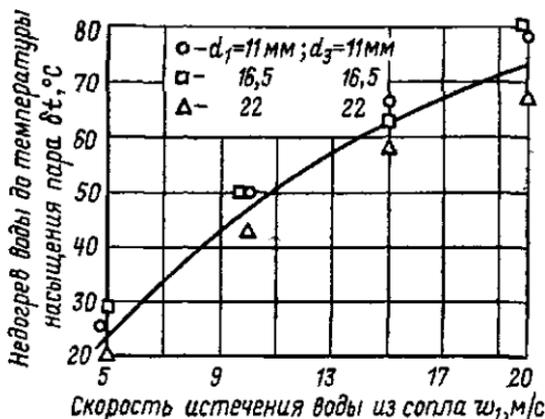
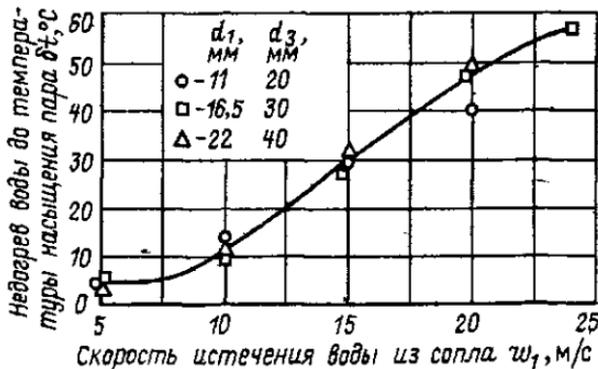


Рис. 10.10. Зависимость недогрева от скорости истечения при отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 1,46$ :  
 $t_p = 3^\circ\text{C}$ ;  $p_H = 0,22$  МПа

Рис. 10.11. Зависимость недогрева от скорости истечения при отношении сечений  $f_3/f_{p1} = 3,32$ :  
 $t_p = 3^\circ\text{C}$ ;  $p_H = 0,22$  МПа



Для струйных подогревателей, так же как и для других типов струйных аппаратов, критерием, определяющим работу аппарата, является отношение  $f_3/f_{p1}$ .

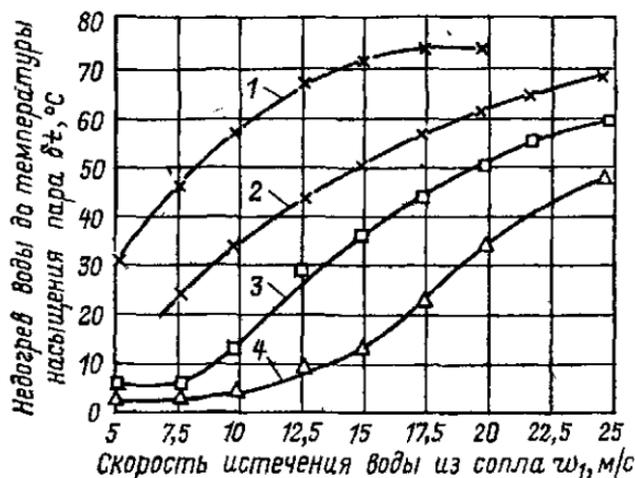


Рис. 10.12. Зависимость недогрева от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения:  $d_1 = 16,5$  мм;  $t_p = 3 \pm 5$  °С;  $p_H = 0,22$  МПа

№ характеристики	1	2	3	4
Диаметр камеры смешения $d_3$ , мм	16,5	20	30	40
Отношение сечений $f_3/f_{p1}$	1	1,46	3,3	5,9

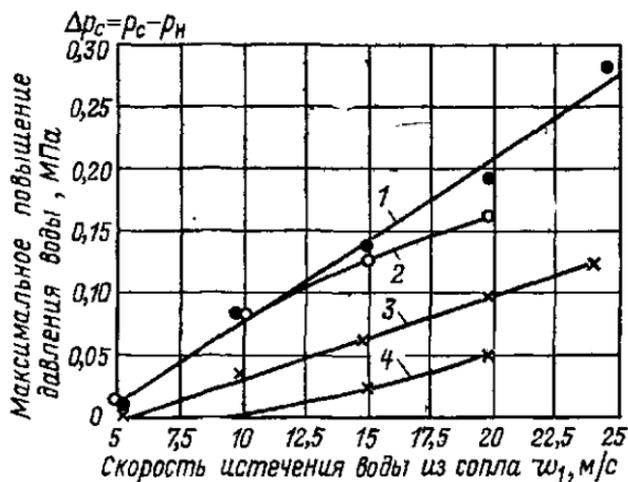


Рис. 10.13. Зависимость восстановления давления от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения: условия опытов см. на рис. 10.12

При сопле с  $d_1 = 16,5$  мм опыты проводились с шестью камерами смешения в широком диапазоне отношений от  $f_3/f_{p1} = 1$  до  $f_3/f_{p1} = 5,9$  (рис. 10.12 и 10.13). Из приведенных графиков видно, что с ростом скорости истечения из сопла при всех исследованных соплах и камерах смешения растет как величина недогрева воды до температуры насыщения  $\delta t$ , так и величина восстановленного перепада давлений. С увеличением отношения сечений  $f_3/f_{p1}$  при постоянной ско-

рости истечения воды из сопла значения  $\delta t$  и  $(p_c - p_n)_{\max}$  уменьшаются (рис. 10.14 и 10.15). Из приведенных материалов следует, что выбор отношения сечений  $f_3/f_{p1}$  должен определяться заданными условиями работы струйного подогревателя.



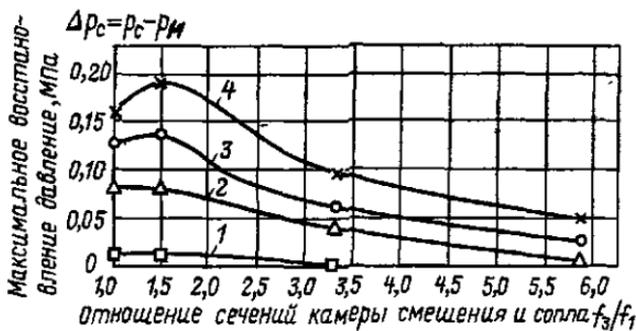
Рис. 10.14. Зависимость недогрева от отношения сечений  $f_3/f_{p1}$  при различных скоростях истечения  $w_1$ :

$d_1 = 16,5$  мм; длина камер смещения  $l_k = 1,5 d_2$ ;  $t_p = 2 \pm 6$  °C;  $p_n = 0,22$  МПа

№ характеристики	1	2	3	4	5
Скорость истечения из сопла $w_1$ , м/с	5	10	15	20	25

Рис. 10.15. Зависимость восстановления давления  $(p_c - p_n)_{\max}$  от отношения сечений  $f_3/f_{p1}$  при различных скоростях истечения  $w_1$ :

условия опытов см. на рис. 10.14



Если требуется получение минимального недогрева, следует идти на большие отношения сечений  $f_3/f_{p1}$ , однако это связано с меньшим восстановлением давления. Если величина недогрева не играет большой роли, следует выбрать меньшее отношение сечений  $f_3/f_{p1}$ ; при этом может быть получено большее восстановление давления. Расчет  $f_3/f_{p1}$  пока не может быть произведен. Поэтому выбор значений  $f_3/f_{p1}$  для проектируемых аппаратов должен производиться на основе опытных данных.

#### 10.2.4. Длина камеры смешения

Проточная часть струйного подогревателя с удлиненной камерой смешения представлена на рис. 10.16. Как показали проведенные опыты, переход от короткой камеры смешения к длинной значительно улучшил работу подогревателя.

Зависимость недогрева от положения сопла при длинных камерах смешения примерно такая же, как и при коротких (рис. 10.17). Недогрев  $\delta t$ , как это видно из рис. 10.18, при удлинении камеры смешения несколько снижается. Это наблюдалось для всех исследованных камер смешения, особенно при больших отношениях сечений и скоростях истечения.

Характер восстановления давления при изменении положения сопла (рис. 10.19) отличается тем, что имеет место резко выраженный максимум при расстоянии сопла

от камеры смешения 40—60 мм. Значение максимального восстановления давления намного превышает соответствующее восстановление давления при установке короткой камеры смешения. Увеличение максимального  $\Delta p_c$  при удлинении цилиндрических камер смешения имеет место при всех скоростях истечения (рис. 10.20).

Из сравнения камер смешения с длиной  $l_k = 5d_3$  и  $l_k = 10d_3$  следует, что лучшие результаты получаются при камере смешения  $5d_3$ . Эта длина камеры смешения может быть рекомендована при проектировании струйных подогревателей.

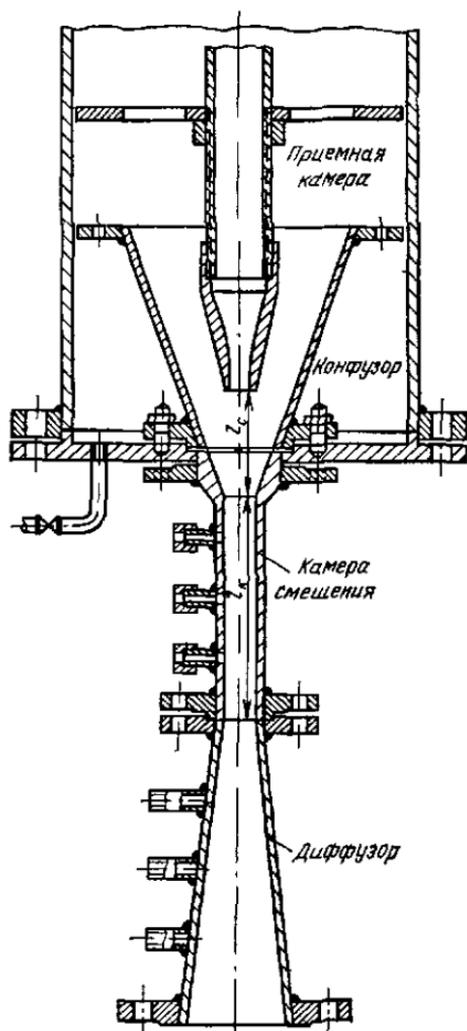


Рис. 10.16. Проточная часть струйного подогревателя с удлиненной цилиндрической камерой смешения

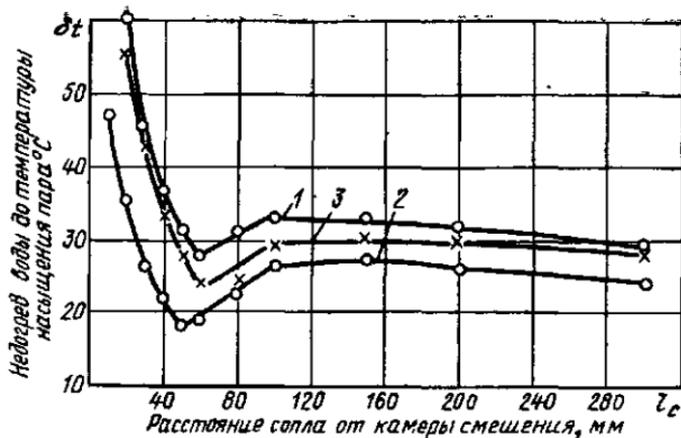


Рис. 10.17. Зависимость недогрева  $\delta t$  от положения сопла  $l_c$  при различных длинах камеры смещения:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 30$  мм;  $f_2/f_{p1} = 3,3$ ;  $w_1 = 15$  м/с;  $t_p = 2 \pm 4$  °C;  $p_H = 0,22$  МПа

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смещения $l_k$ , мм	45	151	284
$l_k/d_2$	1,5	5	9,4

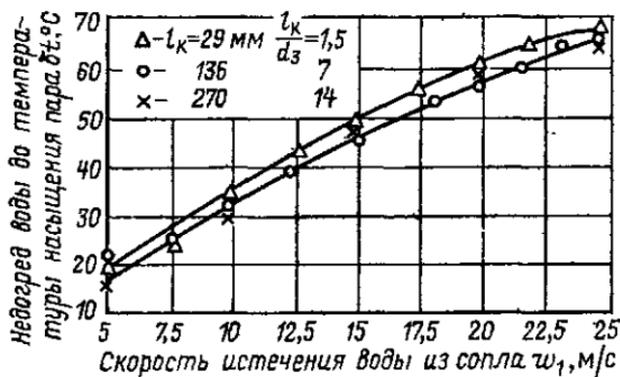


Рис. 10.18. Зависимость недогрева  $\delta t$  от скорости истечения при различных длинах камер смещения:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $p_H = 0,22$  МПа

### 10.2.5. Исследование работы струйного подогревателя с промежуточными конусами

Ряд опытных данных показывает, что установка промежуточных конусов в приемной камере улучшает нагрев воды в струйном подогревателе. Описанные в литературе конструкции струйных конденсаторов выполняются в большинстве случаев многоконусными. Поэтому представляло интерес уточнение влияния промежуточных ко-

нусов на работу подогревателя и в частности следующих конструктивных факторов: положения сопла, расстояния между промежуточными конусами, числа промежуточных конусов, различных диаметров камер смешения и промежуточных конусов.

