

621.6
Р 48

Н. А. РЖАНИЦЫН

ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ (ГИДРОЭЛЕВАТОРЫ)

107-146

ГОНТИ НКТП СССР 1938

ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
23	13 сверху	1°	11°	тип.
28	1 снизу	$\eta = \dots(1 + q)$	$\eta = \dots = (1 + q)$	авт.
31	1 снизу	$G_1^2 =$	$G_0^2 =$	авт.
32	10 сверху	$= (1 + q)$	$= (1 + q)^2$	авт.

Р. Каницын, Водоструйные насосы

Н. А. РЖАНИЦЫН

*Оригинал
плохого качества*

ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ (ГИДРОЭЛЕВАТОРЫ)



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1938 ЛЕНИНГРАД

ЭГ-45-5(4)-3

Пр. ТКС № 46 от 15/X 1938 г.

1947

Редактор инж. В. К. Рерих

Техредактор А. Д. Чаров

Корректор М. А. Уборская

ГОС. ПУБЛИЧНАЯ
НАУЧ. ТЕХНИЧЕСКАЯ
Б. БИБЛИОТЕКА СССР

2547
66

16

842

37513

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вопрос о работе водоструйных насосов в последнее время широко обсуждался на страницах нашей технической периодики. Наличие обширного числа работ, разбросанных по отдельным журналам, наличие двух течений в оценке и методах изучения работы водоструйных насосов крайне затрудняют ознакомление с этим вопросом и его изучение.

Вместе с этим большой практический и технический интерес, который в настоящее время представляет применение струйных насосов, требует самого серьезного их изучения.

Своей работой автор преследует две основных цели: во-первых, ознакомить широкие круги инженерно-технических работников с имеющимися работами и соображениями по водоструйным насосам, с тем чтобы облегчить их изучение, и, во-вторых, наметить пути дальнейшего развития этих насосов. В связи с последней целью автором предлагается (гл. IV) кольцевой гидроэлеватор и приводится приближенный метод его расчета. Поскольку, однако, имеется ряд положений еще недостаточно проверенных экспериментальным путем, было бы весьма желательно их подробное обсуждение. На это автор надеется и заранее приносит свою благодарность всем лицам, сообщившим свои замечания по адресу: Москва, проезд Владимирова 4, 2-й этаж, комн. 4, Энергетическая редакция ГОНТИ.

Н. Ржаницын

ВВЕДЕНИЕ

Струйный насос как устройство, служащее для транспортирования жидкостей или газов, несмотря на всю простоту его конструкции, все же не получил еще должного распространения. Это особенно характерно для водоструйных насосов.

Причина этого кроется в том, что струйные насосы обычно считают малоэффективными и к. п. д. их не превышающим цифры 10—15%. В некоторых работах авторы указывают даже, что к. п. д. водоструйных насосов не превышает величины 5—6%.

В результате такого, довольно крепко укоренившегося, мнения на изучение струйных насосов до самого последнего времени обращали мало внимания и почти совершенно ими не занимались. Между тем, именно этот вид насосов и по простоте своей конструкции и по большим и разнообразным возможностям и областям его применения заслуживает самого серьезного изучения теоретического и экспериментального.

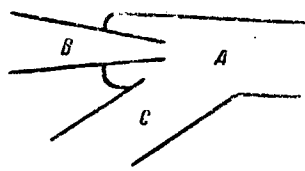
В целях заполнения указанного пробела и составлена эта работа, дающая обзор существующих методов расчета водоструйных насосов и освещающая те новые исследования в этой области, которые были проведены при участии автора на строительстве канала Москва — Волга.

1. ПРИНЦИП РАБОТЫ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Число принципов, положенных в основу работы существующих типов насосов, невелико: это — поступательное перемещение (поршневые насосы), центробежное действие (центробежные насосы), изменение плотности (инжекторы), вязкость и трение (винтовые и капиллярные насосы), гидравлический удар (тараны) и, наконец, непосредственная передача энергии одного потока другому.

В основу струйных насосов положен именно последний принцип непосредственной передачи энергии от одного потока, обладающего большим запасом энергии, к другому, обладающему меньшим запасом энергии. Этот принцип, осуществляемый путем непосредственного вовлечения в движение частиц транспортируемой жидкости частицами рабочей струи, движущейся с большой скоростью, выгодно отличается от других принципов тем, что передача затрачиваемой на перемещение (подъем) жидкости или газа энергии производится непосредственно между потоками и совершенно исключает надобность в промежуточных механизмах, как это мы видим в насосах, основанных на принципах поступательного перемещения или центробежного действия.

Этот принцип работы струйных насосов позволяет все его устройство свести к трем основным частям: первая часть А (фиг. 1) обеспечивает передачу энергии от рабочего потока (с большим запасом энергии) в окру-



Фиг. 1.

жающую среду (транспортируемому потоку); вторая часть *В* обеспечивает подачу рабочего потока наилучшим образом в камеру *А* (сопло для выпуска рабочего потока); последняя часть *С* служит для подвода транспортируемой жидкости в камеру *А* (камеру смешения).

2. КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ И ТЕРМИНОЛОГИЯ

В технике при классификации струйных насосов существует много различных терминов и названий. Основными из них, пожалуй, следует считать три: инжектор, эжектор и водоструйный насос. Эти три термина и до сего времени, однако, еще не имеют достаточно точного содержания¹. В технической литературе нередко под каждым из этих терминов скрывается совершенно идентичное содержание.

В приводимой ниже классификации и терминологии прежде всего закладывается основной принцип — струйность, т. е. что во всех существующих видах этого типа насосов передача энергии от одного потока другому совершается непосредственно с помощью струи. Таким образом, наименование «струйные» должно быть присвоено всей этой группе насосов.

Последующее более детальное разделение струйных насосов может быть проведено по трем основным признакам, равно встречающимся в технической литературе:

а) Разделение по принципу, определяющему род вещества (жидкости или газа), участвующего в работе насоса. По этому признаку мы должны были бы иметь большое число различных названий насосов, которые указывали бы, какие жидкости или газы смешиваются в насосе и какие процессы в нем совершаются: так, например, водоструйный насос, воздушноструйный насос, пароводоструйный и т. п. Такая классификация довольно сильно распространена в технической литературе.

б) Разделение струйных насосов по признаку всасывания или нагнетания.

в) Разделение по признаку однородности веществ, участвующих в работе насоса, и по признаку термических процессов, совершающихся при этом. В соответствии с этим признаком все струйные насосы можно было бы разбить на две основные группы:

1) группа с активными термодинамическими процессами, когда температуры смешивающихся потоков различны и, следовательно, помимо чисто гидродинамических процессов происходят и термические;

2) группа с изотермическими процессами, когда разницы температур смешивающихся потоков нет. В этом случае может иметь место смешение однородных и неоднородных потоков равных температур.

Основой всякой рационально построенной классификации должна явиться терминология, которая давала бы совершенно ясное и безотносительное толкование и представление о существе работы того или иного насоса. Тот или иной термин должен совершенно точно характеризовать все явления, которые протекают в струйном насосе, и указывать на основное назначение и главный принцип работы насоса.

Подходя с этой точки зрения к установлению рациональной терминологии и классификации, мы, как это указывалось выше, неизбежно должны включить в терминологию понятие струйности насосов, как основного принципа его работы.

¹ Все же под инжектором чаще подразумевают насос, работающий на нагнетание, а под эжектором — работающий на всасывание.

Следует оговориться, что в данном случае понятие „струя“ включает в себя явление поверхности разрыва и предполагает наличие вихревого движения, если не по всей области, то во всяком случае на поверхности струи, и поэтому должно быть резко разграничиваемо от другого понятия „струи“ в гидродинамике — от элементарной струи при ламинарном движении совершенной жидкости с потенциалом скоростей. Это особенно важно учесть при рассмотрении теории струйных насосов.

Следуя установленному принципу, далее необходимо струйные насосы разделить на две группы по признаку наличия активных термических процессов, образующихся в результате участия в работе насоса веществ с различными температурами.

Первую группу, в которой термодинамические процессы играют активную роль, будем называть пароструйными насосами, предполагая, что к этой группе относятся струйные насосы, работающие с паром не только воды.

Вторая группа, в которой термодинамические процессы не играют активной роли (ими можно пренебречь в силу небольшой разницы в температурах участвующих в работе насоса веществ), должна быть в свою очередь разбита на две подгруппы по признаку однородности веществ. Первую из этих подгрупп составят струйные насосы с однородными веществами, участвующими в работе насоса. Этой подгруппе может быть присвоено название, состоящее лишь из названия вещества и указания на принцип работы насоса, т. е. водоструйные насосы, воздушноструйные насосы и т. п.

Вторая подгруппа струйных насосов, характеризующаяся участием в его работе двух различных веществ, должна в своем названии отражать два положения: название вещества, активно участвующего в работе насоса (активная рабочая струя), и назначение насоса (название транспортируемого вещества). Например, водоструйный насос для воздуха и т. п.

Таким образом, вся большая группа струйных насосов в приводимой классификации распределяется по двум основным группам с учетом двух признаков: наличия термодинамических процессов и признака однородности участвующих в работе насоса веществ.

Всякая иная классификация, в частности, деление по признаку всасывания или нагнетания транспортируемой массы, совершенно нерациональна. Еще менее рационально деление струйных насосов на эжекторы и инжекторы.

Установив, таким образом, терминологию и разделение струйных насосов по трем основным группам, выделим особо группу насосов, в работе которых участвуют однородные вещества, и притом жидкости, ибо эта группа струйных насосов наиболее распространена и имеет чрезвычайно большие перспективы для своего дальнейшего развития.

В этой группе особо значительное место занимают водоструйные насосы, получившие наибольшее распространение во многих областях техники и поэтому по праву постепенно занимающие ведущее место. Изучение, и теоретическое и экспериментальное, водоструйных насосов позволяет значительно проще и удобнее изучать всю работу струйного насоса и на основе ее строить рациональную методику расчета, которая без больших трудностей может быть применена к жидкостям различных удельных весов.

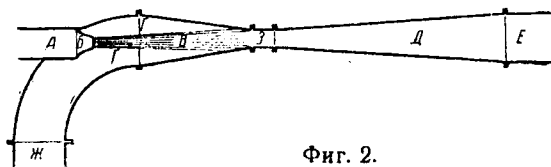
Поэтому основное наше внимание мы сосредоточим в дальнейшем на рассмотрении именно этого вида струйных насосов, которые в технической литературе носят еще название гидроэлеваторов.

Для целостности и последовательности изложения остановимся несколько подробнее на принципе работы водоструйного насоса (гидроэлеватора) и установим терминологию для отдельных составных частей его и процессов, происходящих при его работе.

3. СХЕМА ДЕЙСТВИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА И ПРИНЯТАЯ ТЕРМИНОЛОГИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Работа водоструйного насоса (гидроэлеватора) состоит в следующем.

По трубе *А*, которую далее будем называть напорным трубопроводом (фиг. 2), вода под некоторым давлением подводится к соплу *Б*, через которое с большой скоростью в виде мощной струи *В* изливается в смесительную камеру *Г* и далее через диффузор *Д* поступает в рабочий (смесительный) трубопровод *Е*. Струя воды *В*, увлекая имевшийся первоначально в смесительной камере *Г* воздух, создает в ней разрежение, благодаря



Фиг. 2.

которому по всасывающей трубе *Ж* начинает поступать вода, подлежащая дальнейшему транспортированию. Эта вода, попадая в смесительную камеру *Г*, увлекается той же струей *В*

через горловину насоса *З* и диффузор в рабочий трубопровод. В этом заключается работа водоструйного насоса простейшего устройства.

Назначения каждой из названных частей водоструйного насоса мы рассмотрим ниже.

Основные обозначения принимаем следующие:

Q — расход воды в $\text{м}^3/\text{сек}$;

p — манометрическое давление в $\text{кг}/\text{см}^2$;

w — скорость движения воды в $\text{м}/\text{сек}$;

F — площадь поперечного сечения в м^2 .

Все величины, относящиеся к напорному трубопроводу *А* (фиг. 2), будем обозначать соответствующими буквами с индексом 0; для рабочего (смесительного) трубопровода *Е* — с индексом 1; для всасывающего трубопровода — с индексом 2 и для горловины насоса — с индексом x :

g — ускорение силы тяжести в $\text{м}/\text{сек}^2$;

E — энергия потока (полная) в м ;

E_w — кинетическая энергия потока в м ;

E_n — потенциальная энергия потока в м ;

H — геодезическая высота в м ;

γ — удельный вес в $\text{кг}/\text{м}^3$;

ρ — плотность в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

1. КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА

Впервые водоструйный насос был применен в 1852 г. Джемсом Томпсоном. Теоретическое же освещение вопроса смешения двух струй, основа водоструйного насоса, получил впервые лишь в 1853 г. в работах Цейнера. В этот период водоструйный насос не имел сколько-либо за-

метного практического применения. В основном это был лабораторный прибор, применявшийся в лабораториях химических, физических и др. для отсасывания воды или воздуха. Лишь в 1866 г. водоструйный насос был применен Нагелем в промышленности для откачки воды из шахты¹.

Позднее в 1870 г. Маккорн Ранкин получает уравнение для процесса смешения нескольких струй.

Последующие исследования Цейнера (1890 г.), Грава (1882 г.), Гессе (1904 г.), Лоренца (1910 г.), Гибсона (1924 г.), Ла-Конта (1926 г.), Бержерона (1928 г.) и др. дали ряд уравнений для анализа процесса смешения потоков в водоструйном насосе.

Однако низкая эффективность имевшихся в то время водоструйных насосов ограничивала область применения этого типа насоса немногими промышленными установками небольших масштабов или установками, находившимися в лабораториях. Благодаря этому обстоятельству на водоструйные насосы обращалось меньше внимания, чем они того заслуживали, и поэтому экспериментальных работ ни по проверке теоретических положений, ни по изучению условий их работы за это время почти не проводилось.

Лишь за последние годы наблюдаются заметные сдвиги в области изучения работы водоструйных насосов и создания теории и методики их расчета.

В 1932 г. Клене, а в 1934 г. Джемс Гослин и Морро О'Бриен в лаборатории Калифорнийского университета проводят большое исследование водоструйного насоса. Одновременно в Союзе проводится ряд крупных исследований и экспериментальных работ (Гидроэнергетический институт, ЦАГИ и др.), давших значительные сдвиги в создании теории водоструйных насосов.

Все эти работы, особенно работы отечественных лабораторий и научно-исследовательских институтов, дают сейчас полное основание и данные для того, чтобы вплотную подойти к созданию и построению рациональной методики расчетов водоструйных насосов и коренным образом опрокинуть установившийся взгляд на водоструйный насос, как на весьма малоэффективный и несовершенный насос, имеющий „в силу своей природы весьма низкий к. п. д.“.

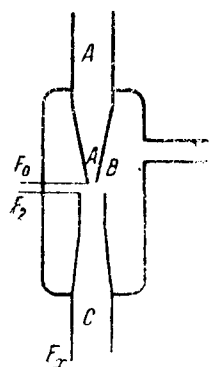
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА, ПРОВЕДЕННОЕ ЦЕЙНЕРОМ

Как уже указывалось, первый теоретический анализ работы водоструйного насоса был дан впервые Цейнером, долго занимавшимся изучением струйных насосов (как водяных, так и воздушных). Его работы² по теории машин дают последовательный анализ и развитие теории струйных насосов.

¹ Вернер, описывая этот случай применения водоструйного насоса, в своей работе „Nagel's Wasserstrahlpumpe nebst einer Theorie der Wasserstrahlpumpen“ Zeitschrift d. VDI Bd. 10, 1866 г., приводит также и некоторые теоретические соображения инж. Нагеля по теории водоструйных насосов.

² Первый достаточно подробный анализ явления смешения двух потоков жидкостей дан им в работе „Das Lokomotiven — Blasrohr“ в 1863 г. Дальнейшее развитие этого исследования мы находим в его работе „Über die Wirkung des Blasrohrapparats bei Lokomotiven... Civilingenieur“ 18.1 г. Затем далее в „Technische Thermodynamik“, где особенное внимание Цейнером уделяется вопросам термодинамической теории инжекторов. Наиболее полное исследование вопросов смешения двух потоков Цейнером дается в работе „Vorlesungen über Theorie der Turbinen“.

В наиболее полной своей работе Цейнер, исходя из анализа движения жидкости по трубам, имеющим внезапное расширение, дает развернутый анализ явления смешения двух потоков жидкости и на основе этого анализ работы водоструйного насоса Томпсона. Для своего анализа Цейнер принимает следующую схему.



Фиг. 3.

Из трубы или насадка A (фиг. 3) течет жидкость со скоростью w_0 через отверстие с поперечным сечением F_0 , и одновременно другая жидкость проходит по трубе B , окружающей насадок со скоростью w_2 через отверстие F_2 , кольцеобразно идущее вокруг отверстия A . Обе струи входят в закрытую трубу C , смешиваются друг с другом и далее, начиная с сечения F_x , начинают протекать с общей скоростью w_x .