На рис. 10.21 показана проточная часть подогревателя с установленными в приемной камере промежуточными конусами. К нижней крышке приемной камеры присоединяется фланец, в который ввернуты четыре стержня  $\varnothing 10$  мм. На эти стержни надеваются промежуточные конусы. Расстояние между конусами фиксируется простав-

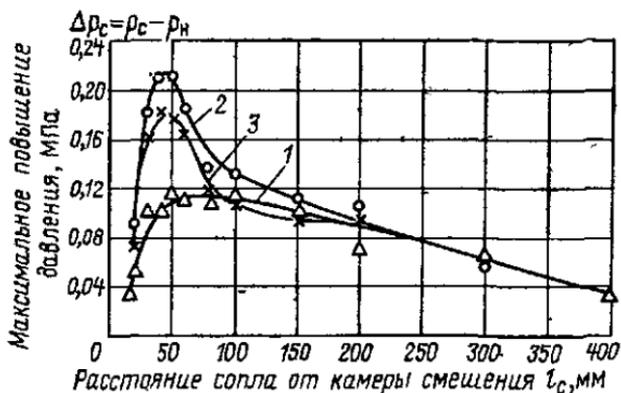


Рис. 10.19. Зависимость максимального повышения давления от положения сопла при различных длинах камеры смешения:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_3 = 20$  мм;  $f_3/f_{p1} = 1,46$ ;  $p_n = 0,22$  МПа;  $\omega_1 = 15$  м/с

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смешения $l$ , мм	29	136	270
$l_k/d_3$	1,5	7	14

ками. Опыты проводились с соплом диаметром  $d_1 = 16,5$  мм и камерой смешения диаметром  $d_3 = 20$  мм, длиной  $l_k = 136$  мм. Некоторые опыты проводились с камерой смешения  $d_3 = 30$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,3$ ). Длины проставок, которые использовались при проведении опытов, составляли 25, 35 и 50 мм. Эскизы различных вариантов установки промежуточных конусов приведены на рис. 10.22.

В дальнейшем для описания варианта проточной части приняты следующие обозначения: сначала указываются число промежуточных конусов и их выходной диаметр, затем длины проставок между конусами (порядок их принят по ходу воды). Например, обозначение  $3 d_{п.к} = 20$  мм,  $l_{п.к} = 35; 35; 50$  указывает, что установлены три промежуточных конуса диаметром 20 мм, расстояние между первым и вторым конусом 35 мм, между вторым и третьим 35 мм, между третьим и началом входного участка камеры смешения 50 мм. Положение сопла  $l_c$  отсчитывалось от входного сечения первого промежуточного конуса, которое принималось за нуль отсчета; отрицательные

значения  $l_c$  соответствовали вдвижению сопла внутрь промежуточного конуса.

**Положение рабочего сопла.** При установке промежуточных конусов область устойчивой работы подогревателя значительно сужается: при  $l_c > 50 \div 80$  мм, т. е.  $l_c > 3 \div 5$  калибров сопла, работа подогре-

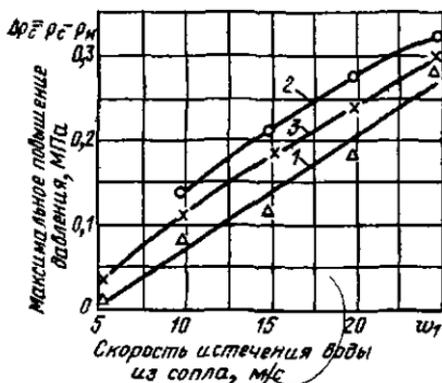


Рис. 10.20. Зависимость максимального повышения давления от скорости истечения при различной длине камеры смешения:

$d_1 = 18,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $f_2/f_1 = 1,46$ ;  
 $p_H = 0,22$  МПа

№ характеристики	1	2	3
Длина камеры смешения $l_K$ , мм	29	136	270
$l_K/d_2$	1,5	7	14

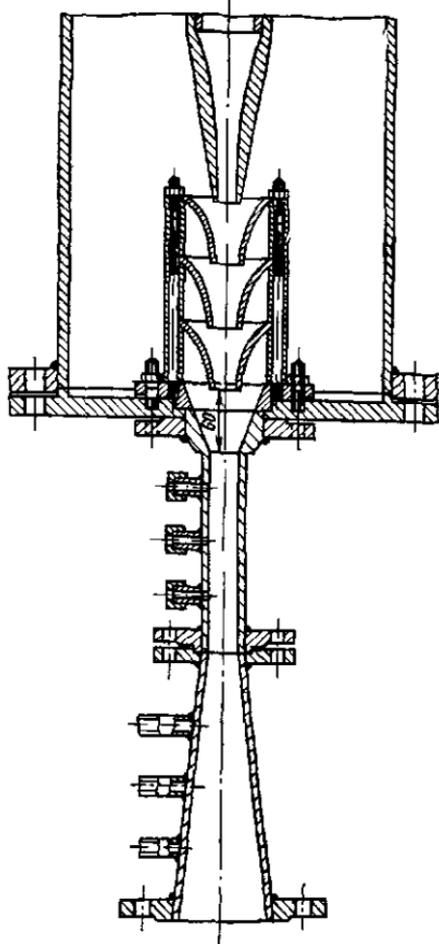


Рис. 10.21. Проточная часть подогревателя с промежуточными конусами

вателя становится неустойчивой, что выражается в колебаниях давления в приемной камере.

На рис. 10.23 представлены характеристики струйного подогревателя при установке одного, двух и четырех промежуточных конусов и изменении положения сопла.

Как видно из рис. 10.23, недогрев имеет слабо выраженный минимум при  $l_c = 10 \div 0$  мм. Значения  $p_c - p_H$  для этих же положений сопла имеют максимум. Обращает на себя внимание уменьшение значения  $p_p - p_H$  (при постоянной скорости истечения) при вдвижении

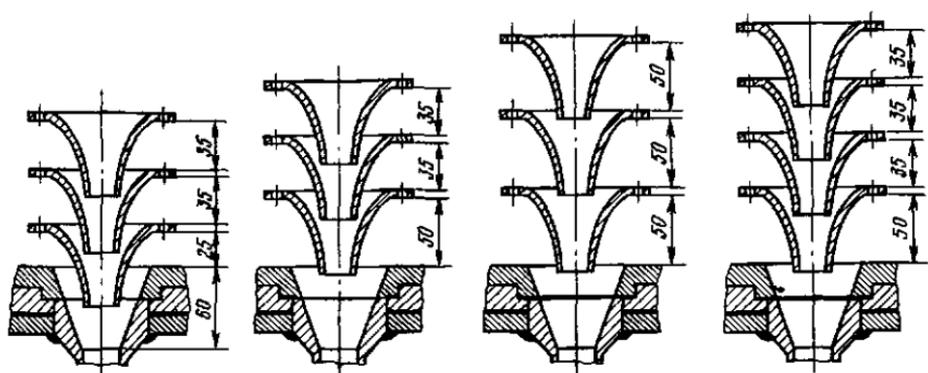


Рис. 10.22. Варианты установки промежуточных конусов

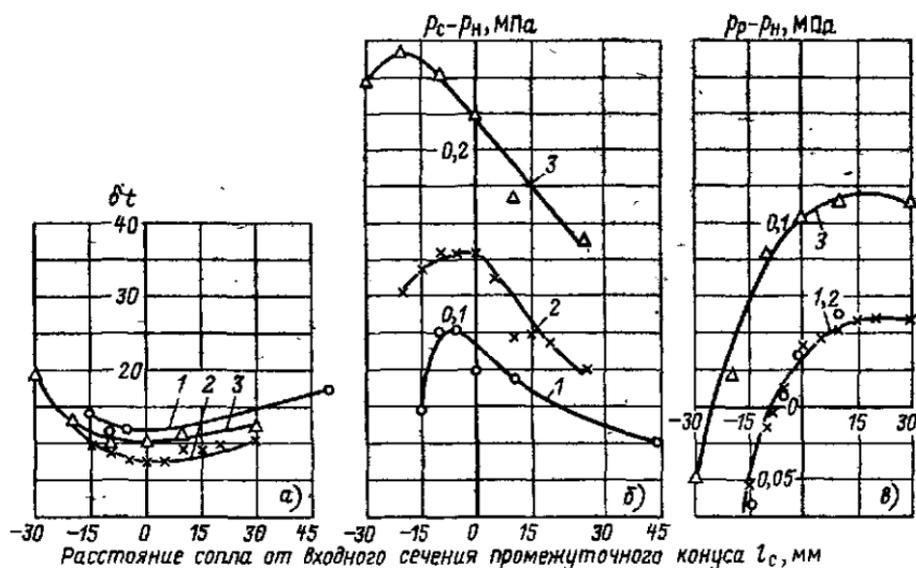


Рис. 10.23. Характеристика подогревателей с промежуточными конусами при изменении положения сопла:

$d_1 \approx 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $p_H = 0,22$  МПа;  $t_p = 2 \pm 4$  °С; диаметр промежуточных конусов

$$d_{п.к} = 20 \text{ мм:}$$

№ характеристики	1	2	3
Число промежуточных конусов	1	2	4
Расстояние между конусами, мм	50	35–50	35–35–35–50
Скорость истечения воды из сопла $w_1$ , м/с	10	10	15

$a - \delta t$  — недогрев воды до температуры насыщения нижеквотируемого пара, °С;  $b - \Delta p_c = p_c - p_H$  — максимальное повышение давления воды в подогревателе;  $v - \Delta p_p = p_p - p_H$  — перепад давлений в рабочем сопле

сопла внутрь промежуточного конуса. Вследствие значительного со-  
 вращения кольцевой щели между соплом и первым промежуточным  
 конусом уменьшаются количество натекающего пара и давление в вы-  
 ходном сечении сопла.

Все основные опыты со струйным подогревателем проводились  
 при положении сопла  $l_c = -10 \div 0$  мм, т. е. при положении сопла,  
 при котором его конец немного вдвинут внутрь первого промежуточ-

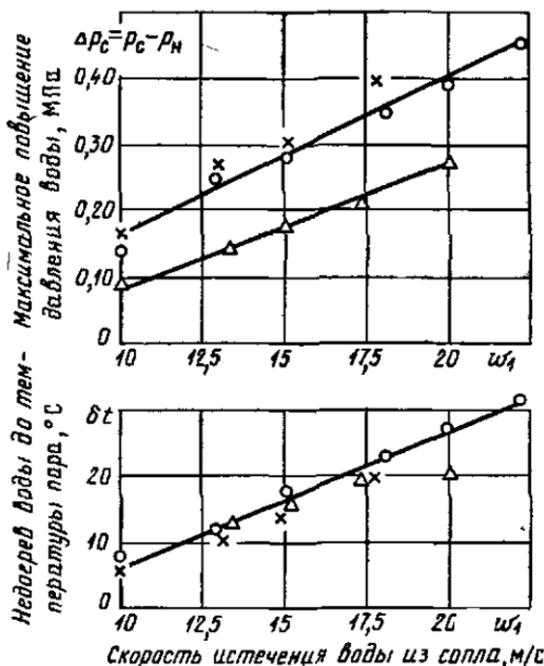


Рис. 10.24. Характеристика подогревателя при различных расстояниях между промежуточными конусами:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм; число промежуточных конусов 3;  $p_n = 0,22$  МПа;  $t_p = 2$  °С:

Условные обозначения опытных точек

Расстояние между промежуточными конусами, мм

○ × △  
 35—35—25 35—35—50 50—50—50

ного конуса. Таким образом, на основании проведенных опытов можно заключить, что в струйных подогревателях с промежуточными конусами, так же как и в аппаратах с простейшей формой проточной части, при работе на холодной воде оптимальным является положение сопла, при котором поток пара, натекающего на струю, получает направление движения, параллельное струе воды. Специальные опыты показали, что при подаче в сопло горячей воды количество натекающего пара мало и положение сопла почти не оказывает влияния на работу подогревателя.

**Расстояние между промежуточными конусами.** Эта зависимость исследовалась на модели подогревателя с тремя промежуточными

конусами. На рис. 10.22 приведены три варианта их установки:  $l_{п.к} = 35-35-25$  мм;  $l_{п.к} = 35-35-50$  мм;  $l_{п.к} = 50-50-50$  мм. Во всех трех случаях выходное сечение рабочего сопла было вдвинуто внутрь первого промежуточного конуса на 5–10 мм.

Изменение расстояния между конусами практически не оказывает влияния на величину недогрева (рис. 10.24). Величина восстановле-

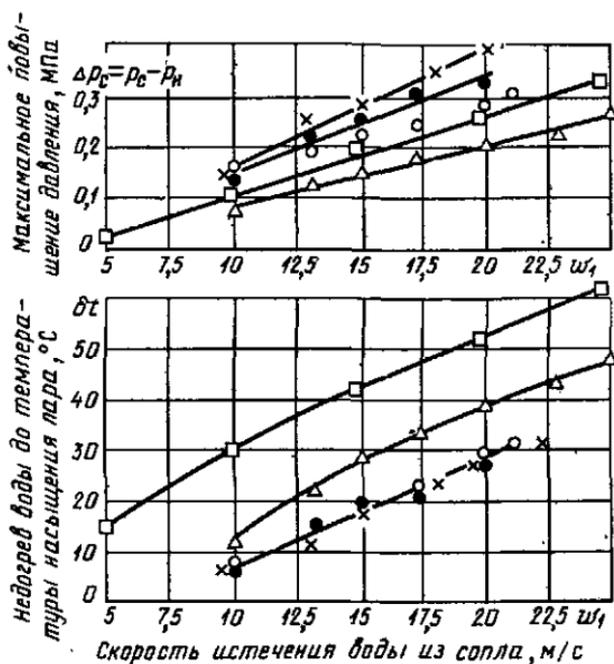


Рис. 10.25. Характеристики подогревателя с различными числами промежуточных конусов:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $d_{п.к} = 20$  мм;  $t_p = 2$  °С;  $p_n = 0,22$  МПа:

Условные обозначения опытных

точек . . . . .