Задача, подлежащая решению, состоит в том, чтобы определить ряд величин для камеры смешения (пространства между устьями насадка и поперечным сечением F_x), т. е. найти соотношения между давлениями (пьезометрическими высотами) p_x и p_2 , скоростями w_0 , w_2 и w_x и поперечными сечениями F_0 , F_2 и F_x .

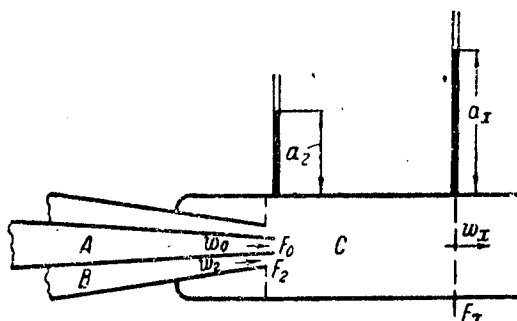
При этой схеме Цейнер различает два рода смешения потоков:

1) в случае, когда оси обеих насадок и камера смешения лежат на одной прямой (см. ниже фиг. 4), и 2) в случае, когда оси обеих насадок расположены взаимно перпендикулярно (см. ниже фиг. 5).

Все дальнейшие исследования Цейнер проводит при одном допущении, что обе жидкости перед смешением имеют одинаковый удельный вес.

а) Смешение первого типа (фиг. 4).

Если p_2 — давление в камере смешения непосредственно перед обеими насадками, то сила давления на элемент жидкости C в направлении движения будет равна $p_2 F_x$. Помимо ее в сторону движения жидкости будут действовать еще и другие силы, обусловленные действием вытекающих из насадок струй. Если M_0 —



Фиг. 4.

секундная масса жидкости, вытекающей из насадка A , а M_2 — из насадка B , то сила давления обеих струй в сторону движения будет равна

$$M_0(w_0 - w_x) + M_2(w_2 - w_x),$$

откуда полная сила давления в направлении движения будет равна

$$F_x p_2 + M_0(w_0 - w_x) + M_2(w_2 - w_x).$$

В поперечном сечении F_x , к которому смешивание потоков произошло полностью, будет иметься давление p_x , действующее на элемент

жидкости C с обратной направленной силой, равной $F_x p_x$. Эта сила противодействия должна быть равна по величине ранее вычисленной сумме сил давления, т. е.

$$F_x \cdot p_2 + M_0(w_0 - w_x) + M_2(w_2 - w_x) = F_x \cdot p_x,$$

или

$$F_x \cdot (p_x - p_2) = M_0(w_0 - w_x) + M_2(w_2 - w_x). \quad (1)$$

Если γ — удельный вес смеси в поперечном сечении F_x при давлении p_x , то

$$(M_0 + M_2)g = F_x \cdot w_x \cdot \gamma$$

и соответственно этому уравнение давлений может быть преобразовано:

$$\frac{p_x - p_2}{\gamma} = \frac{w_x}{g} \left(\frac{M_0 w_0 + M_2 w_2}{M_0 + M_2} - w_x \right). \quad (2)$$

Левую часть уравнения можно заменить разностью пьезометрических высот

$$a_x - a_2 = \frac{w_x}{g} \left[\frac{M_0 \cdot w_0 + M_2 \cdot w_2}{M_0 + M_2} - w_x \right]. \quad (3)$$

Если имеется только одна струя, т. е. $M_2 = 0$, то

$$a_x - a_2 = \frac{w_x(w_0 - w_x)}{g}.$$

Если же смешивается любое количество струй, то по [уравнению (3)] получаем

$$a_x - a_2 = \frac{w_x}{g} \left[\frac{\sum (M \cdot w)}{\sum (M)} - w_x \right]. \quad (3a)$$

Так как $\gamma = \text{const}$ для всех струй и, следовательно,

$$M_0 g = F_0 \cdot w_0 \cdot \gamma; \quad M_2 g = F_2 \cdot w_2 \cdot \gamma; \quad (M_0 + M_2)g = F_x \cdot w_x \cdot \gamma,$$

то

$$a_x - a_2 = \frac{1}{g} \left[\frac{F_0}{F_x} w_0^2 + \frac{F_2}{F_x} w_2^2 - w_x^2 \right]. \quad (4)$$

При смешивании двух потоков в камере неизбежно будет иметь место потеря энергии, которая определяется нижеследующим образом.

Энергия струи равна

$$E = \frac{w^2}{2g} + z + a$$

или при горизонтальном положении насадка и трубы насоса —

$$E = \frac{w^2}{2g} + a.$$

Так как $M_0 g$ есть вес струи, вытекающей из насадка A_2 в единицу времени, то энергия ее будет равна

$$E_0 = M_0 \cdot g \left(\frac{w_0^2}{2g} + a_2 \right).$$

Энергия второй струи будет равна

$$E_2 = M_2 \cdot g \left(\frac{w_2^2}{2g} + a_2 \right).$$

Энергия в сечении x после смешивания будет равна

$$E_x = (M_0 + M_2) g \left(\frac{w_x^2}{2g} + a_x \right),$$

откуда потеря энергии будет равна

$$L = E_0 + E_2 - E_x$$

или

$$L = \frac{M_0}{2} (w_0^2 - w_x^2) + \frac{M_2}{2} (w_2^2 - w_x^2) - (M_0 + M_2) g (a_x - a_2). \quad (5)$$

При соблюдении уравнения (3) и после упрощений получаем

$$L = \frac{M_0 (w_0 - w_x)^2}{2} + \frac{M_2 (w_2 - w_x)^2}{2}. \quad (6)$$

Для одной струи, т. е. для $M_2 = 0$, потеря энергии на единицу веса жидкости будет

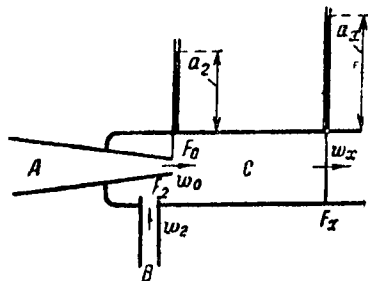
$$L_0 = \frac{M_0 (w_0 - w_x)^2}{2},$$

что является общим выражением потери на удар по формуле Борда-Карно.

б) Смешение второго типа (фиг. 5). Для этой схемы смешения потоков потеря энергии для первой струи будет равна по предыдущему

$$L_0 = \frac{M_0 (w_0 - w_x)^2}{2}.$$

При входе же второй струи в камеру смешения скорость w_2 , а вместе с нею и работа $\frac{M_2 w_2^2}{2}$ теряются, переход массы M_2 от состояния покоя к движению со скоростью w_x потре-



Фиг. 5.

бует затраты работы $\frac{M_2 w_2^2}{2}$, и поэтому потеря энергии для второй струи будет равна

$$L_2 = \frac{M_2 (w_2^2 + w_x^2)}{2}.$$

Общая потеря энергии $L = L_0 + L_2$ или

$$L = \frac{M_0 (w_0 - w_x)^2}{2} + \frac{M_2 (w_2^2 + w_x^2)}{2} \quad (7)$$

или

$$L = \frac{M_0 (w_0 - w_x)^2}{2} + \frac{M_2 (w_2 - w_x)^2}{2} + M_2 \cdot w_2 \cdot w_x.$$

Сравнение уравнения (7) с уравнением (6) показывает, что при втором типе смешения потоков потеря энергии больше, чем при первом на величину $M_2 \cdot w_2 \cdot w_x$.

Из уравнения (7) и (5) после простых сокращений имеем:

$$a_x - a_2 = \frac{w_x}{g} \left[\frac{M_0 w_0}{M_0 + M_2} - w_x \right], \quad (8)$$

а после подстановок

$$M_0 \cdot g = F_0 \cdot w_0 \cdot \gamma \text{ и } (M_0 + M_2)g = F_x \cdot w_x \cdot \gamma$$

получаем

$$a_x - a_2 = \frac{1}{g} \left[\frac{F_0}{F_x} w_0^2 - w_x^2 \right]. \quad (9)$$

Сравнение этого уравнения с уравнением (4) показывает разницу между обоими типами смешения.

Полученные уравнения давлений и потери энергии могут быть приведены к общему виду введением коэффициента φ , т. е.

$$a_x - a_2 = \frac{1}{g} \left[\frac{F_0}{F_x} w_0^2 + \varphi \frac{F_2}{F_x} w_2^2 - w_x^2 \right], \quad (10)$$

$$L = \frac{1}{2} [M_0 w_0^2 + M_2 w_2^2 + (M_0 + M_2) w_x^2 - 2w_x (M_0 w_0 + \varphi M_2 w_2)] \quad (11)$$

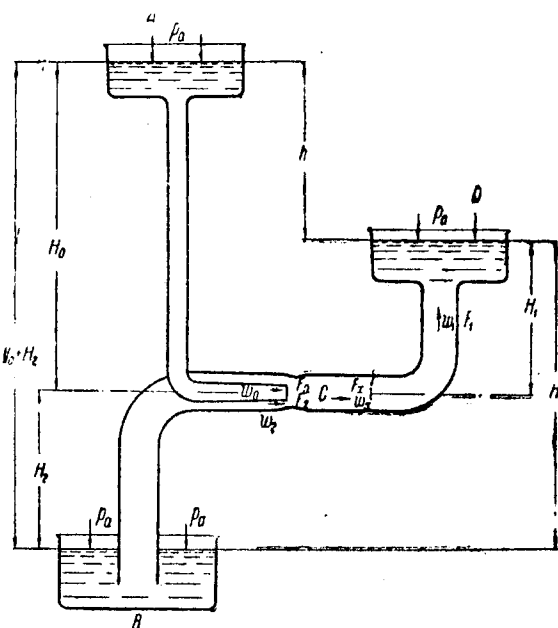
или

$$L = \frac{\gamma}{2g} [F_0 w_0^3 + F_2 w_2^3 + F_x w_x^3 - 2w_x (F_0 w_0^2 + \varphi F_2 w_2^2)]. \quad (11a)$$

Величина $\varphi = 1$ при смешении потоков по первому типу и $\varphi = 0$ при смешении по второму типу.

Эти уравнения Цейнер далее применяет для анализа работы водоструйного насоса Томпсона.

Из резервуара *A* (фиг. 6), где свободная поверхность воды находится под атмосферным давлением p_a (пьезометрической высоте a_0), вода по трубе и далее через насадку площадью F_0 поступает со скоростью w_0 в камеру смешения. Эта насадка окружена другой с поперечным сечением F_2 , по которой поступает вода со скоростью w_2 . Из камеры смешения *C* с площадью сечения F_x вода поступает со скоростью w_x в напорную трубу поперечного сечения F_1 . По этой трубе вода со скоростью w_1 выходит в открытый сосуд *D*. Разность горизонтов в сосудах *A* и *D* и *A* и *B* соответственно равна h и $H_0 + H_2$. Камера смешения по высоте расположена ниже уровня в бассейне *A* на величину H_0 .



Фиг. 6.

Используя свои рассуждения и выводы о движении жидкости по тру-

бам с местными расширениями, Цейнер составляет для данной схемы уравнения движения следующего вида:

Для движения жидкости по напорной трубе

$$2g(a_0 - a_2 + H_0) = (1 + \zeta_0) w_0^2. \quad (12)$$

Для движения по всасывающей трубе

$$2g[a_0 - a_2 + H_0 - (H_0 + H_2)] = (1 + \zeta_2) w_2^2. \quad (13)$$

Для движения по смесительной трубе

$$2g[a_x - a_0 - (H_0 - h)] = (1 + \zeta_1) w_1^2 - w_x^2. \quad (14)$$

Для процесса смешения по уравнению (10) находим

$$2g(a_x - a_2) = 2 \frac{F_0}{F_x} w_0^2 + 2\varphi \frac{F_2}{F_x} w_2^2 - 2w_x^2.$$

Беря разность двух последних уравнений и учитывая, что $F_1 w_1 = F_x w_x$, находим

$$g(a_0 - a_2 + H_0 - h) = \frac{F_0}{F_x} w_0^2 + \varphi \frac{F_2}{F_x} w_2^2 - \frac{1}{2} \left[1 + (1 + \zeta_1) \frac{F_x^2}{F_1^2} \right] w_x^2.$$

Однако

$$F_x w_x = F_0 w_0 + F_2 w_2$$

или

$$w_x = \frac{F_0}{F_x} w_0 + \frac{F_2}{F_x} w_2.$$

Обозначая

$$\begin{aligned} \frac{F_x}{F_0} &= m, \quad \frac{F_2}{F_0} = n, \quad \frac{F_x}{F_2} = \frac{m}{n}, \\ \frac{1}{2} \left[1 + (1 + \zeta_1) \frac{F_x^2}{F_1^2} \right] &= \lambda, \end{aligned} \quad (15)$$

получим

$$m_g^2 \left(\frac{a_0 - a_2 + H_0 - h}{w_0^2} \right) = (m - \lambda) - (\lambda n^2 - \varphi m n) \left(\frac{w_2}{w_0} \right)^2 - 2\lambda n \left(\frac{w_2}{w_0} \right). \quad (16)$$

Из уравнений (12), (13) и (16) после выделения $(a_0 - a_2 + H_0)$ и ряда преобразований находим:

$$\begin{aligned} \left[\frac{(1 + \zeta_2) m^2 h}{2} \frac{h}{H_0 + H_2} + (\lambda n^2 - \varphi m n) \right] \left(\frac{w_2}{w_0} \right)^2 + 2\lambda n \left(\frac{w_2}{w_0} \right) = \\ = (m - \lambda) - \frac{(1 + \zeta_0) m^2}{2} \left(1 - \frac{h}{H_0 + H_2} \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Из разности уравнений (12) и (13) получаем

$$w_0 = \sqrt{\frac{2g(H_0 + H_2)}{(1 + \zeta_0) - (1 + \zeta_2) \left(\frac{w_2}{w_0} \right)^2}}, \quad (18)$$

а из уравнения (12)

$$a_0 - a_2 + H_0 = (1 + \zeta_0) \frac{w_0^2}{2g}. \quad (19)$$

При данной схеме насоса полезная работа его будет $F_2 \cdot w_2 \cdot \gamma (H_2 + H_1)$, а затраченная $F_0 w_0 \gamma (H_0 + H_2)$. Следовательно, к. п. д. будет

$$\eta = \frac{F_2 \cdot w_2 (H_2 + H_1)}{F_0 \cdot w_0 (H_0 + H_2)} = n \cdot \frac{w_2}{w_0} \frac{H}{(H + h)}. \quad (20)$$

Уравнения (15), (17), (18), (19), (20) являются основными для расчета водоструйного насоса. Ход расчета при этом очень прост: из уравнения (17) с учетом уравнения (15) определяется отношение $\frac{w_2}{w_0}$, затем из уравнения (18) определяется w_0 и $w_2 = \left(\frac{w_2}{w_0}\right) w_0$ и, наконец, по уравнению (19) находится пьезометрическая высота a_2 в камере смешения. Уравнение (20) служит для определения общего к. п. д. насоса.

Полученные Цейнером уравнения позволяют производить поверочные расчеты для спроектированного или изготовленного насоса с целью определения его эффективности. Однако эти уравнения не позволяют расчетным путем определить наиболее благоприятные размеры насоса, при которых его к. п. д. η был бы максимальным. Иными словами, полученные уравнения не позволяют провести расчет насоса так, чтобы получить наиболее эффективные его размеры для каких-либо конкретных условий.

На основании приведенных выше основных уравнений водоструйного насоса Цейнер делает ряд обобщающих выводов.

В основные формулы (17), (18) и (20) не входит величина H_0 , т. е. высота положения камеры смешения. Значение H_0 по уравнению (19) оказывает влияние лишь на величину a_2 .

Таким образом теоретически высота камеры смешения может быть в пределах высоты столба жидкости, соответствующего атмосферному давлению, любой и при этом действие прибора заметно изменяться не будет. Влияние высоты положения камеры смешения будет сказываться лишь на значениях коэффициентов сопротивлений ζ_0 , ζ_2 и ζ_1 . Ось камеры смешения может находиться на высоте напорного (смесительного) сосуда D , т. е. $H_0 = h$. В этом случае водоструйный насос будет работать только на всасывание. Такое устройство было предложено Томпсоном.

С другой стороны, ось камеры смешения может помещаться на уровне нижнего всасывающего резервуара, т. е. $H_0 = H + h$, и тогда насос работает исключительно как напорный. Такое устройство, примененное впервые Нагелем для откачки воды из шахты, будет по мнению Цейнера наиболее благоприятным.