Число промежуточных конусов

Расстояние между промежуточ-

ными конусами, мм . . . .

□	△	○	×	●
0	1	2	3	4
—	50	35—50	35—35—25	35—35—35—50

ния давления  $p_c - p_n$  падает при чрезмерном увеличении расстояния между конусами ( $l_{п.к} = 50-50-50$  мм). Наилучшие результаты дает такая установка промежуточных конусов, при которой они оказываются вдвинутыми один в другой и пар натекает на струю через небольшие кольцевые щели параллельно струе воды.

Число промежуточных конусов изменялось от 1 до 4. Все остальные условия оставались неизменными. Диаметры промежуточных конусов были равны 20 мм, диаметр камеры смещения  $d_3 = 20$  мм. При установке промежуточных конусов значение недогрева резко

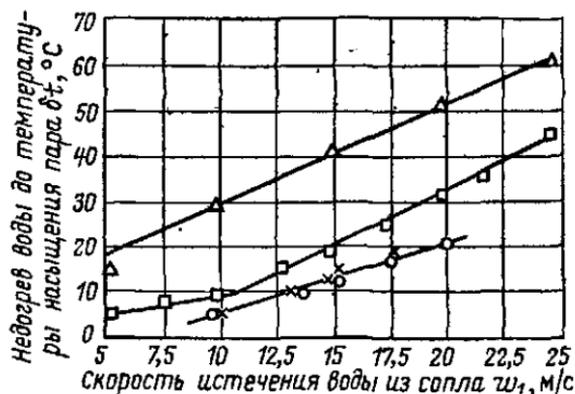


Рис. 10.26. Зависимость недогрева от скорости истечения воды при различных диаметрах камеры смешения:

$$d_1 = 16,5 \text{ мм}; p_H = 0,22 \text{ МПа};$$

Условные обозначения опытных точек . . .	×	○	△	□
Диаметры камеры смешения $d_3$ , мм . . . . .	20	30	20	30
Число промежуточных конусов . . . . .	3	3	0	0
Диаметр промежуточных конусов $d_{п.к.}$ , мм . . . . .	20	20	—	—
Расстояние между промежуточными конусами, мм . . . . .	35—35—50	35—35—50	—	—
Температура рабочей воды $t_p$ , °C . . . . .	2	2	19	20

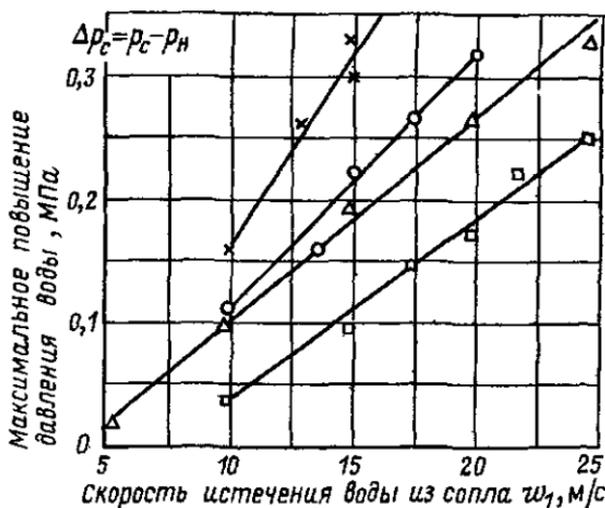


Рис. 10.27. Зависимость восстановления давления от скорости истечения при различных диаметрах камеры смешения:

$$d_1 = 16,5 \text{ мм}; p_H = 0,22 \text{ МПа};$$

условия опытов см. на рис. 10.26

падает (рис. 10.25). При установке одного промежуточного конуса недогрев уменьшается примерно на  $15^\circ\text{C}$  на всем диапазоне исследованных скоростей. При двух промежуточных конусах недогрев уменьшается еще на  $10^\circ\text{C}$ . Дальнейшее увеличение числа промежуточных конусов (3 и 4 промежуточных конуса) уже не дает уменьшения недогрева. Увеличение числа промежуточных конусов до трех увеличи-

вает восстановление давления. При установке четвертого конуса дальнейшего роста  $p_c - p_n$  не происходит. Таким образом, проведенные опыты показали, что при работе на холодной воде оптимальной является установка трех промежуточных конусов.

Диаметры камер смешения и промежуточных конусов. При проведении опытов со струйным подогревателем без промежуточных конусов было обнаружено весьма сильное влияние на работу подогревателя отношения сечений камеры смешения и рабочего сопла  $f_3/f_{p1}$ .

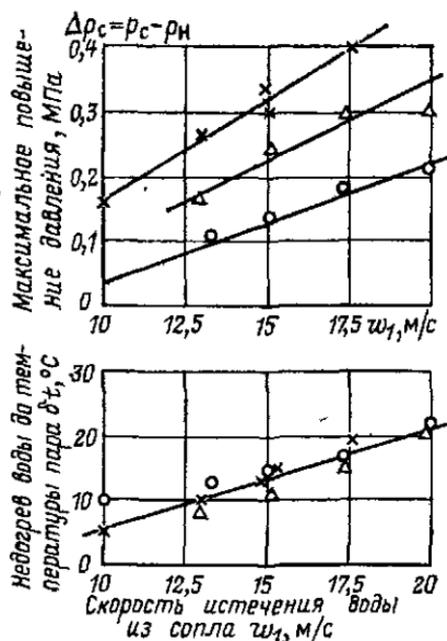


Рис. 10.28. Характеристики подогревателя с промежуточными конусами различных диаметров:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $p_n = 0,22$  МПа;  $t_p = 2$  °С; число промежуточных конусов 3; расстояние между промежуточными конусами 35—35—50 мм

Условные обозначения опытных точек . . . . .

Диаметр промежуточных конусов, мм . . . . .

× ○ Δ  
20 30 20—25—30

Увеличение диаметра камеры смешения с 20 до 30 мм при диаметре сопла  $d_1 = 16,5$  мм (увеличение  $f_3/f_{p1}$  с 2,4 до 3,3) снижало недогрев примерно на 20—25 °С во всем диапазоне изменений скорости истечения воды из сопла. Вместе с этим уменьшалось и значение восстановленного напора на 0,06—0,08 МПа.

При наличии промежуточных конусов это положение изменяется. Такое же увеличение  $f_3/f_{p1}$  при установленных трех промежуточных конусах совершенно не сказывается на недогреве. Значение восстановления давления  $\Delta p_c$  уменьшается (рис. 10.26 и 10.27).

Примерно такой же результат дает увеличение диаметров промежуточных конусов при неизменном диаметре камеры смешения (рис. 10.28). Увеличение диаметра промежуточных конусов почти не оказывает влияния на нагрев воды в аппарате, но уменьшает восстановление давления.

## 10.3. Влияние режимных факторов

### 10.3.1. Расход рабочей воды

Описанное в предыдущем параграфе влияние конструктивных факторов на работу струйного подогревателя характеризовалось недогревом воды до температуры насыщения греющего пара. Эта величина определяется расходом инжектируемого пара. Максимальный расход инжектируемого пара имеет место при недогреве  $\delta t = 0$ . При этом коэффициент инжекции струйного подогревателя

$$u = u_{\max} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{р}}} \frac{c(t_{\text{с}} - t_{\text{р}})}{i_{\text{п}} - ct_{\text{с}}} = \frac{c\Delta t}{r},$$

где  $\Delta t$  — нагрев воды в подогревателе;  $r$  — скрытая теплота конденсации инжектируемого пара.

При  $p_{\text{н}} = 0,22$  МПа,  $r = 2180$  кДж/кг,  $t_{\text{н}} = 122$  °С температуре рабочей воды  $t_{\text{р}} = 10$  °С отвечает максимальный коэффициент инжекции  $u_{\max} = 0,214$ . При температуре  $t_{\text{р}} = 50$  °С  $u_{\max} = 0,14$ . Указанные максимальные коэффициенты инжекции могут быть практически реализованы лишь при истечении струи воды в паровое пространство большого объема. При этом, однако, кинетическая энергия пара, натекающего на струю, не используется и давление нагретой воды не превышает давления греющего пара.

В струйном подогревателе, где струя воды и часть несконденсировавшегося пара попадают из приемной камеры в камеру смешения ограниченного сечения, давление в последней оказывается ниже, чем давление пара в приемной камере. В этом случае максимальная температура нагретой воды не может превышать температуру насыщения при давлении в камере смешения.

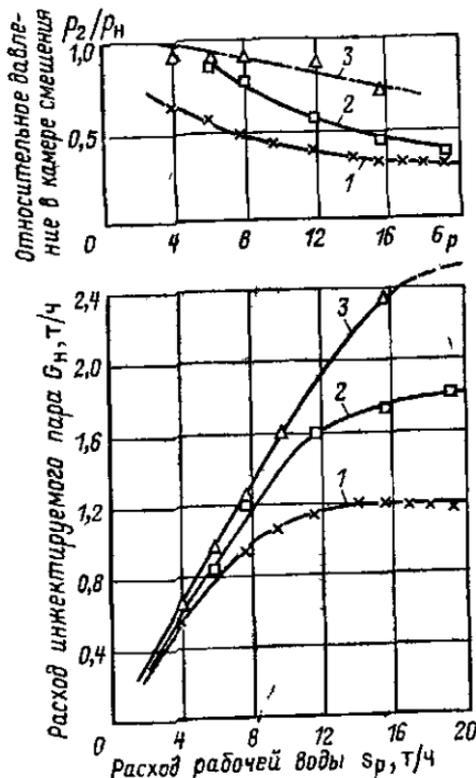


Рис. 10.29. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды:

$$d_1 = 16,5 \text{ мм}; p_{\text{н}} = 0,22 \text{ МПа}; t_{\text{р}} = 2 \text{ °С};$$

№ характеристики	1	2	3
$d_3$ , мм	20	30	40
$f_3/f_{p1}$	1,46	3,3	5,9
$l_k/d_3$	7	5	4

Если при неизменных температуре рабочей воды и давлении инжестируемого пара увеличивать расход воды, то давление  $p_2$  во входном сечении камеры смешения будет снижаться, а расход инжестируемого пара — возрастать, хотя и медленнее, чем расход рабочей воды. Поэтому коэффициент инжестии будет снижаться, а недогрев до температуры насыщения пара — возрастать. Наконец, при некотором расходе рабочей воды давление в камере смешения снизится настолько, что отношение  $p_2/p_n$  станет меньше критического отношения давлений. При этом расход инжестируемого пара достигает определенного максимального значения  $(w)_{\max}$ . При дальнейшем увеличении расхода рабочей воды отношение давлений  $p_2/p_n$  продолжает

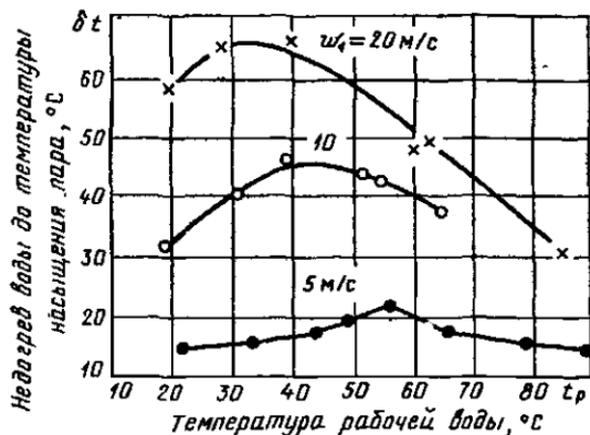


Рис. 10.30. Зависимость недогрева от температуры поступающей воды:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_3 = 20$  мм;  $f_3/f_{p1} = 1,46$ ;  $l_k = 136$  мм;  $p_n = 0,22$  МПа

снижаться, однако это, как и в случае критического истечения пара через сопло постоянного сечения, не приводит к увеличению расхода инжестируемого пара (рис. 10.29).

Как видно из графика на рис. 10.29, чем больше отношение сечений камер смешения и рабочего сопла  $f_3/f_{p1}$ , тем при всех прочих равных условиях выше отношение давлений  $p_2/p_n$ , т. е. тем меньше падение давления потока при входе в камеру смешения. При значениях  $p_2/p_n$ , больших критического отношения давлений, расходы инжестируемого пара мало зависят от диаметра камеры смешения. При этом коэффициенты инжестии близки к максимальным.

По мере увеличения расхода рабочей воды критическое отношение давлений достигается сначала у подогревателя с камерой смешения  $d_3 = 20$  мм, т. е. с малым отношением сечений ( $f_3/f_{p1} = 1,46$ ). При этом был достигнут максимальный расход инжестируемого пара  $G_n = 1,1 \div 1,2$  т/ч. При камере смешения  $d_3 = 30$  мм ( $f_3/f_{p1} = 3,3$ ) критическое отношение давлений наступает при примерно вдвое большем расходе воды. Соответствующий максимальный расход пара составлял 1,8 т/ч. При камере смешения  $d_3 = 40$  мм ( $f_3/f_{p1} = 5,9$ ) критическое отношение давлений  $P_{n*}$  не было достигнуто даже при максимальном по условиям опытов расходе воды, равном 20 т/ч. Поэтому,

как видно из рис. 10.29, не был достигнут и максимальный расход инжектируемого пара.

Аналогичный характер носят зависимости расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды для всех исследованных сопел и камер смешения.