Если водоструйный насос работает и фактически подает воду по всасывающей трубе и далее по смесительной, то из рассмотрения уравнения (17) видно, что в этом случае величина w_2 должна быть всегда положительной величиной. При нижнем предельном значении $w_2 = 0$ вода во всасывающей трубе находится в покое и никакого подсосывания воды струей нет. В этом случае должно существовать равенство

$$\frac{H}{H + h} = \frac{H_2 + H_1}{H_2 + H_0} = \frac{2(m - \lambda)}{(1 + \zeta_0)m^2}.$$

Если же имеется фактический подъем жидкости, то должно быть выполнено условие

$$\frac{H}{H+h} = \frac{H_2 + H_1}{H_2 + H_0} < \frac{2(m-\lambda)}{(1+\zeta_1)m^2},$$

причем m и λ имеют значение, данное в уравнении (15).

Основываясь на подробных испытаниях ряда насосов, Цейнер указывает, что высота H составляет лишь небольшую часть высоты $H_0 + H_2$, и благодаря этому уравнение (20) всегда свидетельствует об очень неблагоприятном к. п. д. η . Причину этого он объясняет наличием больших потерь энергии в камере смешения. Эта „теряемая энергия“ преобразуется в тепло, не могущее быть использованным при работе насоса.

Как общее замечание к своей теории водоструйных насосов, Цейнер указывает, что выводы неточны, и по его мнению эту неточность теоретическим путем выправить нельзя. Решающим в этом вопросе является по его мнению длина смесительной камеры, правильно установить которую расчетным путем не представляется возможным.

„Мы, — говорит Цейнер, — наталкиваемся на почти непреодолимые трудности, если требуется вывести при помощи уравнений наивыгоднейшие отношения поперечных сечений, при которых к. п. д. достигает наибольшей величины“.

Последующие работы ряда авторов являются в основном развитием или некоторым видоизменением классической работы Цейнера. Различия в результатах выводов отдельных исследователей обуславливаются при этом различными способами оценки потерь, имеющихся в струйном насосе, и допущениями, делаемыми с целью упрощения конечных выводов.

Из длинного ряда подобных работ: Ла-Конта, Бержерона, Пфотхайзера, Гесслинга, О'Бриена, Клене, Баулина, Бермана и др., мы остановимся лишь на некоторых, заслуживающих быть отмеченными как вносящих дополнительные уточнения в теорию Цейнера или как дающих совершенно новую теоретическую трактовку явлениям, происходящим в водоструйном насосе. Первый правильный шаг в этом отношении делает Бержерон.

3. ДОПОЛНЕНИЯ К ТЕОРИИ ЦЕЙНЕРА, ПРЕДЛОЖЕННЫЕ БЕРЖЕРОНОМ

Бержерон¹, выясняя условия наименьшей потери в смесительной камере водоструйного насоса, вносит некоторую ясность в соотношение между скоростями w_0 , w_2 и w_x .

В своем решении Бержерон исходит из уравнения (6) потерь энергии в смесительной камере:

$$L = \frac{M_0(w_0 - w_x)^2}{2} + \frac{M_2(w_2 - w_x)^2}{2}.$$

Дифференцируя это выражение по w_x и приравнявая эту производную нулю, получаем

$$\frac{\partial L}{\partial w_x} = \frac{-2(w_0 - w_x)M_0}{2} - \frac{2M_2(w_2 - w_x)}{2} = 0,$$

¹ Bergeron, Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik. Bd. 3. Leipzig 1882.

отсюда находим

$$w_x = \frac{M_0 w_0 + M_2 w_2}{M_0 + M_2}. \quad (21)$$

В общем случае для обоих родов смешения потоков получаем выражение для w_x в следующем виде:

$$w_x = \frac{M_0 w_0 + \varphi M_2 w_2}{M_0 + M_2}, \quad (22)$$

причем для первого рода смешивания $\varphi = 1$, для второго $\varphi = 0$.

Практически подвод подсасываемой жидкости может быть осуществлен под некоторым, отличным от 0° и 90° , углом. Для этих случаев необходимо разлагать скорости по соответствующим направлениям осей координат и по этому условию для каждого отдельного случая может быть выяснено значение коэффициента φ , входящего в выражение скорости w_x .

4. ТЕОРИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА, ПРЕДЛОЖЕННАЯ ГИБСОНОМ

Гибсон, излагая в своей работе «Гидравлика и ее приложения» теорию водоструйного насоса Томпсона, исходит из уравнения количества движения:

$$\frac{Q_1 w_1}{g} - \left(\frac{Q_2 w_2}{g} + \frac{Q_0 w_0}{g} \right) = \frac{p_0 F_0 + p_2 F_2 - p_1 F_1}{\gamma}$$

или

$$\frac{F_1 w_1^2 - F_2 w_2^2 - F_0 w_0^2}{g} = \frac{p_0 F_0 + p_2 F_2 - p_1 F_1}{\gamma}.$$

Из этого уравнения нетрудно получить

$$F_0 \left(\frac{p_0}{\gamma} + \frac{w_0^2}{2g} \right) + F_2 \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} \right) - F_1 \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} \right) = \frac{1}{2g} (F_1 w_1^2 - F_2 w_2^2 - F_0 w_0^2)$$

или

$$F_0 H_0 + F_2 H_2 - F_1 H_1 = \frac{1}{2g} (F_1 w_1^2 - F_2 w_2^2 - F_0 w_0^2). \quad (23)$$

Из уравнения неразрывности находим

$$F_0 w_0 + F_2 w_2 = F_1 w_1 \quad (24)$$

или

$$Q_0 + Q_2 = Q_1. \quad (24a)$$

Из этих уравнений при заданных размерах насоса и напорах могут быть определены две неизвестные скорости и соответствующие им расходы. Например, если Q_0 задано, можно определить Q_2 и Q_1 .

Полагая, что при параллельном направлении обоих потоков (рабочего и подсасываемого) давление в камере смешения непосредственно перед соплом можно считать постоянным и равным p_j , Гибсон составляет уравнения энергий

$$H_0 = \frac{w_0^2}{2g} + \frac{p_j}{\gamma};$$

$$-H_2 = \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_j}{\gamma},$$

откуда

$$\frac{w_0^2}{2g} - H_0 = \frac{w_2^2}{2g} + H_2 \quad \text{или} \quad w_2^2 = w_0^2 - 2g(H_0 + H_2). \quad (25)$$

Подставляя выражения для w_2 в уравнение (23), Гибсон получает

$$F_0 H_0 - F_2 H_2 - F_1 H_1 = \frac{1}{2g} [F_1 w_1^2 - (F_0 + F_2) w_0^2] + F_2 (H_0 + H_2)$$

или

$$(F_0 - F_2) H_0 - 2 F_2 H_2 - F_1 H_1 = \frac{1}{2g} [F_1 w_1^2 - (F_0 + F_2) w_0^2]. \quad (26)$$

Подставляя же это выражение в уравнение (24), находим

$$F_0 w_0 + F_2 \sqrt{w_0^2 - 2g(H_0 + H_2)} = F_1 w_1, \quad (27)$$

которое в совокупности с уравнением (25) и (26) позволяет вести весь расчет струйного насоса, т. е. при заданных сечениях каналов (труб) и напорах определить скорости w_0 , w_2 и w_1 и соответственно Q_0 , Q_1 и Q_2 .

Но «действительная высота, на которую насос поднимает воду, — говорит далее Гибсон, — будет несколько меньше значения H_1 , определяемого из выражения $\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g}\right)$, вследствие потери энергии на вихревые явления в расширяющейся части выходной трубы и составит от 0,6 до 0,7 H_1 .

Эта потеря энергии пропорциональна w_1^2 и будет поэтому возрастать с увеличением H_1 , поскольку при этом возрастает и w_1 . Так как вся работа насоса пропорциональна выражению $H_1 + H_2$, то в результате к. п. д. насоса будет возрастать по мере увеличения H_2 за счет H_1 .

Следовательно, при заданной высоте подъема высоту всасывания рационально увеличивать за счет высоты нагнетания вплоть до 6,7 м. Этот вывод проверен на практике».

Для определения к. п. д. насоса Гибсон приводит формулу

$$\eta = \frac{Q_2 (H_1 + H_2)}{Q_0 (H_0 - H_1)}. \quad (28)$$

При этом он указывает, что к. п. д. насоса получается довольно низким из-за того, что в струйном насосе смешение двух потоков, двигающихся с различными скоростями, несомненно вызывает потери на взаимные удары. Практически к. п. д. насоса по мнению Гибсона не превышает 25%, но может быть несколько увеличен (до 30%), если нет необходимости превращать кинетическую энергию струи в энергию давления.

Рассмотрение приведенной теории струйного насоса показывает, что и в этом случае в лице ее мы имеем лишь метод изучения уже существующего (или спроектированного) насоса, так как она не дает возможности спроектировать насос на нужную производительность для заранее заданных соотношений напорov. Таким образом, как теория Цейнера, так и работа Гибсона не дают всех необходимых для построения методики расчета данных и расчетных уравнений.

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ О'БРИЕНА И ГОСЛИНА

Гидравлическая лаборатория при Калифорнийском университете провела ряд теоретических и экспериментальных работ по изучению водоструйных насосов и получила хорошее совпадение данных разработанной теории с опытами.

Проведенное в лаборатории под руководством О'Бриена и Гослина исследование заключалось в вычислении потерь на трение в трубах струйного насоса и потери на удар и изменение давлений в камере смешения с последующей проверкой получаемых зависимостей на опыте. При этом все вычисления основывались на средних скоростях в сечениях. В этой работе для трех потоков в соединяющихся трубопроводах насоса (фиг. 7) были составлены следующие уравнения потока:

а) напорный (рабочий) трубопровод

$$H_0 = \frac{p_a}{\gamma} + 0 + (1 + \zeta_0) \frac{w^2}{2g}; \quad (29)$$

б) всасывающий трубопровод

$$H_2 = \frac{p_a}{\gamma} + 0 + (1 + \zeta_2) \frac{w_2^2}{2g}; \quad (30)$$

с) смешительный трубопровод

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_x^2}{2g} + 0 = H_1 + \zeta_1 \frac{w_x^2}{2g}. \quad (31)$$

При выводе этих уравнений оси насадки и камеры смешения предполагались горизонтальными, а высоты были отнесены к центру насадки.

Уравнение неразрывности соответственно имеет вид:

$$Q_0 + Q_2 = F_x \cdot w_x, \quad (32)$$

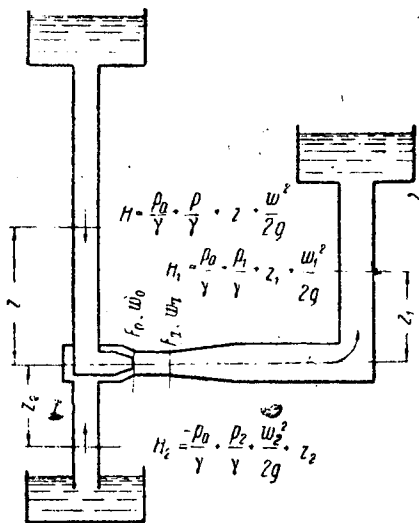
где

$$\left. \begin{aligned} F_0 + F_2 &= F_x; \quad w_x = \frac{Q_0 + Q_2}{F_0 + F_2} = \frac{Q_0 + Q_2}{F_x}; \\ Q_0 &= F_0 \cdot w_0; \quad Q_2 = F_2 \cdot w_2; \\ \frac{Q_2}{Q_0} &= q; \quad \frac{F_0}{F_x} = R = \frac{1}{m}; \quad \frac{F_2}{F_0} = \frac{1-R}{R} = n. \end{aligned} \right\} \quad (32')$$

В этом комплексе уравнений предполагается, что насадка доходит до входа в камеру смешения и стенки насадки очень тонкие.

Потери энергии в единицу времени вследствие смешения двух потоков различной скорости в камере, имеющей параллельные стороны, равна (по Цейнеру, Лоренцу)

$$L_{см} = Q_0 \gamma \cdot \frac{(w_0 - w_x)^2}{2g} + Q_2 \gamma \cdot \frac{(w_2 - w_x)^2}{2g}. \quad (33)$$



Фиг. 7.

Потеря энергии, возникающая от трения о стенки камеры смешения, определяется по формуле

$$L_{тр. x} = \gamma \cdot \zeta_x (Q_0 + Q_2) \frac{w_x^2}{2g},$$

где w_x — средняя скорость,

ζ_x — коэффициент сопротивления, определяемый тем же путем, как и для движения погока по трубам.

Потеря на трение в камере смешения по мнению О'Бриена и Гослина является значительной частью общей потери энергии. Определение этой потери по принятому уравнению по их мнению не дает большой ошибки, поскольку данные, получаемые по разработанной теории, близко совпадают с данными опытов.

Составляя уравнение работ, получаем

$$Q_0 \cdot \gamma (H_0 - H_1) = Q_2 \gamma (H_1 - H_2) + \zeta_0 Q_0 \gamma \frac{w_0^2}{2g} + \zeta_2 Q_2 \gamma \frac{w_2^2}{2g} + (\zeta_1 + \zeta_x) (Q_0 + Q_2) \gamma \frac{w_x^2}{2g} + \frac{Q_0 \gamma \cdot (w_0 - w_x)^2}{2g} + \frac{Q_2 \gamma (w_x - w_2)^2}{2g}. \quad (34)$$

Вычитание уравнения (30) из (29) и введение отношений, данных в (32') дает

$$H_0 - H_2 = \frac{w_0^2}{2g} \left[1 + \zeta_0 - (1 + \zeta_2) q^2 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2 \right]. \quad (35)$$

Подстановка выражения (35) в уравнение (34) при учете соотношений (32') дает результат в упрощенном виде:

$$\frac{H_1 - H_2}{H_0 - H_1} = \frac{1 - N}{N + q},$$

где

$$N = \frac{1 + \zeta_0 + (1 + \zeta_2) q^2 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2 + (1 + \zeta_1 + \zeta_x) R^2 (1 + q)^2 - 2R(1 + q) - 2 \frac{q^2 R^2}{1-R} (1 + q)}{1 + \zeta_0 - (1 + \zeta_2) q^2 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2}. \quad (36)$$

Уравнение (36) представляет собой характеристику напорной способности всех водоструйных насосов, имеющих прямые цилиндрические камеры смешения, и дает приблизительную характеристику насосов, имеющих расширяющиеся и суживающиеся камеры смешения.

В уравнении (36) все величины безразмерны. Отношение q и $\frac{H_1 - H_2}{H_0 - H_1}$ зависит от пяти параметров R , ζ_0 , ζ_x , ζ_2 и ζ_1 , изменяющихся с конструкцией самого насоса и длиной соединяющихся трубопроводов.

Разработанная О'Бриеном и Гослиным теория струйного насоса не полна, так как она не рассматривает явления передачи энергии от одной струи к другой. Между тем этот процесс, вскрывающий всю физическую сторону явления и зависящий от ряда факторов (скорости рабочей струи, длины смешения и т. п.), обуславливает подсосывание жидкости и тем самым работу насоса. Поэтому данная теория, так же как и ранее рассмотренные, не обеспечивает полностью расчета струйных насосов.

При определении эффективности насоса, т. е. его к. п. д. η , авторы рассматриваемой теории полагают возможным пользоваться двумя уравнениями:

$$\eta = \frac{(Q_0 + Q_2) H_1}{Q_0 H_0 + Q_2 H_2} \quad (37)$$

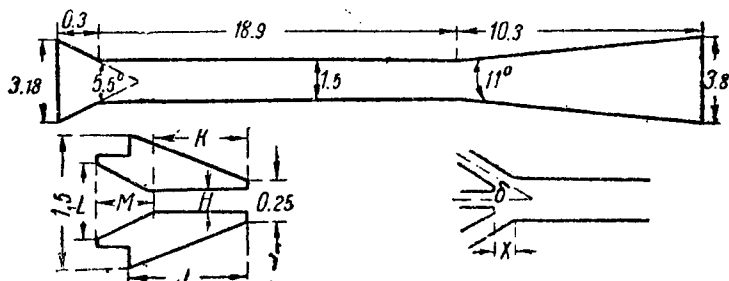
и

$$\eta = \frac{Q_2 (H_1 + H_2)}{Q_0 (H_0 - H_1)}. \quad (38)$$

Значение η , определяемое по первому уравнению, зависит от положения плоскости сравнения (для высот H_1 , H_2 и H_0) и может быть увеличено помещением этой плоскости гораздо ниже насоса, так как тогда H_0 , H_1 и H_2 станут почти равными друг другу.

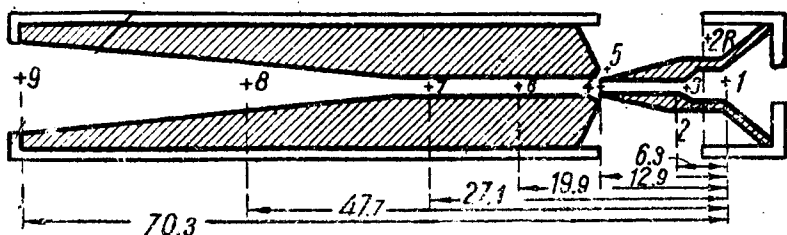
Второе уравнение, рассматривающее сумму израсходованной энергии и проделанной работы, имеет одно единственное решение, не зависящее от плоскости сравнения, и поэтому является более правильным.

Для полноты изложения остановимся на результатах опытных исследований, проведенных О'Бриеном и Гослиным. Эти данные будут полезны нам в дальнейшем при анализе приводимых теорий расчета водоструйных насосов.



Фиг. 8.

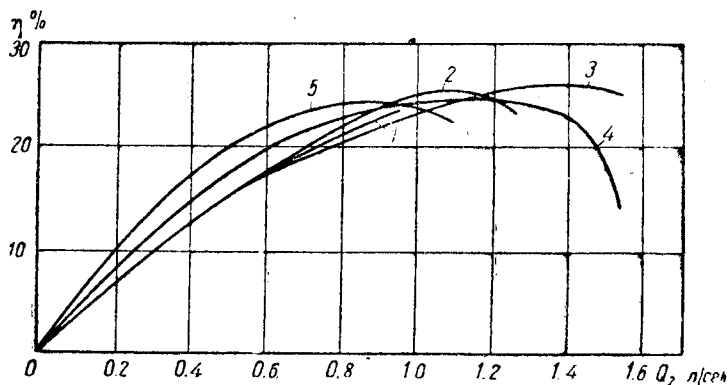
Экспериментальному исследованию были подвергнуты два водоструйных насоса. Первый опытный насос представлял образец промышленного типа с прямой цилиндрической камерой смешения (называется ниже — цилиндрическим насосом, см. фиг. 8). Второй насос был выполнен при помощи медных



Фиг. 9.

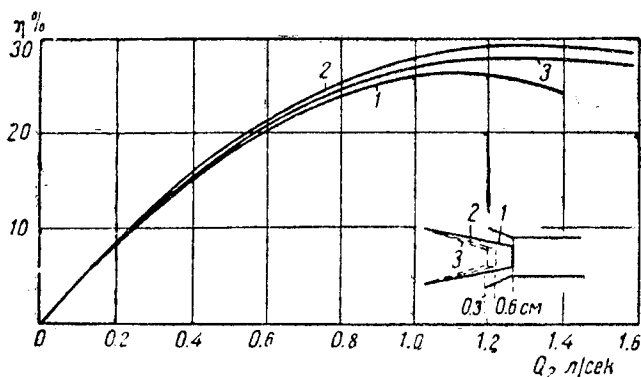
пластинок, заключенных между двумя плоскими параллельными поверхностями, таким образом, чтобы образовать насадку, камеру смешения и диффузор. Этот образец водоструйного насоса далее будем называть плоским насосом (фиг. 9).

Опытная установка представляется в следующем виде: нагнетательная труба $1\frac{1}{4}$ ", всасывающая труба 2", отводящая труба $1\frac{1}{2}$ ". Нагнетательная труба имела закругление на 180° между точкой замера давления и насадкой. Все трубопроводы были снабжены плоскими задвижками для регулирования давлений. Насадка, камеры смещения и диффузор сменные. Расход в нагнетательной трубе измерялся тарированной диафрагмой, а полный расход определялся взвешиванием. Засасываемый расход определялся как разность между двумя измеренными расходами. Корпус насоса находился приблизительно на



Фиг. 10.

0,6 м выше резервуара всасывания, так что всасывающая труба всегда была под отрицательным давлением. Давления в пределах до 1,2 м измерялись открытыми ртутными манометрами. Более высокие давления измерялись манометрами Бурдона, которые тарировались ежедневно. Температура воды и атмосферное давление определялись через определенные промежутки времени в течение каждой серии опытов.



Фиг. 11.

Для обоих насосов опыты проводились сериями, в которых давления в нагнетательном и всасывающем трубопроводах поддерживались постоянными, а давления в отводящей линии изменялись от минимально возможного до предельного, при котором рабочий поток начинал изливаться через всасывающую линию. Всего было проведено при различных сменных насадках и диффузорах, т. е. при различных соотношениях площадей (от 12,4 до 96%), 786 опытов при максимальном давлении в нагнетательной трубе 6 кг/см^2 (85 фунт/дюйм^2).

Полученные из опытов с наилучшим насосом кривые приведены на фиг. 10 и 11.

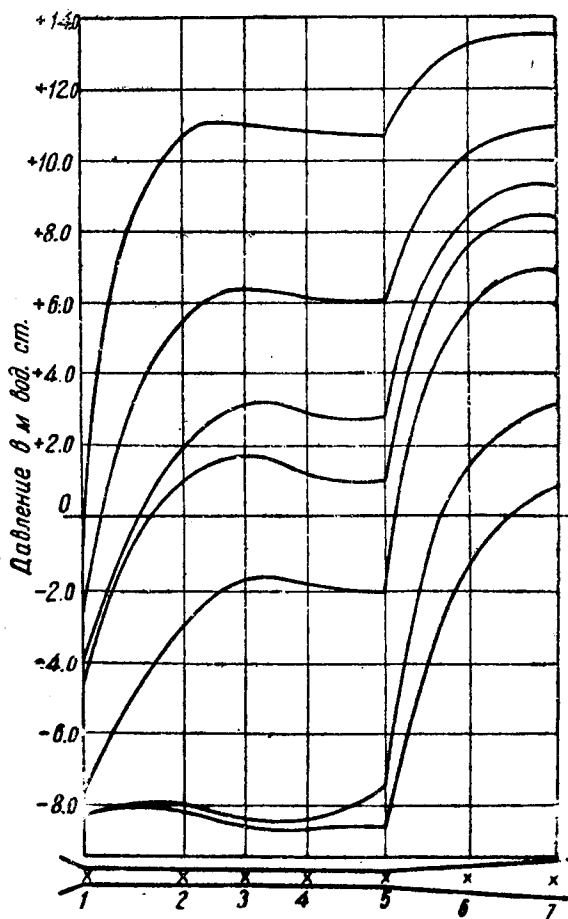
Опыты (фиг. 11) прежде всего показывают влияние положения насадки. Эффективность насоса при отодвигании насадки от горловины первоначально увеличивается, а затем несколько уменьшается. Наиболее благоприятные условия работы получились, когда конец насадки был отодвинут от входа в горловину на расстояние, равное диаметру насадки.

Данные о распределении давлений вдоль камеры смешения, приведенные на фиг. 12 для сочетания насадки и камеры смешения, показавшего наивысшую эффективность ($\eta = 0,25$), позволяют отметить большое влияние угла конусности диффузора в работе насоса (в опытах был принят угол конусности, равный 14°). Давления в камере смешения поднимаются до некоторого максимального значения, а затем уменьшаются, показывая, что в этом насосе камера смешения длиннее, чем то необходимо для обеспечения полного смешения. Коэффициент потери на трение в диффузоре, определенный из опыта, был получен равным $0,10$ (от скоростного напора $\frac{w_x^2}{2g}$).

Для проверки правильности теории, в частности, уравнения (36), отношение напоров $\frac{H_1 - H_2}{H_0 - H_1}$ и отношение расходов $q = \frac{Q_2}{Q_0}$ были вычислены для четырех насосов с геометрически подобными камерами смешения и диффузорами, отличающихся друг от друга лишь диаметрами насадки. При этом все исходные коэффициенты $\zeta_0 = 0,15$; $\zeta_2 = 0$; $\zeta_1 = 0,10$; $\zeta_x = 0,28$ были предварительно определены из данных опытов. Результаты сопоставлений приведены на фиг. 13.

На фиг. 14 приведены к. п. д. всех насосов из опытов. Величины к. п. д. вычислялись по формуле (38), причем для вычисления принимались коэффициенты трения, определяемые из опыта. Две крайние кривые показывают влияние трения в насосе. Нижняя кривая была получена в предположении наличия значительного трения в камере смешения, что соответствует чрезмерно длинной камере смешения и горловины. Верхняя кривая была получена в предположении минимального трения в камере смешения. Это практически сводилось к следующим допущениям:

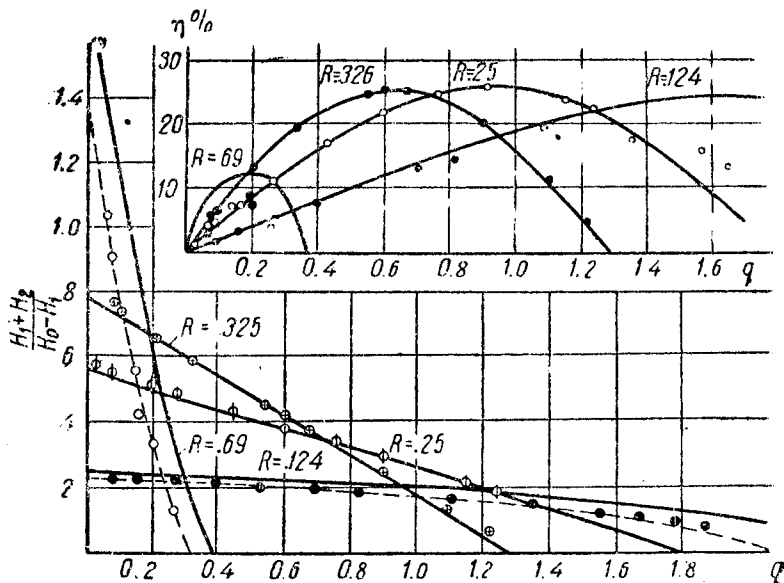
- 1) все соединяющие трубопроводы настолько велики, что потерями на трение в них можно пренебречь;
- 2) коэффициент потерь при истечении из насадка принят максимальным ($\zeta_1 = 0,04$);
- 3) принят минимальный коэффициент трения в горловине;



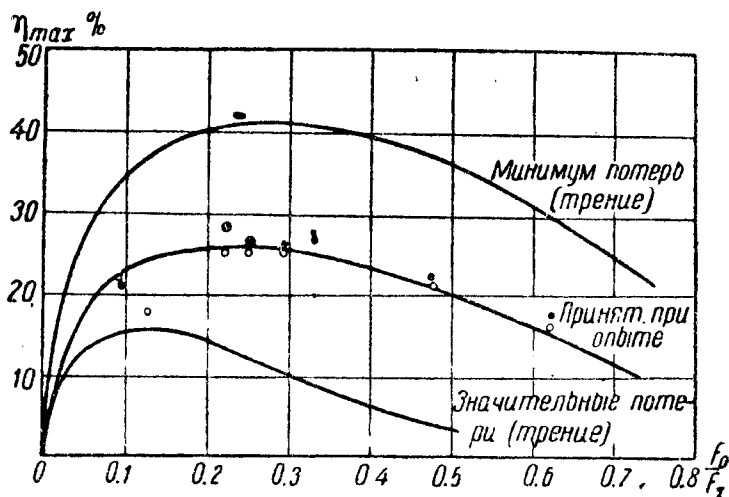
Фиг. 12.

4) длина цилиндрической части горловины принята равной шести диаметрам насадка;

б) угол конусности диффузора был принят равным $5,5^\circ$.



Фиг. 13.



Фиг. 14.

Наиболее важным результатом проведенных теоретических исследований и испытаний явилась проверка выведенных уравнений и составление этих уравнений в безразмерном виде. Хорошее совпадение расчетных данных с опытными убеждает в том, что полученные уравнения достаточно полно освещают работу водоструйных насосов. Введение же в рассмотренные урав-

нения ряда коэффициентов не затрудняет расчета, поскольку имеется возможность определять их расчетным путем или путем предварительных испытаний.

В качестве возможных улучшений в конструкции струйного насоса О'Бриен и Гослин указывают на укорочение камеры смешения и горловины и небольшой угол раскрытия диффузора. При этих условиях эффективность насоса может быть доведена до 41%. (проектированный по этим условиям насос [насадка $a_0 = 0,31''$ (7,9 мм), горловина $0,62''$ (15,74 мм) при длине цилиндрической части камеры смешения в $3,5''$ (88,9 мм) и угле конусности диффузора 11°] на опытах показал максимальный к. п. д. в 31%. По уравнению (36) при принятии коэффициентов трения по табличным данным значение к. п. д. равно 30%.

Приведенное исследование дает уже некоторые практические, основанные на опыте, данные для изучения существа явлений, происходящих в струйном насосе. Правда, этих данных еще недостаточно и они не затрагивают основного вопроса о смешении двух потоков и передаче энергии от одного потока к другому.

6. ТЕОРИЯ БЕРМАНА

Берман на основе опытов, проведенных над водоструйными насосами в Гидроэнергетическом институте, указывает, что «смешение активного потока воды, поступающего через сопло, с потоком подсосываемой воды происходит в сужающемся канале второго насадка (фиг. 15) и заканчивается в узкой его части (горловине). Диффузор же в работе насоса не участвует и играет роль преобразователя энергии кинетической в потенциальную энергию давления».

При построении своей теории струйных насосов инж. Л. Д. Берман исходит из тех же

основных условий, что и ранее рассмотренная теория Цейнера. Однако, оценивая потери несколько иначе, он приходит к иным результатам.

Принимая схему насоса, приведенную на фиг. 15, Берман пишет выражения для:

- 1) кинетической энергии потока в сечении I-I:

$$\frac{G_0 w_0^2}{2g} + \frac{G_2 w_2^2}{2g};$$

- 2) потенциальной энергии в этом же сечении в предположении, что в нем устанавливается давление, равное абсолютному давлению в шаровой камере смешения:

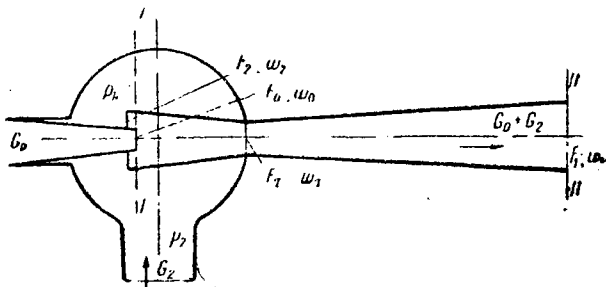
$$[F_0 w_0 + (F_k - F_0) w_2] p_k;$$

- 3) кинетической энергии потока в выходном сечении II-II диффузора:

$$\frac{(G_1 + G_2) w_1^2}{2g};$$

- 4) энергии давления в сечении II-II:

$$F_1 w_1 \cdot p_1.$$



Фиг. 15.

На основе этого нетрудно составить уравнение работ для струйного насоса в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{G_0 \cdot w_0^2}{2g} + \frac{G_2 \cdot w_2^2}{2g} + [F_0 w_0 + (F_\kappa - F_0) w_2] p_\kappa = \\ = \frac{(G_0 + G_2) w_1^2}{2g} + F_1 \cdot w_1 \cdot p_1 + A, \end{aligned} \quad (39)$$

где A — потери в струйном насосе, включая и диффузор.

Общая потеря энергии в струйном насосе складывается из трех элементов:

а) потери энергии на удар, определяемой по теореме Борда-Карно:

$$G_0 \frac{(w_0 - w_x)^2}{2g};$$

б) потери энергии при смешении, относимой к скоростному напору в горловине:

$$\phi \frac{(G_0 + G_2) w_x^2}{2g},$$

где ϕ — коэффициент сопротивления;

в) потери энергии в диффузоре, определяемой теоретическим путем по формуле

$$\lambda \cdot \left(\frac{l}{4} \right) \frac{G_0 + G_2}{d_1 - d_x} \cdot \frac{w_x^2 - w_1^2}{2g}.$$

Отсюда получаем выражение для общей потери в струйном насосе:

$$\begin{aligned} A = \frac{G_0 (w_0 - w_x)^2}{2g} + \phi \frac{(G_0 + G_2) w_x^2}{2g} + \\ + \frac{\lambda \cdot l}{4 \cdot (d_1 - d_x)} \cdot \frac{(G_0 + G_2) (w_x^2 - w_1^2)}{2g}. \end{aligned} \quad (40)$$

Подставляя это выражение в уравнение (39) и обозначая

$$\frac{w_1}{w_x} = \frac{F_x}{F_1} = s,$$

в результате преобразований получаем:

$$G_2 \cdot w_2^2 = 2g \cdot F_x w_x \cdot p_d - 2 \cdot G_0 w_0 \cdot w_x + G_0 w_x^2 + \beta \cdot (G_0 + G_2) w_x^2, \quad (41)$$

где

$$p_d = p_1 - p_\kappa \quad (42)$$

и

$$\beta = \phi + s^2 + \frac{\lambda \cdot l}{4(d_1 - d_x)} \cdot (1 + s^2). \quad (43)$$

Величину β инж. Берман называет коэффициентом потерь струйного насоса.