### 10.3.2. Температура рабочей воды

Опыты по исследованию работы подогревателя при различных диаметрах сопла и камеры смешения, различных длинах камеры смешения и формах сопла и установке промежуточных конусов проводились с водой, температура которой была равна температуре водопроводной воды. Для исследования влияния температуры поступающей воды на работу подогревателя были проведены специальные опыты. Опыты проводились с соплами с  $d_1 = 16,5$  и  $22$  мм при различных диаметрах камер смешения и скоростях истечения. Температура поступающей воды изменялась от  $10$  до  $80-85^\circ\text{C}$ .

Опыты выявили единообразную зависимость недогрева воды и восстановления давления от температуры поступающей воды. При постоянных скорости истечения из сопла и давлении пара в приемной камере с повышением температуры поступающей воды недогрев воды увеличивается: при некоторой температуре поступающей воды он до-

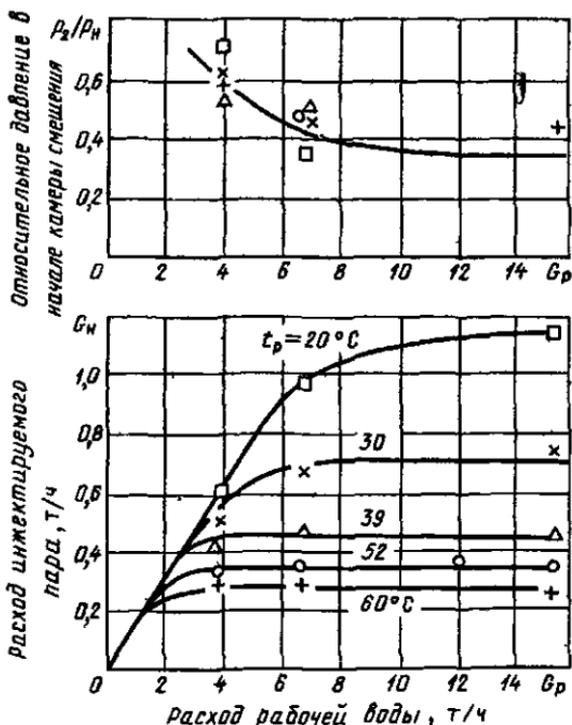


Рис. 10.31. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при различных температурах рабочей воды:  $d_1 = 16,5$  мм,  $d_2 = 20$  мм;  $l_K = 136$  мм,  $p_H = 0,22$  МПа

стигает максимума, а затем начинает уменьшаться (рис. 10.30). Максимальный недогрев имеет место при температурах поступающей воды 30—60 °С, причем с уменьшением скорости истечения воды из сопла температура  $t_p$ , при которой имеет место максимальный недогрев, увеличивается, а максимум на кривой недогрева становится

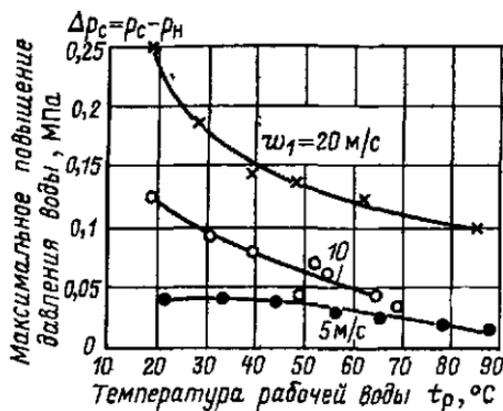
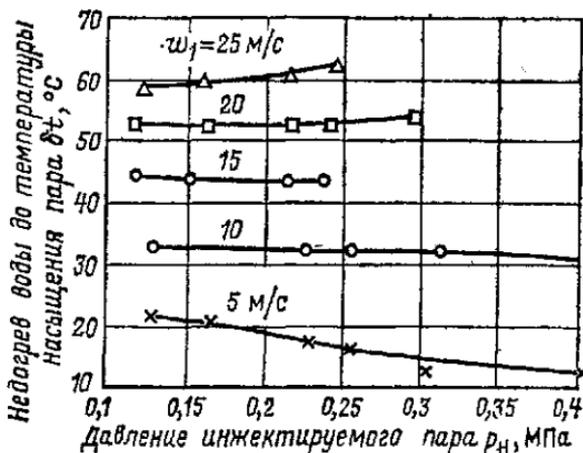


Рис. 10.32. Зависимость восстановления давления от температуры поступающей воды:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $f_2/f_{p1} = 1,46$ ;  
 $l_K = 136$  мм;  $p_H = 0,22$  МПа

Рис. 10.33. Зависимость недогрева воды до температуры насыщения пара от давления инжестируемого пара при различных скоростях истечения воды:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  
 $f_2/f_{p1} = 1,46$ ;  $l_K = 136$  мм;  $t_p = 2 + 4$  °С



менее заметным. При повышенных температурах рабочей воды увеличение расхода воды также не приводит к увеличению расхода пара выше определенной максимальной величины (рис. 10.31). Отношение  $p_2/p_H$  практически не зависит от температуры рабочей воды.

Величина восстановления давления с увеличением  $t_p$  уменьшается (рис. 10.32). Это объясняется, очевидно, тем, что в результате уменьшения нагрева воды уменьшается количество конденсируемого пара, кинетическая энергия которого существенно влияет на значение восстановления давления. Такие же результаты получаются и для струйного подогревателя с промежуточными конусами.

### 10.3.3. Давление инжектируемого пара

Описанные выше опыты по исследованию работы струйного подогревателя при различных диаметрах сопла и камеры смешения, длинах камеры смешения, температурах поступающей воды проводились при одном давлении инжектируемого пара  $p_n = 0,22$  МПа. Для исследования влияния давления пара на работу подогревателя были проведены специальные опыты. Давление инжектируемого пара изменялось от 0,12 до 0,5 МПа.

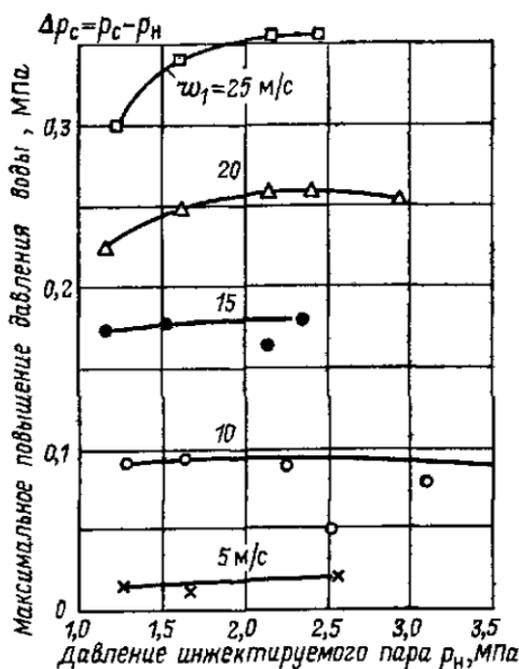


Рис. 10.34. Зависимость восстановления давления от давления инжектируемого пара при различных скоростях истечения воды: условия опытов см. на рис 10.33

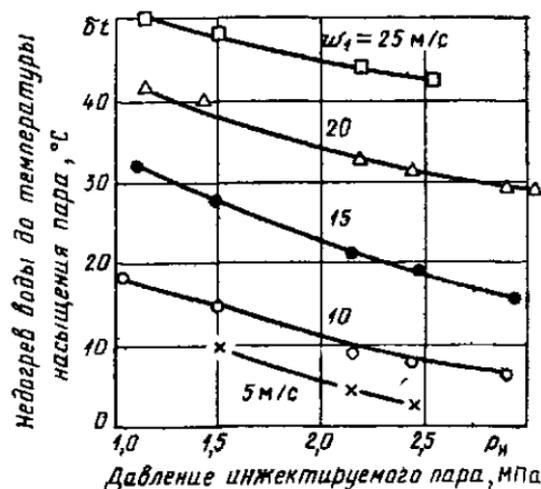


Рис. 10.35. Зависимость недогрева воды до температуры насыщения пара от давления инжектируемого пара при различных скоростях истечения  $\omega_1$ :  $d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 30$  мм;  $l_k = 151$  мм;  $t_p = 2-4$  °С

Проверка оптимального положения сопла при повышенном давлении пара показала, что оно не изменилось. Не изменился также и характер зависимости недогрева воды  $\delta t$  и повышения давления  $(p_c - p_n)_{\max}$  от положения сопла. При небольшом отношении сечений ( $f_3/f_{p1} = 1,46$ ) повышение давления пара не приводит к изменению недогрева воды и повышению давления  $(p_c - p_n)_{\max}$  (рис. 10.33 и

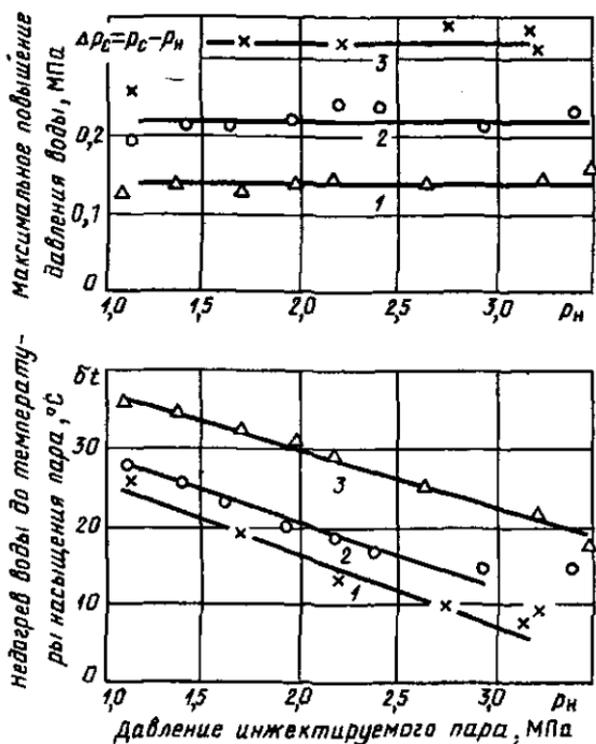


Рис. 10.36. Характеристика подогревателя с различными числами промежуточных конусов при изменении давления пара  $p_n$

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 20$  мм;  $d_{п.к} = 20$  мм;  $t_p = 2$  °C;  $w_1 = 15$  м/с:

№ характеристики	1	2	3
Число промежуточных конусов	1	2	3
Расстояние между конусами, мм	50	35—50	35—50—50

10.34); при больших отношениях сечений ( $f_3/f_{p1} = 3,3$ ), а также при установке промежуточных конусов недогрев воды с повышением давления эжектируемого пара уменьшается (рис. 10.35 и 10.36). Эти значения недогрева определяются расходом инжектируемого пара. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при всех исследованных давлениях пара имеет идентичный характер (рис. 10.37).

Рис. 10.37. Зависимость расхода инжектируемого пара от расхода рабочей воды при различных давлениях инжектируемого пара

$p_H$ :  
 $d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 30$  мм;  $f_2/f_{p1} = 3,3$ ;  $l_K = 151$  мм;  $t_p = 2$  °С

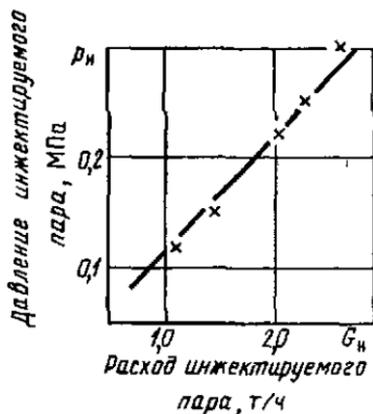
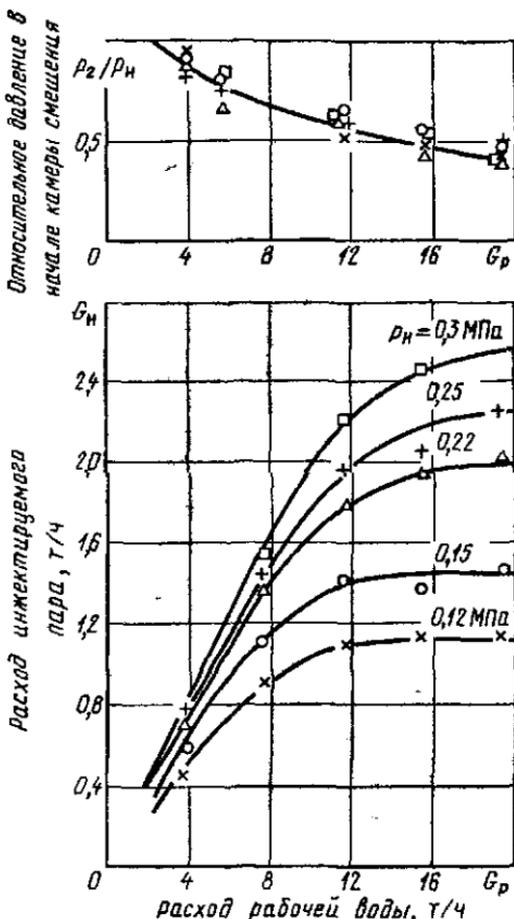


Рис. 10.38. Зависимость максимального расхода инжектируемого пара от его давления:

$d_1 = 16,5$  мм;  $d_2 = 30$  мм;  $f_2/f_{p1} = 3,3$ ;  $l_K = 151$  мм;  $t_p = 2$  °С



Значения  $p_2/p_H$  не зависят от давления пара. Поэтому максимальный расход пара достигается примерно при одном и том же расходе воды независимо от давления пара. Максимальный расход пара пропорционален его давлению (рис. 10.38), что свидетельствует о наличии критического течения инжектируемого пара.

Обозначение Функции	Основные соотношения		
$\lambda$	$\lambda$	$\lambda_{\text{макс}} \sqrt{1-\tau}$	$\lambda_{\text{макс}} \sqrt{1-\Pi^{k-1/k}}$
$\tau$	$1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2$	$\tau$	$\Pi^{k-1/k}$
$\Pi$	$\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{k/k-1}$	$\tau^{k/k-1}$	$\Pi$
$e$	$\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{1/k-1}$	$\tau^{1/k-1}$	$\Pi^{1/k}$
$\beta$	$\frac{1}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{1/k-1}}$	$\frac{1}{\tau^{1/k-1}}$	$\frac{1}{\Pi^{1/k}}$
$q$	$\left(\frac{k+1}{2}\right)^{1/k-1} \times$ $\times \lambda \left(1 - \frac{\lambda^2}{\lambda_{\text{макс}}^2}\right)^{1/k-1}$	$\lambda_{\text{макс}} \left(\frac{\tau}{\tau_x}\right)^{1/k-1} \times$ $\times \sqrt{1-\tau}$	$\lambda_{\text{макс}} \left(\frac{\Pi}{\Pi_x}\right)^{1/k} \times$ $\times \sqrt{1-\Pi^{k-1/k}}$

каф. МАХП УГТУ (343) 375-4448

динамических функций

		Значение газодинамических функций		
		$\lambda=0$	$\lambda=1$	$\lambda_{\text{макс}}$
$\lambda_{\text{макс}} \sqrt{1-\varepsilon^{k-1}}$	$\lambda_{\text{макс}} \sqrt{1-\frac{1}{\beta^{k-1}}}$	0	$\lambda_x = 1,0$	$\lambda_{\text{макс}} =$ $= \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$
$\varepsilon^{k-1}$	$\frac{1}{\beta^{k-1}}$	1	$\tau_x = \frac{2}{k+1}$	0
$\varepsilon^k$	$\frac{1}{\beta^k}$	1	$\Pi_x = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1}$	0
$\varepsilon$	$\frac{1}{\beta}$	1	$e_x = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/k-1}$	0
$\frac{1}{\varepsilon}$	$\beta$	1	$\beta_x = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{1/k-1}$	$\infty$
$\lambda_{\text{макс}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \times$ $\times \sqrt{1-\varepsilon^{k-1}}$	$\lambda_{\text{макс}} \frac{\beta_x}{\beta} \times$ $\times \sqrt{1-\frac{1}{\beta^{k-1}}}$	0	$q_x = 1,0$	0

Числовые значения  $\lambda_{\text{макс}}$ , а также основных газодинамических функций при  $\lambda = 1$

Показатель аднабаты	$\lambda_{\text{макс}}$	$\tau_*$	$\Pi_*$	$\epsilon_*$	$\beta_*$
$k = 1,4$	2,45	0,833	0,528	0,634	1,577
$k = 1,3$	2,768	0,87	0,55	0,628	1,595
$k = 1,25$	2,990	0,889	0,554	0,624	1,602
$k = 1,13$	4,0	0,939	0,57	0,61	1,64

Газодинамические функции для насыщенного водяного пара,  $k = 1,13$

$\lambda$	$\Pi$	$\epsilon$	$\tau$	$\varphi$	$\omega$
0,02	0,9992	0,9993	0,9999	0,03243	0,0324
0,04	0,9992	0,9993	0,9999	0,06486	0,0649
0,06	0,9982	0,9984	0,9998	0,09721	0,0973
0,08	0,9966	0,9970	0,9996	0,1294	0,1298
0,10	0,9948	0,9954	0,9994	0,1615	0,1623
0,12	0,9914	0,9924	0,9991	0,1937	0,1948
0,14	0,9896	0,9908	0,9988	0,2251	0,2274
0,16	0,9861	0,9877	0,9984	0,2565	0,2599
0,18	0,9827	0,9847	0,9980	0,2876	0,2925
0,20	0,9794	0,9817	0,9975	0,3186	0,3252
0,22	0,9743	0,9795	0,9970	0,3497	0,3579
0,24	0,9700	0,9734	0,9965	0,3791	0,3907
0,26	0,9650	0,9690	0,9959	0,4088	0,4235
0,28	0,9590	0,9636	0,9952	0,4378	0,4563
0,30	0,9531	0,9584	0,9945	0,4666	0,4893
0,32	0,9474	0,9533	0,9937	0,4951	0,5223
0,34	0,9400	0,9467	0,9929	0,5223	0,5554
0,36	0,9335	0,9409	0,9921	0,5505	0,5886
0,38	0,9260	0,9342	0,9912	0,5761	0,6218
0,40	0,9179	0,9270	0,9902	0,6017	0,6552
0,42	0,9099	0,9198	0,9892	0,6269	0,6887
0,44	0,9019	0,9128	0,9881	0,6680	0,7222
0,46	0,8932	0,9049	0,9871	0,6755	0,7559
0,48	0,8838	0,8965	0,9859	0,6983	0,7897
0,50	0,8745	0,8881	0,9847	0,7206	0,8236
0,52	0,8653	0,8798	0,9835	0,7424	0,8575
0,54	0,8554	0,8710	0,9822	0,7632	0,8918
0,56	0,8456	0,8621	0,9809	0,7834	0,9260
0,58	0,8351	0,8526	0,9795	0,8025	0,9605
0,60	0,8242	0,8426	0,9780	0,8204	0,9951
0,62	0,8132	0,8328	0,9765	0,8379	1,0298
0,64	0,8023	0,8230	0,9750	0,8547	1,0647
0,66	0,7910	0,8127	0,9734	0,8704	1,1000
0,68	0,7799	0,8025	0,9718	0,8855	1,1350
0,70	0,7681	0,7918	0,9701	0,8994	1,1704

λ	π	ε	τ	φ	ω
0,72	0,7564	0,7811	0,9684	0,9126	1,2060
0,74	0,7443	0,7701	0,9666	0,9248	1,2418
0,76	0,7316	0,7585	0,9647	0,9355	1,2778
0,78	0,7199	0,7476	0,9629	0,9463	1,3140
0,80	0,7070	0,7358	0,9609	0,9568	1,3504
0,82	0,6950	0,7247	0,9590	0,9643	1,3870
0,84	0,6819	0,7126	0,9569	0,9714	1,4238
0,86	0,6696	0,7012	0,9549	0,9786	1,4609
0,88	0,6563	0,6889	0,9527	0,9838	1,4982
0,90	0,6438	0,6773	0,9506	0,9892	1,5357
0,92	0,6304	0,6648	0,9483	0,9925	1,5735
0,94	0,6172	0,6524	0,9461	0,9952	1,6116
0,96	0,6049	0,6409	0,9437	0,9984	1,6499
0,98	0,5916	0,6283	0,9414	0,9992	1,6885
1,00	0,5787	0,6162	0,9390	1,0000	1,7274
1,02	0,5654	0,6037	0,9365	0,9993	1,7666
1,04	0,5524	0,5915	0,9340	0,9983	1,8061
1,06	0,5392	0,5789	0,9314	0,9958	1,8459
1,08	0,5262	0,5665	0,9288	0,9928	1,8860
1,10	0,5135	0,5544	0,9262	0,9896	1,9265
1,12	0,5002	0,5417	0,9234	0,9845	1,9673
1,14	0,4877	0,5296	0,9207	0,9797	2,0084
1,16	0,4749	0,5174	0,9179	0,9740	2,0499
1,18	0,4620	0,5049	0,9150	0,9668	2,0917
1,20	0,4494	0,4927	0,9121	0,9594	2,1340
1,22	0,4372	0,4820	0,9092	0,9543	2,1766
1,24	0,4248	0,4687	0,9061	0,9431	2,2196
1,26	0,4124	0,4566	0,9031	0,9336	2,2630
1,28	0,4001	0,4446	0,9000	0,9235	2,3068
1,30	0,3883	0,4329	0,8969	0,9132	2,3511
1,32	0,3761	0,4209	0,8937	0,9016	2,3958
1,34	0,3646	0,4095	0,8904	0,8905	2,4410
1,36	0,3530	0,3979	0,8871	0,8781	2,4866
1,38	0,3417	0,3866	0,8838	0,8658	2,5328
1,40	0,3305	0,3754	0,8804	0,8529	2,5794
1,42	0,3192	0,3640	0,8769	0,8388	2,6265
1,44	0,3083	0,3530	0,8734	0,8249	2,6741
1,46	0,2976	0,3423	0,8699	0,8110	2,7222
1,48	0,2872	0,3315	0,8663	0,7962	2,7710
1,50	0,2770	0,3211	0,8627	0,7816	2,8203
1,52	0,2730	0,3106	0,8590	0,7661	2,8702
1,54	0,2570	0,3005	0,8552	0,7510	2,9206
1,56	0,2472	0,2903	0,8515	0,7350	2,9717
1,58	0,2375	0,2803	0,8476	0,7187	3,0234
1,60	0,2285	0,2708	0,8438	0,7031	3,0758
1,62	0,2192	0,2610	0,8398	0,6861	3,1288
1,64	0,2103	0,2517	0,8358	0,6698	3,1825
1,66	0,2017	0,2425	0,8318	0,6532	3,2369
1,68	0,1932	0,2335	0,8277	0,6366	3,2921
1,70	0,1851	0,2247	0,8236	0,6199	3,3479
1,72	0,1771	0,2161	0,8194	0,6032	3,4046
1,74	0,1693	0,2075	0,8152	0,5859	3,4620

λ	π	ε	τ	φ	ω
1,76	0,1617	0,1994	0,8109	0,5695	3,5202
1,78	0,1544	0,1914	0,8066	0,5529	3,5793
1,80	0,1474	0,1837	0,8023	0,5366	3,6393
1,82	0,1403	0,1759	0,7978	0,5195	3,7000
1,84	0,1337	0,1729	0,7934	0,5162	3,7618
1,86	0,1272	0,1612	0,7889	0,4865	3,8245
1,88	0,1210	0,1543	0,7843	0,4707	3,8881
1,90	0,1150	0,1474	0,7797	0,4544	3,9527
1,92	0,1090	0,1408	0,7750	0,4387	4,0183
1,94	0,1032	0,1341	0,7703	0,4221	4,0850
1,96	0,0980	0,1280	0,7655	0,4071	4,1528
1,98	0,0928	0,1219	0,7607	0,3916	4,2217
2,00	0,0878	0,1161	0,7559	0,3768	4,2918
2,02	0,0829	0,1104	0,7510	0,3619	4,3630
2,04	0,0783	0,1049	0,7460	0,3472	4,4355
2,06	0,0739	0,0997	0,7410	0,3332	4,5092
2,08	0,0696	0,0945	0,7359	0,3190	4,5842
2,10	0,0655	0,0897	0,7308	0,3056	4,6606
2,12	0,0616	0,0849	0,7257	0,2920	4,7384
2,14	0,0579	0,0803	0,7205	0,2789	4,8176
2,16	0,0543	0,0759	0,7152	0,2660	4,8984
2,18	0,0509	0,07168	0,7099	0,2535	4,9806
2,20	0,0477	0,06766	0,7046	0,2415	5,0644
2,22	0,0446	0,06377	0,6992	0,2297	5,1499
2,24	0,0416	0,06007	0,6938	0,2183	5,2371
2,26	0,0389	0,05651	0,6883	0,2072	5,3260
2,28	0,0364	0,05307	0,6827	0,1963	5,4167
2,30	0,0337	0,04981	0,6771	0,1859	5,5094
2,32	0,0314	0,04673	0,6715	0,1769	5,6040
2,34	0,0291	0,04376	0,6658	0,1661	5,7006
2,36	0,0270	0,04006	0,6601	0,1568	5,7992
2,38	0,0250	0,03828	0,6543	0,1478	5,9001
2,40	0,0232	0,03574	0,6485	0,1392	6,0032
2,42	0,02140	0,03331	0,6426	0,1308	6,1087
2,44	0,01973	0,03002	0,6366	0,1188	6,2166
2,46	0,01819	0,02885	0,6307	0,1151	6,3270
2,48	0,01672	0,02677	0,6246	0,1077	6,4400
2,50	0,01535	0,02482	0,6185	0,10060	6,5557
2,52	0,01409	0,02300	0,6124	0,09406	6,6743
2,54	0,01289	0,02127	0,6062	0,08767	6,7958
2,56	0,01179	0,01965	0,6000	0,08163	6,9203
2,58	0,01076	0,01812	0,5937	0,07586	7,0481
2,60	0,00981	0,01669	0,5874	0,07042	7,1792
2,62	0,00892	0,01534	0,5810	0,06522	7,3138
2,64	0,00809	0,01409	0,5746	0,06052	7,4519
2,66	0,00735	0,01292	0,5682	0,05577	7,5939
2,68	0,00664	0,01182	0,5616	0,05140	7,7398
2,70	0,00599	0,01079	0,5551	0,04727	7,8898
2,72	0,00541	0,00986	0,5485	0,04350	8,0441
2,74	0,00486	0,00897	0,5418	0,03986	8,2029
2,76	0,00436	0,00815	0,5351	0,03649	8,3665
2,78	0,00390	0,00738	0,5283	0,03331	8,5335