Вводим обозначения

$$\frac{F_x}{F_0} = m; \quad \frac{F_\kappa}{F_0} = n; \quad (44)$$

$$\frac{G_2}{G_0} = q \quad (45)$$

(q называется коэффициентом смешения) и составляем выражения для w_0 , w_2 , w_x и G_0 :

$$w_0 = \frac{G_0}{\alpha F_0 \gamma_0}; \quad (46)$$

$$w_2 = \frac{G_2}{(F_k - \alpha F_0) \gamma_2}; \quad (47)$$

$$w_x = \frac{1}{F_x} \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right); \quad (48)$$

$$G_0 = \alpha F_0 \gamma_0 \cdot \sqrt{2g \frac{p_0}{\gamma_0}} = \alpha \cdot F_0 \cdot \sqrt{2g \cdot p_0 \cdot \gamma_0}, \quad (49)$$

где α — коэффициент сжатия струи и $\frac{p_0}{\gamma_0}$ — напор в выходном сечении сопла.

При делении уравнения (41) на $Q_0 w_0^2$ и подстановке в него значений отдельных величин согласно уравнениям (45), (46), (47), (48), (49) получаем после ряда преобразований общее уравнение работы струйного насоса:

$$\begin{aligned} \frac{q^3}{(n-1)^2} \left(\frac{\gamma}{\gamma_2} \right)^2 = & \left(1 + \frac{\gamma_0}{\gamma_2} \right) \frac{p_d}{p_0} - \frac{2}{m} \left(1 + \frac{\gamma_0}{\gamma_2} q \right) + \\ & + \frac{1}{m^2} \left(1 + \frac{\gamma_0}{\gamma_2} q \right) \cdot [1 + \beta (1 + q)]. \end{aligned} \quad (50)$$

Из этого уравнения видно, что коэффициент смешения q зависит от основных геометрических размеров насоса, от отношения $\frac{p_d}{p_0}$, от удельных весов эжектирующей и засасываемой жидкостей и от сопротивлений в насосе. При этом на величину q оказывают влияние не абсолютные значения геометрических размеров, а соотношения сечений.

Инж. Берман совершенно справедливо отмечает, что это уравнение чрезвычайно сложно для практического пользования и поэтому принимает допущения, что $\frac{\gamma_0}{\gamma_2} = 1$ и что скорость засасываемой жидкости в сечении $I-I$ мала, т. е. w_2 по сравнению с w_0 мало. Эти условия позволяют значительно упростить уравнение (50) и привести его к следующему виду:

$$\beta \cdot (1 + q)^2 + (1 + q) + m^2 \frac{p_d}{p_0} - 2m = 0$$

или

$$\frac{p_d}{p_0} = \frac{2m - (1 + q) [1 + \beta (1 + q)]}{m^2}.$$

При принятии лишь первого допущения ($\frac{\gamma_0}{\gamma_2} = 1$) уравнение имеет вид

$$\frac{q^3}{(n-1)^2} = (1 + q) \left(\frac{p_d}{p_0} - \frac{2}{m} \right) + \left(\frac{1 + q}{m} \right)^2 + \frac{\beta}{m^2} (1 + q)^3. \quad (51)$$

или

$$\frac{p_d}{p_0} = \frac{q^3}{(1 + q)(n-1)^2} + \frac{2m - (1 + q) [1 + \beta (1 + q)]}{m^2}. \quad (52)$$

Величина $\frac{p_0}{\gamma_0}$ равна скоростному напору в выходном сечении сопла, что соответствует перепаду давлений у сопла, т. е. разности давлений перед соплом и в камере смешения. Эта величина в дальнейшем обозначается величиной H'_0 , т. е. $H'_0 = \frac{p_0}{\gamma_0}$. Величина $\frac{p_d}{\gamma_1}$ есть разность давлений в выходном сечении диффузора и в камере насоса, т. е. $H_d = \frac{p_d}{\gamma_1}$.

$$\text{Но так как } \gamma_1 = \gamma_0 \frac{\left(1 + \frac{\gamma_0}{\gamma_0} \cdot q\right)}{1 + q} \approx \gamma_0, \text{ то}$$

$$\frac{p_d}{p_0} \approx \frac{H_d}{H'_0}.$$

Таким образом величина $\frac{p_d}{p_0}$ может быть с достаточным приближением заменена отношением сопротивления всасывающего и смесительного трубопроводов к располагаемой разности напоров перед и после сопла, т. е. отношением напоров.

Соответственно получаем

$$\frac{H_d}{H'_0} = \frac{q^3}{(1+q)(n-1)^2} + \frac{2m - (1+q)[1 + \beta(1+q)]}{m^2} \quad (52')$$

или

$$\frac{H_d}{H'_0} = \frac{2m - (1+q)[1 + \beta(1+q)]}{m^2}. \quad (52'')$$

Инж. Берман указывает, что при практических расчетах с достаточной степенью точности можно пользоваться упрощенной зависимостью, даваемой уравнением (52'').

Величина производительности насоса, т. е. абсолютные значения расходов воды и напоров, определяется по формулам

$$G_0 + G_2 = G_0(1+q) = \alpha \cdot F_0(1+q) \cdot \sqrt{2g p_0 \gamma_0}$$

или

$$G_0 + G_2 = K_0 \sqrt{2g p_0 \gamma_0}, \quad (53)$$

где

$$K_0 = \alpha \cdot F_0(1+q) \sqrt{\gamma_0}.$$

т. е. K является функцией $\frac{p_1}{p_0}$.

Если обозначить скоростной напор в выходном сечении сопла через H'_0 , то получаем

$$G_0 + G_2 = K \sqrt{2g H'_0}, \quad (53')$$

где

$$K = \alpha \cdot F_0 \cdot \gamma_0(1+q).$$

Коэффициент полезного действия насоса может быть определен по формуле

$$\eta = \frac{(G_0 + G_2) H_d}{G_0 \cdot H'_0} (1+q) \frac{H_d}{H'_0}. \quad (54)$$

Заменяя $\frac{H_d}{H_0}$ уравнением (52"), получим

$$\eta = \frac{2m(1+q) + (1+q)^2 \cdot [1 + \beta(1+q)]}{m^2}. \quad (55)$$

Каждому значению q соответствует определенное значение отношения $\frac{F_x}{F_0} = m_0$, при котором к. п. д. насоса получается наибольшим. Поэтому,

беря производную $\frac{\partial \eta}{\partial m}$ и приравнявая ее нулю, находим:

$$m_0 = (1+q)[1 + \beta(1+q)], \quad (56)$$

и, следовательно,

$$\eta_{\max} = \frac{1}{1 + \beta(1+q)}. \quad (57)$$

Эти последние уравнения показывают, что с увеличением q наилучшее отношение $\frac{F_x}{F_0} = m$ быстро возрастает, η при этом понижается, и, наоборот, чем ниже q , тем выше η , и при $q = 0$

$$\eta_{\text{пред}} = \frac{1}{1 + \beta}.$$

Аналогично ранее полученному нетрудно найти значение q при данном m , при котором к. п. д. η будет наибольшим:

$$q_0 = -\left(1 + \frac{1}{2\beta}\right) + \sqrt{0,25\left(1 + \frac{1}{2\beta}\right)^2 - \frac{1-m}{\beta} - 1}. \quad (58)$$

Это уравнение указывает, что уменьшение диаметра сопла F_0 , или соответственно увеличение $\frac{F_x}{F_0} = m$, обуславливает увеличение наилучшего коэффициента смещения. Однако при этом, как то видно из уравнений (52") и (55), уменьшается располагаемый напор за диффузором H_d и понижается абсолютное значение к. п. д.

Для определения коэффициентов сопротивлений ϕ и потерь β , входящих в основные уравнения струйного насоса, инж. Берман рекомендует пользоваться полученными им на основе изучения некоторых типов элеваторов (водоструйных насосов) Госсантехстроя и данных опытов ГЭИ эмпирическими формулами следующего вида:

$$\beta = am^2 + b, \quad (59)$$

где $a = 0,0048$ и $b = 0,509$; и

$$\phi = a \cdot m^2 + b', \quad (60)$$

где $b' = 0,4$.

Но применение этих уравнений (эмпирических) рекомендуется автором лишь в пределах изученных величин, т. е. от $m = 4,0$ до $m = 7,0$. В остальных случаях при иных m необходима последующая проверка принятой величины коэффициентов в соответствии с полученными размерами насоса.

В своей другой работе¹ инж. Берман указывает, что по опытам Гидроэнергетического института для практических подсчетов можно

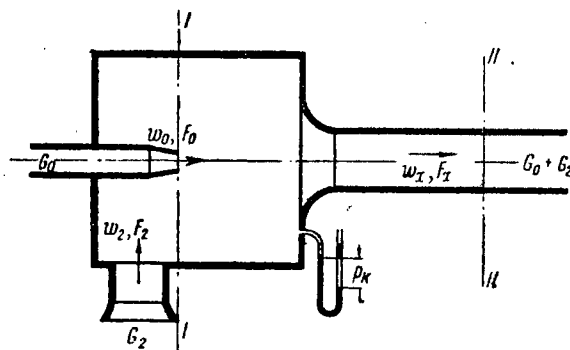
¹ Инж. Берман Л. П., Характеристика водяных струйных насосов (элеваторов) и их расчет. Журнал «Тепло и сила» № 8, 1935 г.

принимать β не зависящим от q при изменениях последнего в пределах от 0 до 2. Однако эти опыты не достаточны для установления всех необходимых зависимостей для β . Учитывая же, что по структуре основного уравнения струйного насоса небольшая ошибка в β может повлечь за собой и заметные ошибки в определении потребного напора H_0' , по мнению Л. Д. Бермана экстерполяция значений за пределы величин, известных из опыта, требует осторожности.

Не останавливаясь на дальнейших возможных применениях теории инж. Бермана, в частности, для построения характеристик водоструйного насоса и отределения рабочих точек, излагаемых в ряде его статей, перейдем к рассмотрению трех наиболее интересных исследований: Баулина, Гончарова и Кантаровича.

7. ТЕОРИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ ИНЖ. БАУЛИНА

Исследованию работы водоструйных насосов и построению рациональной методики расчета насоса инж. Баулиным был посвящен ряд работ. В первой своей работе¹ он дал уравнение для расчета эжекции, полученной в итоге преобразования уравнений Цейнера. Развитие этой работы было сделано рядом авторов, в частности, проф. Аше² и Ивянским³, рассмотревшими ряд дальнейших возможных упрощений в урав-



Фиг. 16.

нениях Баулина и давшими несколько иные зависимости для других случаев работы водоструйного насоса.

Последующая работа Баулина⁴, помещенная в трудах ЦАГИ в 1933 г., дает новый вывод уравнения эжекции и приближенный метод расчета водоструйного насоса, проверенный автором на опыте.

В основу своей теории Баулин кладет схему насоса, представленную на фиг. 16, и полагает жидкую среду несжимаемой. В качестве исходного уравнения принимается уравнение количества движения, которое в данном случае гласит, что для установившегося движения равнодействующая всех сил гидродинамического давления на поверхность струи равна изменению количества движения.

¹ Инж. Баулин, Журнал „Отопление и вентиляция“ № 2 за 1931 г.

² Проф. Б. М. Аше. Упрощение и уточнение расчета эжекторных установок. „Отопление и вентиляция“ № 8, 1935 г.

³ Ивянский С. И., Обобщение расчета эжектора, „Отопление и вентиляция“ № 12, 1936 г.

⁴ Баулин К. К., Исследование работы эжектора. Труды Центр. аэрогидродин. института им. проф. Н. Е. Жуковского, вып. 211, 1935 г.

Рассматривая поток между сечениями I и II , находим, что:

1) изменение количества движения в направлении оси насадка равно

$$\frac{G_0}{g} w_0 - \frac{G_0 + G_2}{g} w_x,$$

(пренебрегая начальной скоростью подсосывания w_2 в сечении I , т. е. полагая $w_2 = 0$ и $\frac{G_2}{g} w_2 = 0$).

2) действующая на систему сила P складывается из сил давления на торцевые сечения I и II

$$p_a \cdot F_x - p_k \cdot F_k$$

и силы давления на поверхность, ограниченную стенками камеры смешения и смесительной трубой,

$$p_k \cdot (F_k - F_x) + \Delta P,$$

где ΔP — сила давления на стенки коллектора (κ) смесительной трубы, получающаяся вследствие перехода статического давления в скоростной напор при увеличении скорости подсосываемой жидкости в коллекторе. Этой силой по мнению Баулина в силу ее незначительности можно пренебречь.

Равнодействующая всех сил будет

$$P = p_a \cdot F_x + p_k \cdot F_k + p_k (F_k - F_x) = (p_a - p_k) F_x = H'_2 F_x.$$

Составляя общее уравнение количества движения, получаем

$$\frac{G_0}{g} w_0 - \frac{G_0 + G_2}{g} w_x = H'_2 F_x \quad (61)$$

или

$$G_0 \cdot w_0 - H_2 g \cdot F_x = (G_0 + G_2) w_x.$$

Умножая на F_x и полагая

$$w_x = \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right) \frac{1}{F_x},$$

будем иметь

$$F_x \cdot G_0 \cdot w_0 - H_2 g \cdot F_x^2 = \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right) (G_0 + G_2).$$

Умножая на γ_2 и деля на G_0^2 , получим

$$\frac{\gamma_2 \cdot F_x \cdot w_0}{G_0} - \frac{H_2 \cdot g \cdot F_x^2 \gamma_2}{G_0^2} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_0} + \frac{G_2}{G_0} \right) \left(1 + \frac{G_2}{G_0} \right). \quad (62)$$

Принимая, что скорость истечения w_0 распределена равномерно по всему сечению сопла F_0 , т. е. $w_0 = \frac{G_0}{\gamma_0 F_0}$, находим

$$H_0 = \frac{\gamma_0}{g} \cdot \frac{w_0^2}{2g},$$

откуда

$$G_0^2 = F_0^2 \cdot \gamma_0 \cdot 2g H_0.$$

Подставляя это выражение в уравнение (62) и проводя необходимые сокращения, получаем

$$\frac{F_x \cdot \gamma_2}{F_0 \cdot \gamma_0} - \frac{H_2 \cdot F_x^2 \cdot \gamma_2}{F_0^2 \cdot \gamma_0 \cdot 2H_0} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_0} + \frac{G_2}{G_0} \right) \left(1 + \frac{G_2}{G_0} \right).$$

При

$$\frac{G_2}{G_0} = q \text{ и } \frac{F_x}{F_0} = m$$

получим основное уравнение для расчета эжекции в следующем виде:

$$m \frac{\gamma_2}{\gamma_0} - \frac{m^2}{2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_0} \frac{H_2}{H_0} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_0} + q \right) (1 + q). \quad (63)$$

При $\gamma_0 = \gamma_2$, т. е. для жидкостей одной плотности, это уравнение примет вид

$$m - \frac{m^2}{2} \cdot \frac{H_2}{H_0} = (1 + q)^2. \quad (63a)$$

Эти выражения дают зависимость между полезным напором насоса и его производительностью при заданном соотношении размеров смесительной трубы и сопла.

Коэффициент полезного действия насоса определяется по формуле

$$\eta = \frac{Q_2 \left(H_2 + \rho \frac{w_x^2}{g} \right)}{Q_0 \cdot H_0}. \quad (64)$$

Этот коэффициент соответствует теоретически возможному максимуму отдачи в эжекторе, при которой весь скоростной напор $\rho \frac{w_x^2}{2g}$ превращается в полезное давление. В действительности с помощью диффузора удается использовать только часть этой энергии, и поэтому

$$\eta_1 = \frac{Q_2 \left(H_2 + \phi \frac{\rho w_x^2}{2g} \right)}{Q_0 H_0}; \quad (65)$$

если же считать, что весь скоростной напор в выходном сечении смесительной трубы $\rho \frac{w_x^2}{2g}$ теряется, то выражение для η приобретает следующий вид:

$$\eta_2 = \frac{Q_2 \cdot H_2}{Q_0 \cdot H_0} = q \frac{H_2}{H_0}. \quad (65)$$

Определяя из уравнения (63a) $\frac{H_2}{H_0} = \frac{2}{m} - \frac{2}{m^2} (1 + q)^2$ и подставляя это значение $\frac{H_2}{H_0}$ в уравнение (65), получим

$$\eta_2 = \frac{2g}{m} - \frac{2q}{m^2} (1 + q)^2. \quad (67)$$

Беря первую производную $\frac{\partial \eta_2}{\partial m}$, находим

$$m = 2(1 + q)^2, \quad (68)$$

при котором η_2 имеет максимум

$$(\eta_2)_{\max} = 0,5 \cdot \frac{q}{(1+q)^2}. \quad (69)$$

Оптимальное же значение к. п. д. [по уравнению (68)] соответствует $q = 1$ и равно 0,125.

Отсюда Баулин делает вывод, что «наблюдаемый на практике низкий к. п. д. эжектора предопределяется природой самого процесса эжекции и в значительно меньшей степени может быть отнесен за счет несовершенства практических форм эжектора».

На фиг. 17 приведен график максимальных значений η_2 для различных m от 4,5 до 50.