$\lambda$	$\Pi$	$\epsilon$	$\tau$	$\varphi$	$\omega$
2,80	0,00348	0,00668	0,5215	0,03199	8,7080
2,82	0,00310	0,00602	0,5147	0,02760	8,8878
2,84	0,00276	0,00544	0,5077	0,02506	9,0726
2,86	0,00245	0,00489	0,5008	0,02268	9,2634
2,88	0,00217	0,00439	0,4938	0,02052	9,4606
2,90	0,00191	0,00393	0,4867	0,01849	9,6644
2,92	0,00168	0,00351	0,4796	0,01662	9,8751
2,94	0,00148	0,00313	0,4725	0,01492	10,0933
2,96	0,00129	0,00278	0,4653	0,01335	10,3193
2,98	0,00113	0,00246	0,4580	0,01190	10,5535
3,00	0,0009	0,00217	0,4507	0,0105	10,9964
3,02	0	0	0,4506	0	

## ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Газодинамические функции для перегретого водяного пара,  $k = 1,3$ 

$\lambda$	$\Pi$	$\epsilon$	$\tau$	$\varphi$	$\omega$
0,02	0,9998	0,9998	0,9999	0,03187	0,0319
0,04	0,9991	0,9993	0,9998	0,06369	0,0637
0,06	0,9980	0,9985	0,9995	0,09546	0,0956
0,08	0,9964	0,9972	0,9992	0,1271	0,1275
0,10	0,9944	0,9957	0,9987	0,1581	0,1595
0,12	0,9919	0,9937	0,9981	0,1900	0,1915
0,14	0,9890	0,9915	0,9974	0,2212	0,2236
0,16	0,9855	0,9888	0,9967	0,2521	0,2557
0,18	0,9818	0,9860	0,9958	0,2828	0,2880
0,20	0,9776	0,9827	0,9948	0,3179	0,3203
0,22	0,9729	0,9791	0,9937	0,3432	0,3527
0,24	0,9679	0,9752	0,9925	0,3729	0,3852
0,26	0,9623	0,9729	0,9912	0,4022	0,4179
0,28	0,9564	0,9663	0,9898	0,4311	0,4507
0,30	0,9501	0,9614	0,9883	0,4596	0,4836
0,32	0,9434	0,9562	0,9866	0,4875	0,5167
0,34	0,9363	0,9506	0,9849	0,5150	0,5499
0,36	0,9288	0,9448	0,9831	0,5420	0,5833
0,38	0,9209	0,9386	0,9812	0,5683	0,6170
0,40	0,9127	0,9321	0,9791	0,5941	0,6508
0,42	0,9040	0,9253	0,9770	0,6193	0,6848
0,44	0,8951	0,9183	0,9747	0,6438	0,7191
0,46	0,8851	0,9109	0,9724	0,6677	0,7536
0,48	0,8761	0,9033	0,9699	0,6909	0,7883
0,50	0,8662	0,8954	0,9674	0,7133	0,8234
0,52	0,8559	0,8872	0,9647	0,7351	0,8587
0,54	0,8453	0,8788	0,9620	0,7561	0,8942
0,56	0,8344	0,8700	0,9591	0,7763	0,9301
0,58	0,8233	0,8610	0,9561	0,7958	0,9664
0,60	0,8119	0,8519	0,9530	0,8145	1,0029

λ	π	ε	τ	φ	ω
0,62	0,8002	0,8424	0,9499	0,8322	1,0398
0,64	0,7883	0,8328	0,9466	0,8493	1,0771
0,66	0,7760	0,8229	0,9432	0,8653	1,1147
0,68	0,7637	0,8127	0,9397	0,8806	1,1528
0,70	0,7511	0,8024	0,9361	0,8950	1,1912
0,72	0,7384	0,7919	0,9324	0,9085	1,2302
0,74	0,7253	0,7811	0,9286	0,9211	1,2695
0,76	0,7122	0,7702	0,9247	0,9327	1,3093
0,78	0,6989	0,7591	0,9206	0,9435	1,3497
0,80	0,6854	0,7478	0,9165	0,9533	1,3905
0,82	0,6718	0,7364	0,9123	0,9622	1,4319
0,84	0,6581	0,7248	0,9080	0,9702	1,4738
0,86	0,6443	0,7130	0,9053	0,9771	1,5163
0,88	0,6304	0,7012	0,8990	0,9833	1,5594
0,90	0,6194	0,6892	0,8943	0,9884	1,6031
0,92	0,6023	0,6771	0,8896	0,9925	1,6475
0,94	0,5882	0,6649	0,8847	0,9958	1,6925
0,96	0,5740	0,6525	0,8798	0,9982	1,7382
0,98	0,5599	0,6401	0,8747	0,9996	1,7847
1,00	0,5457	0,6276	0,8696	1,0000	1,8320
1,02	0,5315	0,6150	0,8643	0,9995	1,8800
1,04	0,5174	0,6024	0,8589	0,9982	1,9289
1,06	0,5032	0,5897	0,8534	0,9960	1,9786
1,08	0,4891	0,5769	0,8479	0,9928	2,0292
1,10	0,4750	0,5641	0,8422	0,9887	2,0807
1,12	0,4611	0,5513	0,8364	0,9838	2,1332
1,14	0,4471	0,5384	0,8305	0,9780	2,1867
1,16	0,4333	0,5268	0,8245	0,9737	2,2413
1,18	0,4196	0,5127	0,8184	0,9640	2,2969
1,20	0,4050	0,4998	0,8122	0,9558	2,3537
1,22	0,3925	0,4870	0,8059	0,9467	2,4117
1,24	0,3791	0,4742	0,7994	0,9370	2,4709
1,26	0,3659	0,4614	0,7929	0,9264	2,5314
1,28	0,3528	0,4487	0,7863	0,9152	2,5932
1,30	0,3399	0,4360	0,7796	0,9032	2,6565
1,32	0,3272	0,4234	0,7727	0,8908	2,7212
1,34	0,3147	0,4109	0,7658	0,8773	2,7875
1,36	0,3023	0,3984	0,7588	0,8634	2,8554
1,38	0,2901	0,3960	0,7516	0,8489	2,9249
1,40	0,2782	0,3738	0,7444	0,8338	2,9962
1,42	0,2665	0,3616	0,7370	0,8182	3,0693
1,44	0,2550	0,3495	0,7295	0,8020	3,1444
1,46	0,2438	0,3376	0,7220	0,7854	3,2215
1,48	0,2327	0,3258	0,7143	0,7683	3,3007
1,50	0,2219	0,3142	0,7065	0,7510	3,3821
1,52	0,2114	0,3026	0,6986	0,7329	3,4658
1,54	0,2011	0,2912	0,6907	0,7146	3,5520
1,56	0,1911	0,2800	0,6826	0,6961	3,6408
1,58	0,1814	0,2690	0,6744	0,6772	3,7322
1,60	0,1719	0,2581	0,6661	0,6580	3,8266
1,62	0,1627	0,2474	0,6577	0,6387	3,9239
1,64	0,1538	0,2369	0,6492	0,6191	4,0244

λ	π	ε	τ	φ	ω
1,66	0,1452	0,2266	0,6406	0,5994	4,1282
1,68	0,1368	0,2165	0,6319	0,5795	4,2355
1,70	0,1287	0,2066	0,6231	0,5596	4,3466
1,72	0,1209	0,1969	0,6141	0,5396	4,4616
1,74	0,1134	0,1874	0,6051	0,5196	4,5808
1,76	0,1062	0,1781	0,5960	0,4996	4,7045
1,78	0,09922	0,1691	0,5866	0,4796	4,8328
1,80	0,09256	0,1603	0,5774	0,4598	4,9662
1,82	0,08618	0,1517	0,5680	0,4400	5,1048
1,84	0,08007	0,1434	0,5584	0,4204	5,2492
1,86	0,07424	0,1353	0,5488	0,4010	5,3996
1,88	0,06870	0,1274	0,5390	0,3818	5,5564
1,90	0,06341	0,1198	0,5291	0,3628	5,7202
1,92	0,05840	0,1125	0,5192	0,3441	5,8914
1,94	0,05364	0,1054	0,5091	0,3257	6,0705
1,96	0,04915	0,09851	0,4989	0,3077	6,2581
1,98	0,04491	0,09191	0,4887	0,2900	6,4549
2,00	0,04092	0,08556	0,4783	0,2727	6,6617
2,02	0,03717	0,07946	0,4678	0,2559	6,8792
2,04	0,03366	0,07363	0,4572	0,2393	7,1082
2,06	0,03038	0,06804	0,4465	0,2233	7,3498
2,08	0,02732	0,06271	0,4357	0,2078	7,6052
2,10	0,02448	0,05762	0,4248	0,1928	7,8754
2,12	0,02185	0,05280	0,4138	0,1784	8,1619
2,14	0,01942	0,04822	0,4027	0,1644	8,4663
2,16	0,01718	0,04389	0,3915	0,1511	8,7903
2,18	0,01513	0,03979	0,3801	0,1382	9,1359
2,20	0,01325	0,03595	0,3687	0,1260	9,5055
2,22	0,01155	0,03234	0,3572	0,1144	9,9015
2,24	0,01050	0,02895	0,3455	0,1033	10,3272
2,26	0,00861	0,02580	0,3338	0,0929	10,7858
2,28	0,00770	0,02288	0,3220	0,0831	11,2815
2,30	0,00625	0,02017	0,3100	0,07392	11,8191
2,32	0,00527	0,01767	0,2980	0,06531	12,4041
2,34	0,00440	0,01538	0,2858	0,05735	13,0432
2,36	0,00364	0,01329	0,2736	0,04997	13,7444
2,38	0,00298	0,01139	0,2612	0,04320	14,5171
2,40	0,00241	0,00968	0,2487	0,03702	15,3731
2,42	0,00192	0,00814	0,2361	0,03139	16,3267
2,44	0,00151	0,00677	0,2235	0,02632	17,3956
2,46	0,00117	0,00557	0,2107	0,02183	18,6024
2,48	0,00089	0,00451	0,1978	0,01781	19,9756
2,50	0,00066	0,00360	0,1848	0,01434	21,5524
2,52	0,00048	0,00281	0,1717	0,01128	23,3819
2,54	0,00034	0,00216	0,1585	0,00875	25,5303
2,56	0,00024	0,00161	0,1452	0,00656	28,0893
2,58	0,00015	0,00117	0,1318	0,00481	31,1897
2,60	0,00010	0,00081	0,1183	0,00336	35,0225
2,62	0,00006	0,00054	0,1047	0,00225	39,8844
2,64	0,00003	0,00034	0,09096	0,00143	46,2540
2,66	0,000020	0,000200	0,07713	0,000840	54,9621
2,68	0,000006	0,000100	0,06320	0,000430	67,5875

$\lambda$	$\Pi$	$\varepsilon$	$\tau$	$\varphi$	$\omega$
2,70	0,000002	0,000050	0,04917	0,000220	87,5427
2,72	0	0,000010	0,03503	0,000050	123,8254
2,74	0	0,000002	0,02078	0,000008	210,3610
2,76	0	0	0,00644	0	686,8172
2,768		0	0,00004	0	

## ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Газодинамические функции для воздуха,  $k = 1,4$ 

$\lambda$	$\Pi$	$\varepsilon$	$\tau$	$\varphi$	$\omega$
0,02	0,9998	0,9998	0,9999	0,0315	0,03156
0,04	0,9990	0,9993	0,9997	0,0631	0,0631
0,06	0,9979	0,9985	0,9994	0,0945	0,0947
0,08	0,9963	0,9974	0,9989	0,1259	0,1263
0,10	0,9942	0,9959	0,9983	0,1571	0,1581
0,12	0,9916	0,9940	0,9976	0,1832	0,1898
0,14	0,9886	0,9918	0,9967	0,2190	0,2216
0,16	0,9851	0,9893	0,9957	0,2497	0,2536
0,18	0,9812	0,9866	0,9946	0,2801	0,2856
0,20	0,9768	0,9834	0,9933	0,3102	0,3177
0,22	0,9720	0,9799	0,9919	0,3401	0,3500
0,24	0,9668	0,9762	0,9904	0,3696	0,3824
0,26	0,9611	0,9721	0,9887	0,3987	0,4149
0,28	0,9550	0,9677	0,9869	0,4274	0,4477
0,30	0,9485	0,9630	0,9850	0,4557	0,4806
0,32	0,9415	0,9579	0,9829	0,4835	0,5137
0,34	0,9342	0,9525	0,9807	0,5109	0,5471
0,36	0,9265	0,9469	0,9784	0,5377	0,5806
0,38	0,9183	0,9409	0,9759	0,5640	0,6144
0,40	0,9097	0,9346	0,9733	0,5897	0,6485
0,42	0,9008	0,9281	0,9707	0,6149	0,6828
0,44	0,8915	0,9212	0,9677	0,6394	0,7175
0,46	0,8819	0,9142	0,9647	0,6633	0,7524
0,48	0,8719	0,9067	0,9616	0,6865	0,7877
0,50	0,8616	0,8991	0,9583	0,7091	0,8233
0,52	0,8509	0,8911	0,9549	0,7309	0,8593
0,54	0,8400	0,8829	0,9514	0,7520	0,8956
0,56	0,8287	0,8744	0,9477	0,7724	0,9324
0,58	0,8172	0,8657	0,9439	0,7920	0,9696
0,60	0,8053	0,8567	0,9400	0,8109	1,0072
0,62	0,7932	0,8475	0,9359	0,8288	1,0453
0,64	0,7808	0,8380	0,9317	0,8459	1,0839
0,66	0,7681	0,8283	0,9274	0,8623	1,1230
0,68	0,7553	0,8183	0,9229	0,8778	1,1626
0,70	0,7422	0,8082	0,9183	0,8924	1,2028
0,72	0,7289	0,7978	0,9136	0,9061	1,2436