Если же определить полный к. п. д. насоса, полагая, что вся кинетическая энергия потока полностью без потерь переходит в давление, то

$$\eta = \frac{Q_2 \left(H_2 + \frac{p w_x^2}{2} \right)}{Q_0 H_0}$$

и путем соответствующих подстановок и преобразований

$$m_{\text{опт}} = (1+q)^2, \quad (69)$$

следовательно,

$$(\eta)_{\max} = \frac{q}{(1+q)^2}. \quad (70)$$

Оптимальное значение η таким образом равно

$(\eta)_{\max} = 0,25$, т. е. в два раза больше, чем оптимальное значение статического к. п. д. [уравнение (69)].

Таким образом при равных плотностях эжектирующей (рабочей) и подсываемой жидкостей теоретически возможный максимум к. п. д. равен 0,25.

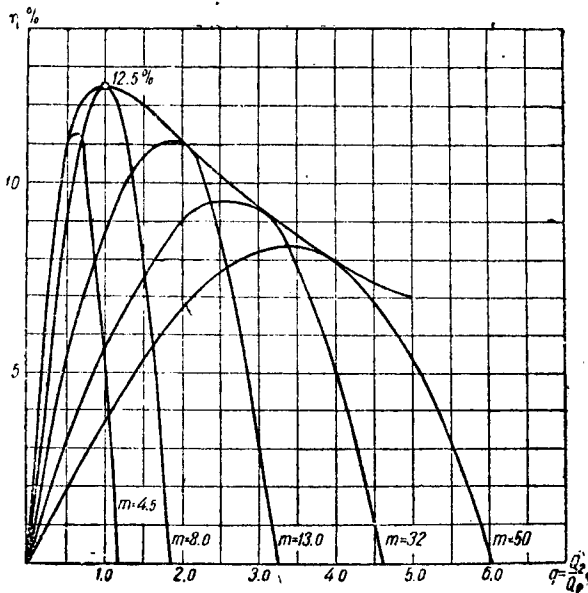
Для случая реального диффузора [уравнение (65)]

$$m'_{\text{опт}} = (2 - \phi)(1+q)^2 \quad (71)$$

и соответственно

$$(\eta_1)_{\max} = \frac{1}{2 - \phi} \cdot \frac{q}{(1+q)^2}. \quad (72)$$

Опытная проверка и сопоставление расчетных данных с данными проведенных в ЦАГИ и ВЦИОТ экспериментов показали, что данный метод расчета дает практически надежные результаты.



Фиг. 17. Диаграмма возможных расчетных к. п. д. эжектора (по Баулину).

Весь ход расчета по данной теории проводится в следующей последовательности:

а) задаемся величиной $q = \frac{Q_2}{Q_0}$;

б) определяем $m_{опт}$ по формулам (68) или (71), полагая для предварительных подсчетов $\phi = 0,7 \div 0,8$;

в) для полученного значения $m_{опт}$ вычисляем $K = \frac{H_2}{H_0}$ по формуле

$$m - \frac{H_2}{H_0} \frac{m^2}{2} = (1 + q)^2$$

и

$$\eta_2 = \frac{H_2}{H_0} q.$$

Для эжекторов с диффузором на конце смесительной трубы вычисляем

$$K_1 = \frac{H_2}{H_0} + \phi (1 + q)^2 \frac{1}{m^2};$$

$$\eta_1 = K_1 q;$$

г) находим потребное количество эжектирующей жидкости

$$Q_0 = \frac{Q_2}{q};$$

д) определяем скорость истечения из сопла w_0 по формуле

$$A \frac{H_2}{K_1} = \rho \frac{w_0^2}{2},$$

где A — опытный коэффициент, учитывающий дополнительные потери и равный в среднем 1,2;

е) находим площадь сечения сопла смесительной трубы

$$F_0 = \frac{Q_0}{w_0}.$$

8. ТЕОРИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ, ВЫРАБОТАННАЯ проф. ГОНЧАРОВЫМ

Вопросу водоструйных насосов проф. Гончаров посвятил работу¹, в которой он предлагает совершенно новый метод расчета насоса, основанный на принципе подсосывания рабочей струей окружающей массы воды. В основу этой новой теории проф. Гончаровым положена известная работа проф. Миловича о растекании струи в безграничной массе той же жидкости, краткие выводы из которой приводятся нами ниже.

Результаты этой работы проф. Миловича формулируются проф. Гончаровым в виде следующих четырех положений:

1. Падение скорости (по длине вытекающей из насадка струи) происходит по вполне ясному закону, состоящему в том, что произведение из осевой скорости на расстояние от выбросной дузы (насадки— $H. P.$) есть величина постоянная на всем протяжении струи, кроме начального

¹ Проф. Гончаров В. Н., Теория эжектора. Новочеркасск, 1930 г.

ее участка длиной, равной $6d_0$, где d_0 — диаметр насадки. Эта величина равна произведению начальной скорости на длину, равную $6d_0$, т. е.

$$w_0 \cdot 6d_0 = \text{const} = C.$$

2. Этими опытами было твердо для данных явлений установлено, что внезапное изменение контуров пространства от размеров трубы до безграничного пространства не вызывает внезапного изменения формы потока, втекающего в данное пространство из трубопровода.

3. Одновременно непосредственными наблюдениями было обнаружено, что вблизи поверхности изолированного воздушного потока давление меньше атмосферного, в силу чего этот поток всасывает окружающую среду своей вихревой поверхностью.

4. Вследствие этого всасывания и затраты работы на него втекающая струя расширяется и распределяет свою энергию на большую и большую массу жидкости, рассеивая таким образом свою энергию.

Беря в основу полученные проф. Миловичем уравнения движения струи, проф. Гончаров полагает, что основной практической схемой расчета является нахождение возможной высоты подачи водоструйного насоса, величины подсосываемого расхода и геометрических размеров его при заданном напоре или расходе напорной воды и диаметре напорного сопла.

На основании данных о длине, диаметре и материале напорного трубопровода и типе сопла определяется скорость потока в выходном конце трубопровода и по выходе из сопла: $w_{z_0} = w_0 = f(H_0)$.

Расход этого рабочего потока будет $\frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot w_{z_0}$. Этот поток в расстоянии $6d_0$ от сопла начнет расширяться, затягивая из окружающего пространства на длине l некоторый расход воды, равный

$$Q' = Q_2 = 0,022 w_{z_0} (l^2 - 36d_0^2). \quad (73)$$

Скорость на расстоянии $z = l$ от насадки равна

$$w_z = \frac{6 \cdot d_0 \cdot w_{z_0}}{z}. \quad (74)$$

Динамический напор в начале смесительного трубопровода равен

$$H_x = \frac{w_z^2}{2g} = \frac{36d^2}{z^2} \cdot \frac{w_{z_0}^2}{2g}. \quad (75)$$

Полная высота подъема получается равной

$$H_1 = \frac{36d^2}{z^2} \cdot \frac{w_{z_0}^2}{2g}. \quad (76)$$

На основе этого определяется к. п. д.

$$\eta = \frac{H_1 \cdot Q'}{H_0 \cdot Q_0} \quad (77)$$

и диаметр смесительной трубы

$$d_x = \frac{z^{3/2}}{14,7 \sqrt{d_0}}. \quad (78)$$

Этими формулами определяются все главнейшие конструктивные элементы насоса. Далее проф. Гончаров указывает, что эти насосы, т. е.

насосы, запроектированные на принципе рассеивания энергии рабочей струи, «могут давать значительно больший к. п. д., чем насосы, основанные на принципе работы насадок». Но «полезное действие этих насосов можно еще более увеличить, если свести к минимуму все потери в нем, а для этого необходимо создать в движении жидкости при работе насоса все условия для возможно полного осуществления полученного теоретическим путем течения, обеспечивающего от бесполезных потерь...» «Для этого необходимо, чтобы стенки насоса и все его поверхности, соприкасающиеся с потоком, были очерчены и выполнены по линиям струй жидкости,—по поверхностям, образуемым последними».

Исходя из этого принципа, проф. Гончаров переходит далее в своей работе к исследованию линий токов и очертанию по ним стенок водоструйного насоса.

Рассматривая уравнение линий токов

$$\phi = x - \frac{w_z \cdot z}{C_1} \lg \left(\frac{w_z \cdot z}{C_1} + 2z - x \right) + \frac{C_1}{2} \cdot \frac{y^2}{w_r \cdot r} + E, \quad (79)$$

где $w_z \cdot z$ — величина постоянная, обозначим ее через a ;

$2z$ — также постоянная величина для данного тока;

$w_r \cdot r$ — по уравнению проф. Миловича величина, равная

$$w_r \cdot r = \frac{0,204 \sqrt{d_0} \cdot w_{z_0}}{\sqrt{z}} \cdot \frac{z \sqrt{z}}{29,4 \sqrt{d}} = 0,00694 w_{z_0} \cdot z.$$

Отсюда уравнение линии тока получает простой вид:

$$\phi = x - a \cdot \lg (b - x) + \frac{72 C_1 y^2}{w_{z_0} \cdot z}.$$

Для линии тока, проходящей через заданную точку, с координатами D и l (где D — выходной диаметр насоса и l — расстояние от насадка до выходного сечения насоса), необходимо подставить эти величины в уравнение линий токов (соответственно вместо y и x и z) и определить ϕ , а затем для каждого x — соответствующие ординаты предельной линии тока y . Эта линия тока и должна быть внутренней образующей кожуха насоса. Но ввиду того что всасывающая труба, или напорная, образует обычно колено около самого насоса, кожух камеры смещения очерчивается по линии тока лишь на протяжении от выхода из насадки до начала цилиндрической части смесительной камеры (горловины).

В случае если насос располагается во всасывающей среде, т. е. погружен под уровень всасываемой жидкости, надобность в кожухе отпадает. Необходимо лишь определить по уравнению (79) граничную линию тока жидкости, ордината которой в выходном сечении равняется радиусу этого выходного сечения.

В заключение своей работы проф. Гончаров указывает на важность установления высоты расположения водоструйного насоса над уровнем всасываемой воды. При этом он полагает, что высота подъема воды, считаемая от оси насадка напорного трубопровода, и количество всасываемой воды не зависят от высоты установки насоса. Если насос будет установлен на уровне засасываемой воды, то из напорной насадки вода будет выбрасываться под полным напором. Подъем же водоструйного

насоса вызовет уменьшение напора активного потока над осью насоса, но полное давление активного потока останется тем же, что и в первом случае, когда насос располагается на уровне засасываемой жидкости, так как внутри насоса давление будет меньше атмосферного на высоту установки насоса. Высота же подъема над уровнем воды останется той же.

Предельная возможная высота установки насоса, таким образом, получается для воды равной предельной высоте всасывания, т. е. от 2 до 7 м, в зависимости от конструкции трубопровода и температуры.

Дальнейшее развитие теории расчета водоструйных насосов, основанная на явлении растекания струи жидкости в той же жидкости, получила в работах инж. Леоновича¹, который ввел в расчетные формулы зависимости, полученные опытным путем инж. Тепериным (см. ниже стр. 57) для воды.

9. ТЕОРИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ ИНЖ. КАНТАРОВИЧА

Инж. Кантарович Б. В.², излагая теорию водоструйного насоса, говорит:

„Не касаясь сущности всасывания, которое по современной гидродинамической теории следует представлять как образование вихревых колец при трении на пограничном слое струи в окружающей массе жидкости и захвате их внутрь, можно воспользоваться общими теоремами механики (как теорема импульсов), имеющими, как известно, преимущество в охвате явления в целом“.

Основываясь на этом своем положении и принимая в основу принцип наивыгоднейшей работы смесителя, предложенный Бержероном, инж. Кантарович строит свою теорию расчета водоструйного насоса.

Составляя уравнение Бернулли

$$p_a + H_0 = p_2 + \frac{w_0^2}{2g} + \zeta_1 \frac{w_0^2}{2g}$$

и учитывая потерю H_0 или пренебрегая $\zeta_1 \frac{w_0^2}{2g}$, получаем

$$\frac{w_0^2}{2g} = p_a - p_2 + H_0. \quad (80)$$

Аналогично этому имеем

$$p_a = p_2 + \frac{w_2^2}{2g} + H_2 + \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g};$$

учитывая потерю в H_2 или пренебрегая $\zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}$, получаем

$$\frac{w_2^2}{2g} = p_a - p_2 - H_2 \quad (81)$$

¹ „Гидротехническое строительство“ № 12, 1935 г.

² Инж. Кантарович Б. В., Расчет и построение универсальной характеристики эжектора и результаты лабораторных испытаний. Журнал „Отопление и вентиляция“ № 10, 1934 г.

или

$$p_x + \frac{w_x}{2g} = p_a + H_1 + \zeta_x \frac{w_x^2}{2g} + \frac{w^2}{2g} + \zeta \frac{w^3}{2g}, \quad (81a)$$

где $\zeta_x \frac{w_x^2}{2g}$ — потеря напора в диффузоре; $\zeta \frac{w^2}{2g}$ — потеря напора в напорном трубопроводе; w — скорость в напорной трубе.

Обозначая

$$\frac{w_x^2}{2g} - \zeta_x \frac{w_x^2}{2g} = \psi \frac{w_x^2}{2g}, \quad (82)$$

получаем

$$\psi \frac{w_x^2}{2g} = p_a - p_x + H_1.$$

Применяя теорему импульсов сил к начальному и конечному сечениям смесителя, находим

$$p_x(F_0 + F_2 - F_x) + p_x \cdot F_x - p_2(F_0 + F_2) = p_x(F_0 + F_2) - p_x F_x + p_x F_x - p_2(F_0 + F_2)$$

или

$$(F_0 + F_2)(p_x - p_2) = \frac{F_0 \cdot w_0}{g} (w_x - w_0) + \frac{F_2 \cdot w_2}{g} (w_x - w_2).$$

Применяя принцип Бержера, находим минимум потерь энергии:

$$E = \frac{\gamma \cdot F_0 w_0 (w_0 - w_x)^2}{2g} + \frac{\gamma \cdot F_2 w_2 (w_2 - w_x)^2}{2g};$$

$$\frac{dE}{dw_x} = 0; \quad w_x = \frac{F_0 \cdot w_0^2 + F_2 \cdot w_2^2}{F_0 \cdot w_0 + F_2 w_2} \quad (83)$$

и, следовательно,

$$E_{\min} = \gamma \cdot \frac{F_0 \cdot w_0 \cdot F_2 \cdot w_2}{F_0 \cdot w_0 + F_2 w_2} (w_0 - w_2)^2. \quad (84)$$

Подставляя в выражение $p_x - p_2$, получаем

$$p_x = p_2.$$

Далее

$$\psi \frac{w_x^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = H_1 + H_2 = H, \quad (85)$$

$$\frac{w_0^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = H_0 + H_2 = H + h, \quad (86)$$

откуда

$$\frac{w_0^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g} + H + h,$$

$$w_0 = \sqrt{w_2^2 + 2g(H + h)}. \quad (87)$$

Имея эти предварительные уравнения для w_0 , w_2 и w_x , далее инж. Кантарович переходит к построению расчета насоса при заданных высоте подъема H , разности напоров h и всасываемом расходе $Q_2 = F_2 \cdot w_2$. В этой схеме расчета им определяются рабочий расход $Q_0 = F_0 \cdot w_0$ и сечения F_0 и F_2 .