λ	π	ε	τ	φ	ω
0,74	0,7154	0,7872	0,9087	0,9189	1,2850
0,76	0,7017	0,7764	0,9037	0,9308	1,3270
0,78	0,6878	0,7655	0,8986	0,9418	1,3697
0,80	0,6738	0,7543	0,8933	0,9518	1,4131
0,82	0,6597	0,7429	0,8879	0,9610	1,4573
0,84	0,6454	0,7314	0,8824	0,9691	1,5022
0,86	0,6310	0,7197	0,8767	0,9764	1,5479
0,88	0,6165	0,7079	0,8709	0,9826	1,5944
0,90	0,6019	0,6959	0,8650	0,9879	1,6418
0,92	0,5873	0,6838	0,8589	0,9923	1,6902
0,94	0,5726	0,6715	0,8527	0,9957	1,7395
0,96	0,5579	0,6591	0,8464	0,9981	1,7898
0,98	0,5431	0,6466	0,8399	0,9995	1,8411
1,00	0,5283	0,6340	0,8333	1,0000	1,8936
1,02	0,5135	0,6212	0,8266	0,9995	1,9472
1,04	0,4987	0,6084	0,8197	0,9980	2,0020
1,06	0,4840	0,5955	0,8127	0,9957	2,0581
1,08	0,4693	0,5826	0,8056	0,9924	2,1155
1,10	0,4546	0,5694	0,7983	0,9880	2,1743
1,12	0,4400	0,5564	0,7909	0,9829	2,2345
1,14	0,4255	0,5432	0,7834	0,9768	2,2963
1,16	0,4111	0,5300	0,7757	0,9698	2,3597
1,18	0,3969	0,5168	0,7679	0,9620	2,4247
1,20	0,3827	0,5035	0,7600	0,9531	2,4916
1,22	0,3687	0,4908	0,7519	0,9435	2,5603
1,24	0,3548	0,4770	0,7437	0,9331	2,6309
1,26	0,3411	0,4638	0,7354	0,9217	2,7036
1,28	0,3276	0,4505	0,7269	0,9096	2,7785
1,30	0,3142	0,4374	0,7183	0,8969	2,8557
1,32	0,3010	0,4241	0,7096	0,8831	2,9354
1,34	0,2880	0,4110	0,7007	0,8688	3,0175
1,36	0,2753	0,3980	0,6917	0,8538	3,1024
1,38	0,2628	0,3850	0,6826	0,8380	3,1902
1,40	0,2505	0,3720	0,6733	0,8216	3,2809
1,42	0,2385	0,3592	0,6639	0,8046	3,3749
1,44	0,2267	0,3464	0,6544	0,7869	3,4723
1,46	0,2152	0,3338	0,6447	0,7687	3,5733
1,48	0,2040	0,3212	0,6349	0,7499	3,6782
1,50	0,1930	0,3088	0,6250	0,7301	3,7871
1,52	0,1824	0,2965	0,6149	0,7110	3,9004
1,54	0,1720	0,2844	0,6048	0,6909	4,0184
1,56	0,1619	0,2724	0,5944	0,6703	4,1414
1,58	0,1522	0,2606	0,5839	0,6494	4,2696
1,60	0,1427	0,2489	0,5733	0,6282	4,4036
1,62	0,1336	0,2374	0,5625	0,6067	4,5437
1,64	0,1248	0,2261	0,5517	0,5850	4,6904
1,66	0,1163	0,2150	0,5407	0,5630	4,8442
1,68	0,1081	0,2041	0,5296	0,5409	5,0056
1,70	0,1003	0,1934	0,5183	0,5187	5,1753
1,72	0,0928	0,1830	0,5069	0,4965	5,3539
1,74	0,0856	0,1727	0,4954	0,4741	5,5422
1,76	0,0787	0,1628	0,4837	0,4520	5,7411

λ	Π	ε	τ	ρ	ω
1,78	0,0722	0,1530	0,4719	0,4296	5,9515
1,80	0,0660	0,1435	0,4600	0,4075	6,1745
1,82	0,0602	0,1343	0,4479	0,3855	6,4113
1,84	0,0546	0,1253	0,4357	0,3638	6,6632
1,86	0,0494	0,1167	0,4234	0,3423	6,9318
1,88	0,0445	0,1083	0,4109	0,3211	7,2189
1,90	0,0399	0,1002	0,3983	0,3002	7,5264
1,92	0,0356	0,0923	0,3856	0,2797	7,8568
1,94	0,0316	0,0848	0,3727	0,2596	8,2126
1,96	0,0279	0,0776	0,3597	0,2400	8,5971
1,98	0,0245	0,0707	0,3466	0,2209	9,0139
2,00	0,0214	0,0642	0,3333	0,2024	9,4673
2,02	0,0185	0,0579	0,3199	0,1845	9,9624
2,04	0,0159	0,0520	0,3064	0,1672	10,5053
2,06	0,0136	0,0464	0,2927	0,1507	11,1035
2,08	0,0115	0,0411	0,2789	0,1348	11,7659
2,10	0,0095	0,0361	0,2650	0,1198	12,5035
2,12	0,00792	0,0315	0,2509	-0,1055	13,3301
2,14	0,00646	0,0273	0,2367	-0,0921	14,2628
2,16	0,00519	0,0233	9,2224	0,0795	15,3238
2,18	0,00410	0,0197	0,2079	0,0678	16,5415
2,20	0,00318	0,0164	0,1933	0,0570	17,9536
2,22	0,00241	0,0135	0,1786	-0,0472	19,6110
2,24	0,00178	0,0116	0,1637	0,0408	21,5839
2,26	0,00127	0,00813	0,1487	0,0290	23,2792
2,28	0,000872	0,00652	0,1336	0,0234	26,9229
2,30	0,000571	0,00482	0,1183	0,0175	30,6618
2,32	0,000351	0,00340	0,1029	0,0124	35,5538
2,34	0,000197	0,00226	0,0874	0,00834	42,2307
2,36	0,988 · 10 <sup>-4</sup>	0,00138	0,0717	0,00513	51,8884
2,38	0,413 · 10 <sup>-4</sup>	0,000739	0,0559	0,00277	67,8988
2,40	0,128 · 10 <sup>-4</sup>	0,000320	0,0400	0,00121	94,5874
2,42	0,211 · 10 <sup>-5</sup>	0,884 · 10 <sup>-4</sup>	0,0239	0,00034	159,2925
2,44	0,316 · 10 <sup>-7</sup>	0,410 · 10 <sup>-5</sup>	0,00771	0,158 · 10 <sup>-4</sup>	495,2812
2,449	0	0	0	0	∞

## Список литературы

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М. Наука, 1976.
2. Абрамович Г. Н. Турбулентное смешение газовых струй. М.: Наука, 1974.
3. Анализ эффективности работы однокомпонентного конденсационного инжектора с малым размером горла диффузора/А. Ф. Гандельсман, С. И. Вайнштейн, В. А. Рябцев и др.// Теплоэнергетика. 1976. № 5. С. 62—70.
4. Ароис Г. А. Струйные аппараты. М.: Госэнергоиздат, 1948.
5. Андреева К. С., Зингер Н. М., Соколов Е. Я. Увеличение производительности питательного насоса с помощью водоструйного эжектора//Электрические станции. 1956. № 1. С. 16—20.
6. Баженов М. И. Исследование работы двухфазных струйных аппаратов//Электрические станции. 1967. № 4. С. 39—41.
7. Басаргин Б. Н. Исследование гидродинамики и массообменной способности аппаратов инжекторного типа: Дис. . . . доктора техн. наук. Ярославль, 1974.
8. Белевич А. И. Конструкции и характеристики пароструйных эжекторов ТЭС и АЭС//Сборник научных трудов ВТИ. Конденсатор и система регенерации паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
9. Белевич А. И. Методические указания по расчету и проектированию пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин ТЭС и АЭС. М.: ВТИ, 1984.
10. Берман Л. Д. Теория и расчет водо-водяных струйных насосов//Изв. ВТИ. 1935. № 3. С. 13—16.
11. Берман Л. Д. Работа пароструйных эжекторов конденсационных установок при переменном режиме//Изв. ВТИ. 1949. № 3. С. 16—22.
12. Берман Л. Д. О предельном противодавлении пароструйного эжектора//Изв. ВТИ. 1949. № 9. С. 13—18.
- 12а. Берман Л. Д. К выбору рационального профиля проточной части струйного аппарата//Изв. ВТИ. 1950. № 3. С. 13—15.
13. Берман Л. Д. Построение эксплуатационных характеристик пароструйных эжекторов по данным испытаний на сухом воздухе//Электрические станции. 1954. № 6. С. 12—16.
14. Берман Л. Д., Фукс С. Н. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси//Теплоэнергетика. 1959. № 7. С. 74—83.
15. Берман Л. Д., Зингер Н. М. Воздушные насосы конденсационных установок паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.

16. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Экспериментальное исследование водоструйного эжектора//Теплоэнергетика. 1963. № 9. С. 9—14.
17. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов//Теплоэнергетика. 1964. № 7. С. 44—48.
18. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Характеристики и расчет низконапорных водоструйных эжекторов//Теплоэнергетика. 1966. № 10. С. 89—92.
19. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Влияние длины камеры смешения на режимы работы и экономичность водоструйного эжектора//Теплоэнергетика. 1978. № 12. С. 66—71.
20. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. О расчете водоструйных эжекторов конденсационных установок// Теплоэнергетика. 1983. № 7. С. 57—58.
21. Берман Л. Д., Белевич А. И. Расчет на ЭВМ процесса пленочной конденсации движущейся паровоздушной смеси в кожухотрубных теплообменных аппаратах//Сборник научных трудов ВТИ. Конденсатор и система регенерации паровых турбин. М. Энергоатомиздат, 1985.
22. Боровых А. Е., Есин В. И. Соотношение для жидкостно-газового эжектора, работающего в переменном режиме//Изв. вузов. 1976. № 9. С. 89—94.
23. Вайсман М. Д. Термодинамика парожидкостных потоков. Л.: Энергия, 1967.
24. Васильев Ю. Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения. Лопаточные машины и струйные аппараты//Машиностроение. 1971. Вып. 5. С. 175—261.
25. Васильев Ю. Н., Гладков Е. П. Экспериментальное исследование вакуумного водовоздушного эжектора с многоствольным соплом. Лопаточные машины и струйные аппараты//Машиностроение. 1971. Вып. 5. С. 262—306.
26. Гарбуз А. А., Тонкойогий Ю. Л. Исследование характеристик низконапорного газового эжектора//Изв. вузов. Энергетика. 1978. № 2. С. 75—80.
27. Гальперин Н. И., Басаргин Б. Н., Звездин Ю. Г. О гидродинамике жидкогазовых инжекторов с диспергированием рабочей жидкости//Теоретические основы химической технологии. 1972. Т. VI. № 3. С. 434—439.
28. Гликман Б. Ф. Экспериментальное исследование конденсации струи пара в пространстве, заполненном жидкостью//Изв. АН СССР. ОТН. 1959 № 1. С. 17—19.
29. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М.: Энергия, 1974.
30. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. М.: Энергоиздат, 1981.
31. Ефимочкин Г. И. Влияние конструкции сопла на работу водоструйного эжектора//Электрические станции. 1964. № 5. С. 7—11.
- 31а. Ефимочкин Г. И. Испытания промышленного низконапорного водоструйного эжектора//Электрические станции. 1966. № 2. С. 7—11.
32. Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е., Кроль А. Я. Реконструкция водоструйных эжекторов на турбинах К-300-240 ЛМЗ//Электрические станции. 1974. № 2. С. 45—49.
33. Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е. Сравнительные испытания основных водоструйных эжекторов турбин К-300-240 ЛМЗ//Электрические станции, 1975. № 2. С. 21—23.
34. Ефимочкин Г. И., Кореннов Б. Е. Исследование и выбор водоструйных

эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смещения//Электрические станции. 1976. № 4. С. 46—49.

35. Ефимочкин Г. И. Конструкции и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смещения//Теплоэнергетика. 1982. № 2. С. 48—51.

36. Зингер Н. М. Выбор оптимального расстояния сопла от камеры смещения в струйных аппаратах//Изв. ВТИ. 1949. № 6. С. 17—19.

37. Зингер Н. М. Экспериментальное исследование пароструйных компрессоров с различной длиной камеры смещения//Изв. ВТИ. 1950. № 10. С. 6—10.

38. Зингер Н. М. О нагреве струи воды в паровом пространстве. Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества/Под ред. С. С. Кутателадзе. М.: Госэнергоиздат, 1953. С. 81—91.

39. Зингер Н. М. Расчетные характеристики пароструйных эжекторов конденсационных установок//Изв. ВТИ. 1953. № 5. С. 21—26.

40. Зингер Н. М., Андреева К. С. Исследование пароструйного эжектора конденсационной установки// Электрические станции. 1954. № 1. С. 11—16.

41. Зингер Н. М., Андреева К. С. Испытание пароводяной эжекторной холодильной установки// Промышленная энергетика. 1957. № 10. С. 9—12.

42. Зингер Н. М. Исследование водовоздушного эжектора//Теплоэнергетика. 1958. № 8. С. 26—31.

43. Зингер Н. М., Андреева К. С. Испытание парэжекторной холодильной машины, использующей тепло низкого потенциала//Холодильная техника. 1960. № 6. С. 12—15.

44. Зингер Н. М., Андреева К. С., Асланян Г. Н. Испытание и характеристики головного образца нового пароструйного эжектора//Электрические станции. 1963. № 12. С. 7—11.

45. Зингер Н. М., Белевич А. И. Исследование гидравлических характеристик струйного насоса (элеватора) с переменным сечением сопла//Теплоэнергетика. 1984. № 1. С. 43—46.

46. Использование вторичных энергоресурсов водяного пара применением струйного увлажнителя/О. С. Чехов, Я. С. Теплицкий, А. Д. Альтшуль, Н. И. Гольдбрайт//Теплоэнергетика. 1986. № 11. С. 25—28.

47. Камеиев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М.: Стройиздат, 1970.

48. Карасев Э. К. Струйный термонасос как источник циркуляции в испарительном контуре кипящего реактора//Вопросы атомной науки и техники. Сер. Реакторостроение М.: ЦНИИ информации и технико-экономических исследований по атомной науке и технике, 1973.

49. К вопросу о применении жидкостных струй, вытекающих под давлением до  $1000 \text{ кгс/см}^2$ , в эжекторах/А. А. Семерчан, Ф. М. Келлер, Н. М. Дембо, Н. Н. Курин// Инженерно-физический журнал. 1960. Вып. 3. № 2. С. 28—31.

50. Келлер С. Ю. Инжекторы. М.: Машгиз, 1954.

51. Киселев Б. М. Расчет одномерных газовых течений//Прикладная математика. 1947. № 1. С. 11—14.

52. Коган П. А., Шамис И. А., Якушин А. Н. Определение оптимальных геометрических характеристик газоструйных аппаратов//Теплоэнергетика. 1967. № 9. С. 69—73.

53. Коган П. А., Якушин А. Н. К расчету предельных режимов газоструйных аппаратов// Теплоэнергетика. 1969. № 11. С. 86—87.
54. Коновалов В. И. Некоторые вопросы теории инжектора и струйного подогревателя//Изв. ВТИ. 1951. № 5. С. 22—24.
55. Копьев С. Ф. Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций. М.: Госэнергоиздат, 1954.
56. Крылов К. И., Шумелишский М. Г. Эжекторная холодильная машина общего назначения//Холодильная техника. 1954. № 3. С. 27—30.
57. Ложки А. Н. Трансформаторы тепла. М.: Машгиз, 1948.
58. Методические указания по расчету и проектированию пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС. МУ 34-70-125-85. Минэнерго СССР, 1985.
- 58а. Мамедов И. С. Определение пропускной способности сопла при истечении воды, частично меняющей агрегатное состояние//Водоснабжение и санитарная техника. 1970. № 2. С. 32—36.
59. Охлаждение и очистки воздуха герметичных помещений АЭС высокопроизводительными водовоздушными эжекторами/Л. И. Турецкий, Б. М. Столяров, А. И. Белевич и др.//Теплоэнергетика. 1985. № 7. С. 58—60.
60. Прикладная газовая динамика/С. А. Христианович, В. Г. Гальперин, М. Д. Миллионщиков, Л. А. Симонов. ЦАГИ, 1948.
61. Путилов М. И. К вопросу о расстоянии сопла в струйных аппаратах//Теплоэнергетика. 1967. № 12. С. 64—66.
62. Расчет газоструйных аппаратов на электронной цифровой вычислительной машине «Урал-2»/Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер, К. С. Андреева, А. И. Белевич//Теплоэнергетика. 1970. № 8. С. 30—33.
63. Романенко П. Н. К теории эжекции и расчету струйных аппаратов//Изв. ОТН АН СССР. 1953. № 6. С. 37—40.
64. Руководящие указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок. М.: Госэнергоиздат, 1956.
65. Руководящие указания по наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин. Минэнерго СССР, Главтехуправление. М.: СЦНТИ, 1971.
66. Сазонов Р. П. Экспериментальное исследование водоструйных насосов с цилиндрической камерой смешения//Изв. ВТИ. 1949. № 11. С. 13—17.
67. Сафонов А. П., Воронкова Н. А. Характеристики водоструйных элеваторов конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго//Электрические станции. 1966. № 7. С. 23—36.
68. Сильман М. А., Шумелишский М. Г. Пароводяные эжекторные холодильные машины. М.: Легкая и пищевая промышленность. 1984.
69. Соколов Е. Я. Расчет и построение характеристик пароструйных компрессоров и водоструйных насосов с цилиндрической камерой смешения//Изв. ВТИ. 1948. № 9. С. 19—25.
70. Соколов Е. Я. Экспериментальное исследование пароструйных компрессоров//Изв. ВТИ. 1948. № 11. С. 14—21.
71. Соколов Е. Я. Исследование водоструйных насосов (элеваторов) и методика их расчета//Изв. ВТИ. 1950. № 3. С. 22—27.

72. Соколов Е. Я. Предульные режимы пароструйных компрессоров//Изв. ВТИ. 1950. № 10. С. 1—6.
73. Соколов Е. Я. К расчету эжекционных установок для пневмотранспорта//Теплоэнергетика. 1954. № 8. С. 37—40.
74. Соколов Е. Я., Зингер Н. М., Шишов Н. П. Пароструйная компрессорная установка высокого давления//Электрические станции. 1954. № 8. С. 12—15.
75. Соколов Е. Я., Андреева К. С. Теоретическое и экспериментальное исследование газоструйных эжекторов//Изв. ВТИ. 1952. № 4. С. 14—16.
76. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970.
77. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергоиздат, 1981.
78. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергия, 1982.
79. Чернухин В. А., Цегельский В. Г., Глубоковский С. Н. О расчете жидкостно-газовых струйных аппаратов//Изв. вузов 1977. № 8. С. 81—86.
80. Шерстюк А. Н., Усаиов В. В., Розеноер Т. М. Исследование микроэжекторов при работе на воздухе и гелии//Химическое и нефтяное машиностроение. 1977. № 3. С. 19—22.
81. Шидловский В. Н. К расчету газожидкостного эжектора//Изв. ОТН АН СССР. 1954. № 10. С. 31—36.
82. Шкловер Г. Г., Росникий А. З. Экспериментальное исследование водоструйных эжекторов, работающих на кипящей воде// Энергомашиностроение. 1966. № 4. С. 37—40.
83. Шумелишский М. Г. Эжекторные холодильные машины. М.: Госторгиздат, 1961.
84. Щукни В. К., Калмыков И. И. Газоструйные компрессоры. М.: Машгиз, 1963.
85. Экспериментальное исследование парогазового инжектора с малой степенью сжатия/А. А. Гарбуз, Ю. Л. Тонконогий, З. Р. Гарбис и др.// Изв. вузов. Энергетика. 1973. № 11. С. 100—106.
86. Чау В. Л., Эдди А. Л. Взаимодействие между основным и вторичным потоками сверхзвуковых эжекторных систем и их рабочие характеристики//Тр. Американского общества инженеров-механиков. Сер. Д. М.: Мир. 1964. Т. 86. С. 91—103.
87. Канингэм П. Г. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир. 1974. № 3. С. 112—127.
88. Канингэм П. Г., Допкин Р. Ж. Длина участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир. 1974. № 3. С. 128—141.
- 88a. Flugel G. Berechnung von Strahlapparaten VD — Forschungsheft, 1935, 325, 1939, 365.
89. Pawel—Rammingen. Untersuchungen an Wasserstrahl—Luftpumpen mit einem einzigen kreiszylindrischen Treibstrahl, Berlin, 1936.
90. Rankin M. Proceedings of the Royal Soc., 1870.
91. Victorin K. Untersuchung turbulenter Mischvarauge. Forschung auf den Gebiete des Ingenieurwesens, 1941, Bd 12, N 1.
92. Wiegand J. Bemessung von Dampfstrahl—verdichten, VDY—Forschungsheft, 401, 1940.
93. Wiegand J. Dampfstrallapparaten in der Vacuumtechnik, Ingenieur (Utrecht), 1955, Bd 67, N 2.
94. Zeuner G. Lokomotivenblasrohr, 1863.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
<b>Глава первая</b> Общие вопросы расчета и проектирования струйных аппаратов . . . . .	<b>5</b>
1.1. Принципиальная схема струйного аппарата . . . . .	5
1.2. Развитие теории струйных аппаратов . . . . .	6
1.3. Классификация струйных аппаратов . . . . .	8
1.4. Газодинамические функции . . . . .	13
1.5. Скорость звука в реальных газах и газожидкостных смесях . . . . .	20
1.6. Прямой скачок уплотнений . . . . .	23
1.7. Анализ эффективности струйных аппаратов . . . . .	26
1.8. Схемы струйных установок . . . . .	32
<b>Глава вторая.</b> Газоструйные компрессоры . . . . .	<b>35</b>
2.1. Принципиальная схема и процесс работы струйного компрессора . . . . .	35
2.2. Определение достижимых коэффициентов инжекции и степени сжатия струйного компрессора . . . . .	39
2.3. Расчет струйных компрессоров без диффузоров . . . . .	57
2.4. Зависимость достижимых параметров от температур взаимодействующих потоков . . . . .	62
2.5. Расчет геометрических размеров газоструйных компрессоров . . . . .	64
2.6. Характеристики газоструйного компрессора . . . . .	73
2.7. Влияние основных геометрических параметров аппарата на его характеристику . . . . .	79
2.8. Влияние температур смешиваемых потоков на работу струйного аппарата . . . . .	80
2.9. Предельные режимы газоструйных компрессоров . . . . .	81
<b>Глава третья.</b> Газоструйные эжекторы . . . . .	<b>94</b>
3.1. Определение достижимого коэффициента инжекции, степени сжатия и основных геометрических размеров . . . . .	94
3.2. Уравнение характеристики газоструйного эжектора . . . . .	105
3.3. Расчет газоструйного эжектора без диффузора . . . . .	108
3.4. Расчет предельного коэффициента инжекции . . . . .	113
3.5. Режимы работы и характеристики многоступенчатых пароструйных эжекторов . . . . .	115
3.6. Экспериментальное исследование пароструйных эжекторов конденсационных установок . . . . .	128
<b>Глава четвертая.</b> Газоструйные инжекторы . . . . .	<b>147</b>
4.1. Особенности расчета газоструйных инжекторов . . . . .	147
4.2. Исходные зависимости для неупругих сред . . . . .	150
4.3. Характеристики газоструйного инжектора . . . . .	151
4.4. Экспериментальная проверка характеристики газоструйных инжекторов . . . . .	154
4.5. Определение достижимых параметров и геометрических размеров газоструйных инжекторов . . . . .	157

<b>Глава пятая. Струйные насосы</b> . . . . .	171
5.1. Характеристики струйных насосов . . . . .	171
5.2. Определение достижимых параметров и оптимального отношения сечений $f_3/f_{p1}$ струйных насосов . . . . .	175
5.3. Расчет геометрических размеров струйных насосов . . . . .	184
5.4. Кавитационные режимы струйных насосов . . . . .	197
<b>Глава шестая. Струйные аппараты для пневмотранспорта</b> . . . . .	203
6.1. Особенности расчета . . . . .	203
6.2. Характеристики струйных аппаратов для пневмотранспорта . . . . .	206
6.3. Определение достижимых параметров, оптимального отношения сечений и геометрических размеров . . . . .	208
<b>Глава седьмая. Водовоздушные эжекторы</b> . . . . .	213
7.1. Устройство и особенности работы водовоздушного эжектора . . . . .	213
7.2. Основные расчетные уравнения . . . . .	218
7.3. Исследования водовоздушного эжектора с одноструйным соплом на экспериментальном стенде . . . . .	229
7.4. Исследования многоструйных эжекторов . . . . .	242
7.5. Промышленные водовоздушные эжекторы и результаты их испытаний . . . . .	249
7.6. Водовоздушные инжекторы . . . . .	266
<b>Глава восьмая. Струйные аппараты для гидротранспорта</b> . . . . .	274
8.1. Методика расчета . . . . .	274
8.2. Расчет струйных аппаратов . . . . .	277
<b>Глава девятая. Пароводяные инжекторы</b> . . . . .	278
9.1. Особенности процесса в пароводяном инжекторе . . . . .	278
9.2. Вывод основных уравнений и расчетное исследование режимов работы инжектора . . . . .	281
9.3. Экспериментальное исследование инжектора и проверка расчетных уравнений . . . . .	294
9.4. Дроссельно-увлажнительные струйные аппараты . . . . .	302
<b>Глава десятая. Смешивающие струйные подогреватели</b> . . . . .	308
10.1. Экспериментальный стенд, методика проведения испытаний . . . . .	308
10.2. Влияние конструктивных факторов . . . . .	311
10.3. Влияние режимных факторов . . . . .	327
Приложения . . . . .	334
Список литературы . . . . .	345

[BOOKS.PROEKTANT.ORG](http://BOOKS.PROEKTANT.ORG)

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков  
и технических специалистов

Производственное издание

**СОКОЛОВ ЕФИМ ЯКОВЛЕВИЧ**  
**ЗИНГЕР НИКОЛАЙ МИХАЙЛОВИЧ**

**СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ**

Зав. редакцией И. В. Волобуева

Редактор А. П. Солодов

Редактор издательства Т. И. Мушинска

Художественные редакторы В. А. Гозак - Хозак,

Г. И. Панфилова

Технический редактор Н. П. Собакина

Корректор Н. А. Смирнова

ИБ № 1603

---

Сдано в набор 03.11.88. Подписано в печать 06.04.89. Т-10024. Формат 60 × 90 1/16. Бумага типографская нмп. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 22,0. Усл. кр.-отг. 22,0. Уч.-взд. л. 23,91. Тираж 6000 экз. Заказ 2513. Цена 1 р. 60 к.

---

Энергоатомиздат. 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

---

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.