Из уравнений (85) и (83)

$$2gH + w_2^2 = \psi \left[\frac{F_0 w_0^2 + F_2 w_2^2}{F_0 w_0 + F_2 w_2} \right]^2;$$

$$\begin{aligned} \frac{F_0^2}{F_2^2} [w_0^2 (2gH + w_2^2) - \psi w_0^4] + 2 \frac{F_0}{F_2} [w_0 \cdot w_2 (2gH + w_2^2) - \psi w_0^2 \cdot w_2^2] + \\ + w_2^2 [2gH + w_2^2 (1 - \psi)] = 0 \end{aligned}$$

или

$$A \left(\frac{F_0}{F_2} \right) + 2B \frac{F_0}{F_2} + C = 0$$

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - AC}}{A}.$$

Выражая A , B , C через соотношения между скоростями w_0 , w_2 и w_x , полученными ранее, находим

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{w_2}{\sqrt{2gH}} \left[\frac{\Phi + \sqrt{\Phi^2 + \left[\psi \frac{h}{H} - (1 - \psi) \left(1 + \frac{w_2^2}{2gH} \right) \right] \left[1 + \frac{w_2^2}{2gH} (1 - \psi) \right]}}{\sqrt{\frac{w_2^2}{2gH} + \frac{h}{H} + 1} \cdot \left[\psi \frac{h}{H} - (1 - \psi) \left(1 + \frac{w_2^2}{2gH} \right) \right]} \right], \quad (88)$$

где

$$\Phi = 1 + \frac{w_2^2}{2gH} - \psi \frac{w_2}{\sqrt{2gH}} \cdot \sqrt{\frac{w_2^2}{2gH} + \frac{h}{H} + 1}. \quad (89)$$

Коэффициент полезного действия определяется из выражения

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H}{Q_0 \cdot h} = \frac{\gamma \cdot F_2 \cdot w_2 \cdot H}{\gamma \cdot F_0 \cdot w_0 \cdot h} = \frac{w_2}{w_1} \cdot \frac{1}{\frac{F_0}{F_2} \cdot \frac{h}{H}}. \quad (90)$$

Подставляя из уравнения (87) $w_0 = \sqrt{w_2^2 + 2g(H + h)}$ и $\frac{F_0}{F_2}$ из уравнения (88), получаем

$$\frac{w_2}{w_0} = \frac{w_2}{\sqrt{2gH}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{w_2^2}{2gH} + \frac{h}{H} + 1}}; \quad (91)$$

$$\eta = \frac{\psi - (1 - \psi) \cdot \frac{H}{h} \left(1 + \frac{w_2^2}{2gH} \right)}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 + \left[\psi \frac{h}{H} - (1 - \psi) \left(1 + \frac{w_2^2}{2gH} \right) \right] \left[1 + (1 - \psi) \frac{w_2^2}{2gH} \right]}}. \quad (92)$$

Дополнительное условие для выбора скорости w_2 , кроме выражения для к. п. д., представляет допускаемая высота всасывания из уравнения (81):

$$p_2 = 0; \quad w_2 = \sqrt{2gp_0 - 2gH_2};$$

$$\frac{w_2}{\sqrt{2gH}} \leq \sqrt{\frac{p_0 - H_2}{H}}. \quad (93)$$

Из полученных выше уравнений, дающих возможность при надлежащем выборе скорости w_2 и при данной w_0 определять величину к. п. д. и размеры насоса, инж. Кантарович делает вывод, что величина к. п. д. насоса в значительной степени зависит от коэффициента восстановления диффузора ϕ . Иными словами, „при конструировании и изготовлении водоструйного насоса должно быть уделено большое внимание диффузору, его правильной форме и тщательной обработке внутренней поверхности“.

Переходя далее к анализу работы водоструйного насоса при переменном режиме и построению характеристики его работы при разных соотношениях напоров и расходов и рабочей характеристики при заданной высоте подъема, инж. Кантарович сводит эту задачу к нахождению связи между Q_2 , Q_0 и η при переменном $\frac{h}{H}$ и заданных F_0 , F_2 , F_x и h .

$$H = 2 \frac{F_0}{F_2} \cdot \frac{w_0^2}{2g} + \left(2 \frac{F_2}{F_x} - 1\right) \frac{w_2^2}{2g} - (2 - \phi) \left[\frac{F_0}{F_x} w_0 + \frac{F_2}{F_x} \right]^2;$$

$$H = (h + H) \cdot \frac{H}{h + H} = \frac{h}{H + h} \left(\frac{w_0^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} \right);$$

$$\left(\frac{w_0^2}{w_2^2} \right)^2 \left[2 \frac{F_0}{F_x} - (2 - \phi) \cdot \left(\frac{F_0}{F_x} \right)^2 - \frac{H}{H + h} \right] - \left(\frac{w_0}{w_2} \right) 2 (2 - \phi) \cdot \frac{F_0}{F_x} \cdot \frac{F_2}{F_x} + \\ + \left[2 \frac{F_2}{F_x} - 1 - (2 - \phi) \cdot \left(\frac{F_2}{F_x} \right)^2 + \frac{H}{H + h} \right] = 0.$$

Обозначая $\frac{F_0}{F_x} = m$; $\frac{F_2}{F_x} = n$, приходим к уравнению для $\frac{w_0}{w_2}$ следующего вида:

$$\frac{w_0}{w_2} = \frac{(2 - \phi)mn + \sqrt{(2 - \phi)^2 m^2 \cdot n^2 + \left[2m - (2 - \phi)m^2 - \frac{1}{1 + \frac{h}{H}} \right] \left[1 - 2n + (2 - \phi)n^2 - \frac{1}{1 + \frac{h}{H}} \right]}}{2m - (2 - \phi) \cdot m^2 - \frac{1}{1 + \frac{h}{H}}}. \quad (94)$$

Из уравнения (87), кроме того, следует

$$\frac{w_2^2}{2g} \left(\frac{w_0^2}{w_2^2} - 1 \right) = h + H;$$

$$\frac{w_2}{\sqrt{2gH}} = \sqrt{\frac{1 + \frac{h}{H}}{\left(\frac{w_0}{w_2} \right)^2 - 1}}$$

и к. п. д.

$$\eta = \frac{n}{m} \cdot \frac{1}{\frac{w_0}{w_2} \cdot \frac{h}{H}}.$$

Таковы уравнения для расчета водоструйного насоса при переменном режиме.

Основываясь далее на опытах, произведенных в Гидроэнергетическом институте, инж. Кантарович приходит к выводу, что при рациональной

форме смесителя все смешение потоков в струйном насосе происходит до диффузора. При этом условии скорость воды в конце смесителя определяется Кантаровичем по уравнению растекания струи, полученному проф. Миловичем:

$$C = 6d_0 \cdot w_0 = w_x \cdot l. \quad (95)$$

На основе этой же теории нетрудно установить и связь между Q_2 и Q_0 и выражение для скорости w_x :

$$Q_2 = Q_0 \left[\left(\frac{w_0}{w_x} \right)^2 - 1 \right];$$

$$\left(\frac{w_0}{w_x} \right)^2 = \frac{Q_2}{Q_0} + 1. \quad (96)$$

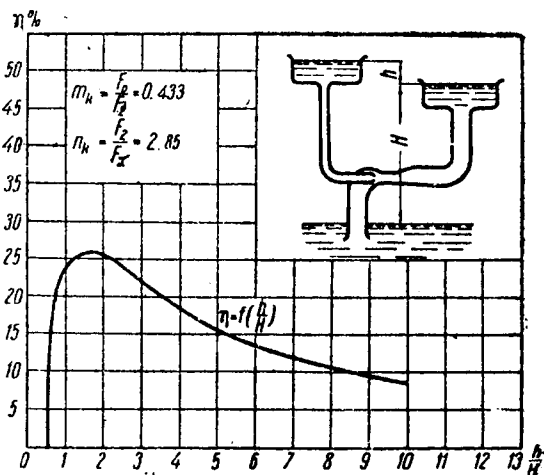
Получением этих уравнений и заканчивается разработанная инж. Кантаровичем теория водоструйного насоса. Опыты, приведенные им над водоструйными насосами, показали весьма хорошее совпадение опытных кривых η с подсчитанными на основе теории автора (фиг. 18 и 19).

10. РАБОТА АБРАМОВИЧА

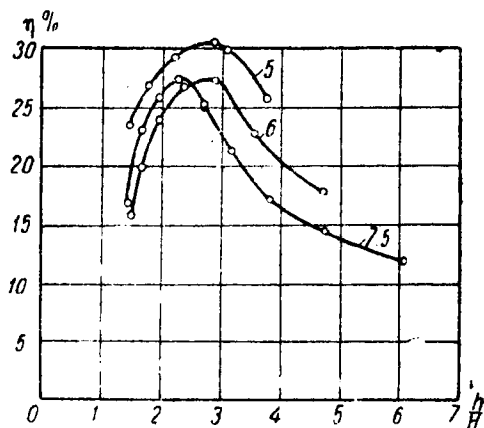
Не останавливаясь пока на критике этой работы, рассмотрим некоторые теоретические соображения инж. Абрамовича, касающиеся вопроса смешения потоков.

Инж. Абрамович в своей работе «Турбулентное смешение потоков (удар)»¹, основываясь на некоторых опытных материалах, теоретическим путем рассматривает явление смешивания, происходящее в смесительных камерах водоструйных насосов.

Отмечая, что потери на удар при турбулентном смешении потоков в существующих способах расчета водоструйных насосов, определяемые по формуле Борда-Карно, сильно отличаются от экспериментальных данных, инж. Абрамович говорит: «Расхождения эти объясняются тем,



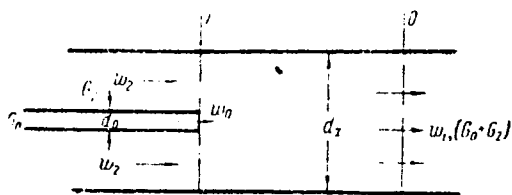
Фиг. 18.



Фиг. 19. Изменение η в зависимости от $\frac{h}{H}$ при напорах 5; 6; 7,5 *ати* (длина смесителя 53 мм — по Кантаровичу).

¹ Инж. Абрамович Г. Н., Турбулентное смешение потоков. Труды ЦАГИ, вып. 211, 1935 г.

что используемая в данном случае формула Борда выведена и предназначена для подсчета потерь на удар при внезапном расширении потока вязкой жидкости. К явлению же удара, происходящего при смешении



Фиг. 20.

струй, она прямого отношения не имеет и, следовательно, к эжекции не применима».

Потеря энергии при смешении равна разности полных запасов энергии в сечениях I и O (фиг. 20):

$$\Delta E = (E_{1k} + E_n) - E_{0k},$$

где E_{1k} — живая сила в сечении I — равна

$$E_{1k} = \frac{G_0}{2g} w_0^2 + \frac{G_2}{2g} w_2^2;$$

E_n — работа внешних сил давления на участке I — O — равна

$$E_n = \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right) (p_2 - p_1);$$

E_{0k} — живая сила в сечении O — равна

$$E_{0k} = \frac{G_0 + G_2}{2g} w_1^2.$$

Отсюда общая потеря составит

$$\Delta E = \left[\frac{G_0}{2g} w_0^2 + \frac{G_2}{2g} w_2^2 + (p_2 - p_1) \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right) \right] - \left[\frac{G_0 + G_2}{2g} w_1^2 \right].$$

После преобразований

$$\Delta E = \frac{G_0}{2g} (w_0^2 - w_1^2) + \frac{G_2}{2g} (w_2^2 - w_1^2) + (p_2 - p_1) \left(\frac{G_0}{\gamma_0} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right). \quad (97)$$

С другой стороны, по теореме импульсов имеем

$$\checkmark \quad \frac{G_0 + G_2}{g} w_1 - \left[\frac{G_0}{g} w_0 + \frac{G_2}{g} w_2 \right] = (p_2 - p_1) F_1, \quad (98)$$

где

$$F_1 = \frac{G_0 + G_2}{\gamma_0 \frac{\gamma_2}{w_1}}. \quad (99)$$

Подставляя эти выражения в уравнение (98), будем иметь

$$\frac{G_0 + G_2}{g} w_1 - \left[\frac{G_0}{g} w_0 + \frac{G_2}{g} w_2 \right] = (p_2 - p_1) \frac{G_0 + G_2}{\gamma_0 \frac{\gamma_2}{w_1}}. \quad (100)$$

Заменяя последний член уравнения (97) выражением (100), находим

$$\Delta E = \frac{G_0}{2g} (w_0^2 - w_1^2) + \frac{G_2}{2g} (w_2^2 - w_1^2) + \frac{G_2}{g} w_1^2 + \frac{G_0}{g} w_1^2 - \frac{G_2}{g} w_2 \cdot w_1 - \frac{G_1}{g} w_0 \cdot w_1.$$

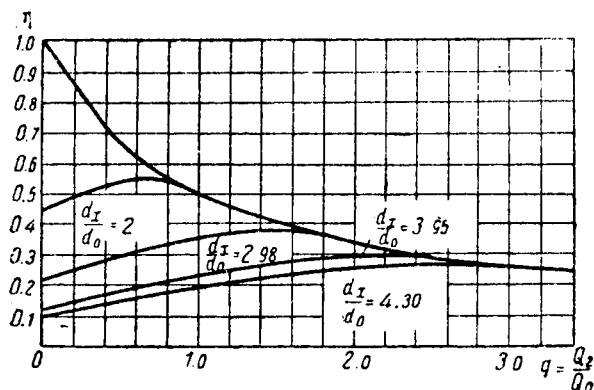
После преобразований имеем

$$\Delta E = \frac{G_0}{2g}(\omega_0^2 - 2\omega_0\omega_1 + \omega_1^2) + \frac{G_2}{g}(\omega_2^2 - 2\omega_2\omega_1 + \omega_1^2),$$

откуда общее уравнение для подсчета потерь на удар при турбулентном смешении потоков будет иметь вид

$$\Delta E = \frac{G_0}{2g}(\omega_0 - \omega_1)^2 + \frac{G_2}{2g}(\omega_0 - \omega_2)^2. \quad [(101)]$$

Уравнение (101) приводит инж. Абрамовича к выводу, что в явлении турбулентного смешения двух потоков имеет место соударение двух неупругих тел. При этом живая сила упорядоченного потока (внешняя кинетическая энергия), подобно тому, как это имеет место при соударении неупругих твердых тел, частично трансформируется в живую силу беспорядочного теплового движения молекул жидкости (внутренняя кинетическая энергия).



Фиг. 21.

В свободной струе, а также в водоструйном насосе для тех случаев, когда скоростью подсосываемой струи можно пренебречь, основное уравнение потерь примет следующий вид:

$$\Delta E = \frac{G_0}{2g}(\omega_0 - \omega_1)^2 + \frac{G_2}{2g}\omega_1^2. \quad (101a)$$

Используя уравнение потерь энергии для определения величины к. п. д., выражаемого соотношением

$$\eta = \frac{E_{\text{струи}} - \Delta E}{E_{\text{струи}}},$$

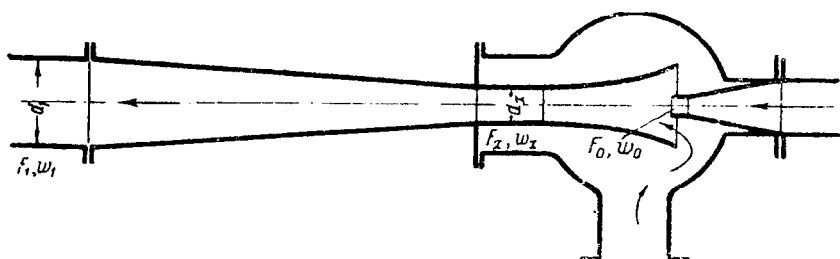
нетрудно получить ряд кривых $\eta = f\left(\frac{Q_2}{Q_0}\right)$ для различных $\frac{d_x}{d_0}$ (фиг. 21).

Эти кривые показывают, что потери энергии, происходящие в процессе турбулентного смешения двух потоков, очень велики.

Поэтому «низкая эффективность эжекторов находит себе объяснение не в несовершенстве их конструкций, а в самой природе процесса смешения».

11. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ, ПРОВЕДЕННЫЕ В ГЭИ

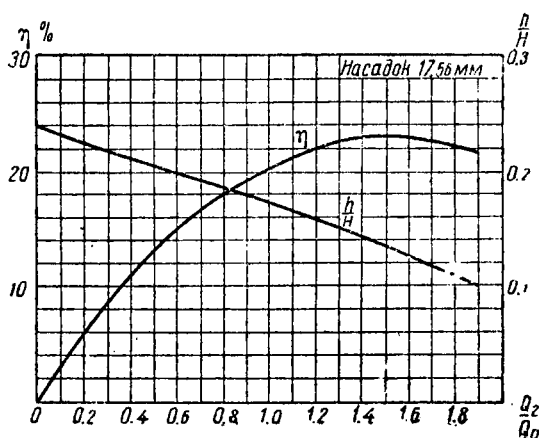
Гидроэнергетическим институтом (ГЭИ) были проведены испытания трех водоструйных насосов одинаковой конструкции, но различных размеров (фиг. 22), каждый из которых имел по три сменные насадки с различными выходными отверстиями.



Фиг. 22.

Результаты испытания установили связь между следующими величинами $\frac{H}{H_2}$, $\frac{Q_2}{Q_0}$, $Q_0 + Q_2$ и η .

Измерения расходов производились тарированной дузой и диафрагмой, измерения давлений — ртутными и водяными манометрами.



Фиг. 23.

Результаты испытаний одного из насосов (6) с тремя сменными насадками представлены на фиг. 23—25.

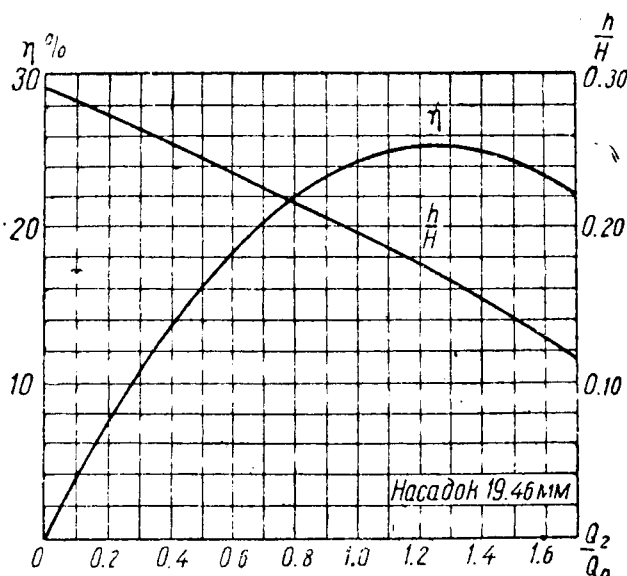
Анализируя результаты испытаний водоструйных насосов, проведенных ГЭИ, инж. Леонов¹ в своей статье «К вопросу применения водоструйных насосов в теплофикационных сетях» устанавливает ряд зависимостей для работы самого насоса и теоретически и на основании опытов и дает анализ работы насоса в системе отопления.

Вопросу работы водоструйного насоса и разработке «теории идеального эжектора» проф. Каменевым был также посвящен ряд работ, объединенных затем в одной общей.

К сожалению, все эти работы проф. Каменева следует признать неудачными. В своей последней работе «Смешивание потоков» проф. Каменев хотя частично и исправил прежние свои ошибки при построении теории водоструй-

¹ Труды ГЭИ, вып. четвертый.

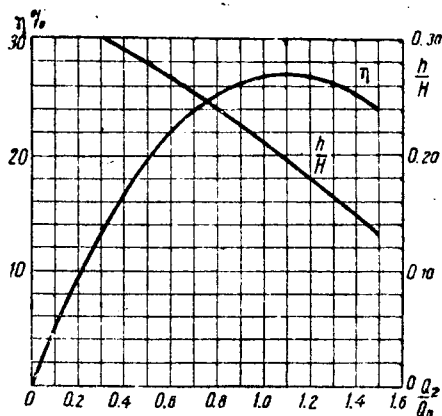
ного насоса, но все же и в этой работе есть ряд теоретических неправильностей при выводе основных уравнений (уравнение работ и др.). В силу этих причин мы здесь не останавливаемся на работах проф. Каменева П. Н., а отсылаем интересующихся к первоисточникам¹.



Фиг. 24.

Рассматривая приведенные выше теоретические исследования по водоструйным насосам, видно, что эти исследования могут быть разделены на группы, характеризующиеся двумя различными подходами к изучению явлений, протекающих в смесительной камере при работе насоса.

Первая группа исследователей рассматривает работу водоструйных насосов как явление смешивания двух потоков,двигающихся с различными скоростями. Исходя при этом из основных уравнений гидравлики и механики и оценивая тем или иным способом потери в камере смешения потери на удар и пр., эти исследователи приходят к основному уравнению водоструйного насоса. К этой группе исследований следует отнести работы Цейнера, Бержерона, Гибсона, Баулина, Бермана и др.



Фиг. 25.

¹ См. также Берман Л. Д., Об одной «теории» водяных струйных насосов элеваторов. Журнал «Отопление и вентиляция» № 9, 1934 г.

Вторая группа, очень немногочисленная, рассматривает гидравлические явления, протекающие в водоструйном насосе, как явления засасывания в струю жидкости окружающей среды, т. е. как явления рассеяния энергии рабочей струи. Пользуясь основными уравнениями растекания струи в той же жидкости, полученными проф. Миловином для воздуха и затем экспериментально уточненными и дополненными инж. Тепериным для воды, эти исследователи приходят к установлению основных зависимостей для отдельных элементов и размеров водоструйного насоса. Все потери, которые в работах первой группы исследователей оценивались и определялись различными формулами, в работах второй группы вовсе не определяются и в рассмотрение не вводятся, ибо при рассмотрении явлений растекания струи в самом существе анализа все эти потери учитываются и вводятся в основные зависимости и уравнения.

Попытаемся теперь установить, какой из этих двух методов или способов анализа ближе отвечает существу явления.

Для этого рассмотрим прежде всего, какие физические явления наблюдаются в камере смешения водоструйного насоса и как они протекают. Затем на основе анализа этих явлений и сопоставления его с непосредственными опытами установим наиболее рациональный и правильный путь и метод анализа этих явлений. В заключение коснемся анализа приведенных выше теорий расчета водоструйных насосов и критической их оценки.

Этим вопросам мы и посвящаем следующую вторую главу.

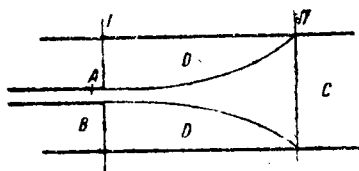
ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

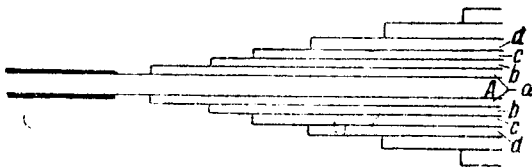
1. ФИЗИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ, ПРОТЕКАЮЩИЕ В ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСАХ

Рассмотрим наиболее простую модель физических явлений, протекающих в водоструйном насосе.

Предположим, что в цилиндрическую трубу по насадке (соплу) А (фиг. 26) поступает жидкость с большой скоростью. По той же трубе,



Фиг. 26.



Фиг. 27.

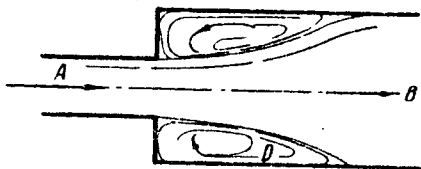
но по кольцевому сечению В поступает жидкость, подсаживаемая основной струей. Эти два потока, смешиваясь друг с другом, далее двигаются по трубе С.

Посмотрим, что происходит на участке цилиндрической трубы от конца сопла (сечение I-I) до сечения II-II, где уже оба потока смешались и представляют собой одно целое.

Струя A , вытекая из сопла в окружающую среду, ограниченную стенками трубы, неизбежно в силу ряда пока еще недостаточно изученных причин (например, в силу трения, турбулентного обмена импульсами и т. п.) заставит двигаться соприкасающиеся с ней частицы окружающей жидкости. Первоначально в движение придет слой около самой струи (слой a , фиг. 27). Далее уже этот слой увлечет следующий окружающий его слой b . Еще далее слой b начнет увлекать слой c и так далее, пока, наконец, вся окружающая струю масса жидкости не придет в движение или пока струя не потеряет способности увлекать (потеря энергии, потеря скорости).

Таким образом в силу постоянного увлечения соприкасающихся со струей частиц сама струя должна неизбежно расширяться (понимая теперь под струей всю ту массу воды, которая пришла в интенсивное поступательное движение).

Предположим, что в сечении $II-II$ уже вся масса воды, заключенная в трубе, пришла в движение. Напрашивается вопрос о том, какое движение будет иметь место в части трубы D (фиг. 28), — будет ли оно вихревым¹ или поступательным? В случае вихревого движения последнее указало бы на то, что здесь налицо явление, подобное явлению гидравлического удара при внезапном расширении трубы, и что, следовательно, имеет место потеря на гидравлический удар (по Борда-Карно). В действительности, однако, на место увлекаемой струей A окружающей ее массы воды через пространство D должна притечь новая масса воды. Таким образом



Фиг. 28.

ясно, что для образования вроде указанного на фиг. 28 в зоне D вихревого движения не имеется физических предпосылок, ибо эта зона является транзитной для подачи новых масс воды взамен увлекаемой.

Иными словами, в зоне D трубы в основном будет лишь поступательное движение воды в том же направлении, что и движение рабочей струи A .

Так как во многих работах, связанных с исследованием водоструйных насосов, указывается, что при рассматриваемой схеме явления происходит гидравлический удар и, следовательно, имеют место потери на гидравлический удар, а в ряде других работ (например, Абрамовича, Баулина) указывается, что в данном случае происходит взаимное соударение двух жидкостей и в соответствии с этим потеря энергии на соударение, по величине большая, нежели потери на „удар“ рабочей струи, то разберем ниже эти положения.

Нетрудно показать, что никакого явления „соударения“ или „удара“ в данном случае нет и не может быть.

Рассмотрим для этого прежде всего физическую сущность удара в представлении Борда-Карно.

При внезапном расширении поперечного сечения трубы поток воды, вытекающий из узкой части трубы, вынуждается за счет уменьшения своей скорости (фиг. 28) и образует в месте внезапного расширения трубы зону интенсивного вихревого движения. Сама струя раздробляется все больше и больше на завихренные частицы, смешивающиеся с остальными медленно текущими водяными частицами, и таким образом происходит выравнивание скоростей. Этот процесс смешивания распространяется на длинный отрезок пути потока.

¹ Здесь имеется в виду не общая турбулентность потока, а возникновение замкнутых водяных вальцов в пространстве D .

Так представляются физические процессы, протекающие в трубах при внезапном изменении поперечного сечения, впервые описанные Борда и далее подтвержденные рядом экспериментальных исследований (Бауер¹, Шютт² и др.).

Проследить процесс движения частиц жидкости в такой расширяющейся трубе почти невозможно. Однако при определенных допущениях можно предпринять суммарную оценку этого процесса и получить уравнения, выявляющие потерю энергии. Такой обобщенный метод обычно и применяется при выводе уравнения Борда-Карно.

Таким образом совершенно необходимым признаком гидравлического удара является наличие постоянной зоны вихревых движений в местах резкого изменения живых сечений потока.

В рассматриваемой же нами схеме, как уже было показано, никаких постоянных зон вихревого движения не может быть. Поэтому, не может быть и явления удара, а следовательно, и потерь на удар³, вводимых обычно в формулы для расчета элеваторов.

Также мало обосновано предположение о соударении двух потоков, так как результаты этой теории опровергаются данными опытов.

На основе всего сказанного следует прийти к выводу, что в водоструйном насосе имеет место совершенно иное физическое явление, заключающееся в растекании рабочей струи в потоке жидкости. Таким образом правильное решение задачи может быть дано путем исследования растекания струи жидкости. Ниже мы и перейдем к рассмотрению этого явления.

Струя жидкости, вытекающая из насадка в неограниченную неподвижную массу той же жидкости, подвергается на своей свободной поверхности постоянному давлению со стороны окружающей ее среды. Это условие постоянства давления со стороны окружающей жидкости приводит к тому, что изменение величины скорости такой струи возможно лишь при условии изменения площади ее поперечного сечения. Именно по мере уменьшения скорости движения струи (с увеличением расстояния от насадки) поперечное сечение должно начать увеличиваться, т. е. струя должна начать расширяться.

С другой стороны, непосредственные наблюдения показывают, что при движении струи в спокойной жидкости давление вблизи ее поверхности всегда меньше атмосферного, ввиду чего такая струя всасывает и увлекает за собой часть окружающей ее среды. Это понижение давления и всасывающее действие поверхности вытекающей из насадка струи объясняются тем, что эта поверхность является всегда поверхностью вихревой, ибо она представляет собой поверхность раздела двух масс жидкости, движущихся относительно друг друга с конечной разностью скоростей.

Замкнутая же вихревая поверхность, как это мы имеем в данном случае (вихревые кольца, облегающие струю), обладает свойством всасывания внутрь себя частиц окружающей ее среды, и это всасывание тем

¹ „Dingler Polytechnisches Journal“ 1907.

² „Mitteilungen d. Hydraulisches Institut der Technische Hochschule“ München. 1926. Versuche zur Bestimmung der Energieverlust bei plötzlicher Rohrerweiterung“.

³ Если еще можно согласиться с тем, что Цейнер в своих работах допускал возможным для оценки потерь при смешении потоков применить выражение для явления удара, оговаривая при этом неправильность и в то же время неизбежность (в силу слабости иных оперативных возможностей) этого допущения, то в настоящее время при наличии ряда работ, вскрывающих существо данного явления, трактовать его как явление удара неверно и недопустимо. Здесь невольно напрашивается мысль о том, что термин „удар“, неверно отражая саму природу явления, допускает слишком большую свободу в его трактовке. Было бы полезным совершенно отказаться от термина „гидравлический удар“ для подобных явлений.

энергичнее, чем меньше диаметр колец самой поверхности (следствие закона площадей).

На все эти вихревые движения затрачивается энергия поступательного движения частиц струи. Отсюда следует, что скорость поступательного движения должна уменьшаться по мере удаления от сопла. С другой стороны, та же начальная энергия потока затрачивается и на сообщенные движения массе жидкости, втягиваемой струей на своей граничной поверхности, т. е. постепенно распределяется все на большую и большую массу жидкой среды. Иными словами, энергия струи постепенно рассеивается в этой среде.

Это рассеяние энергии, замедляя поступательное движение струи жидкости, при наличии всасывания ею внутрь себя жидкости, из окружающей среды неизбежно приводит к расширению струи.

Так, достаточно закономерно и логично рисуется явление истечения струи в безграничную массу той же жидкости. И именно такое явление происходит в камере смешения водоструйного насоса.

Это делается еще более убедительным, если обратиться к рассмотрению некоторых опытных работ.

Не касаясь здесь опытов, исследующих форму и закон растекания струи, остановимся лишь на одном эксперименте, со всей очевидностью подтверждающем всасывание струей окружающей среды. Мы имеем в виду опыты, проведенные инж. Черниным¹ совместно с докт. Гальберштаном и проф. Чумаковым. Эти экспериментальные работы преследовали своей целью выяснение условий лучшего смешения жидкостей (в частности воздуха) в камере смешения водоструйного насоса.

Опыты проводились с коническим и цилиндрическим эжектором, имевшим $\alpha = 8$; $\frac{P_x}{F_0} = 7,2$;

$\frac{F_x}{F_0} = 17$ при расстоянии от насадки до горловины, колебавшемся в пределах от $L = (1,2 \div 2,5) D_x$.

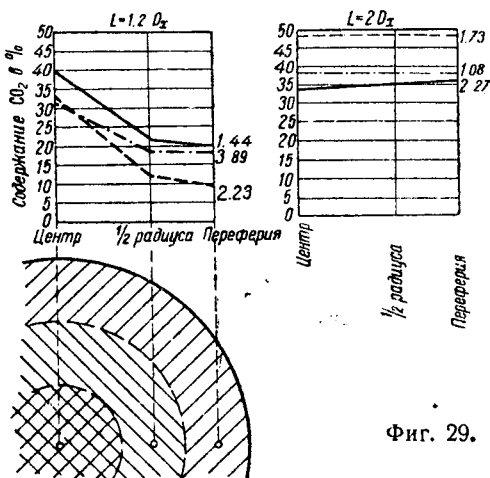
Вследствие ряда технических и методических затруднений при проведении опытов пришлось отказаться от фотографирования струи в прозрачном эжекторе и для получения характеристики качества смешения был применен химический метод.

Химические исследования производились по следующей схеме. Газ CO_2 подавался из баллона через промежуточный резервуар (для выравнивания небольших колебаний давления) в смеситель, где высокая концентрация CO_2 уменьшалась до 1–4%. Из этого смесителя смесь при помощи вентилятора подавалась далее в сопло эжектора.

Количество проходящего газа дозировалось. Воздух подсасывался эжектором из помещения, которое предварительно проветривалось и в котором еще до опыта определялось содержание CO_2 .

Проведенные опыты с коническим эжектором дали при $L = 1,2 D_x$ устойчивую картину, которая характеризуется приведенными на фиг. 29 кривыми.

¹ Инж. Чернин Л. Б., К вопросу о равномерности смешения воздушных потоков в смесителе эжектора. Журнал „Отопление и вентиляция“ № 3, 1935 г.



Фиг. 29.

На фиг. 29 от оси абсцисс отложены три ординаты, соответствующие средним данным для трех концентрических зон сечения смесителя: одна относится к периферийному кольцу, вторая к кольцу с диаметром средней окружности, равным $\frac{1}{2} D_x$, и третья к центральной струе.

По оси ординат отложены средние показания найденных для каждой зоны значений CO_2 , выраженные в процентном отношении к содержанию CO_2 в эжектирующем газе (рабочей струе). Концентрация эжектирующего газа обозначена на фигуре цифрой в конце каждой кривой.

В этой серии опытов скорость по выходе из сопла менялась в пределах 11—17 м/сек.

Приведенные выше данные позволяют отметить следующую основную особенность струи: концентрация струи, т. е. процентное содержание CO_2 в струе, уменьшается от центра к периферии.

К еще более интересным результатам приводит некоторое увеличение расстояния между горловиной и соплом ($L = 2D_x$). Данные этой серии опытов, приведенные на той же фиг. 29, показывают постоянство концентрации струи по всему ее сечению.

Всего сказанного выше совершенно достаточно, чтобы утверждать, что в водоструйных насосах имеет место всасывание рабочей струей окружающей среды и увлечение ее в смесительный трубопровод при довольно активном перемешивании обоих потоков. Только это может физически правильно объяснить существо явлений, протекающих в смесительной камере водоструйного насоса при его работе. Отсюда нетрудно и наметить пути для построения рациональной методики расчета водоструйных насосов.

2. ОБЩАЯ СХЕМА РАСЧЕТА ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Для построения методики расчета водоструйных насосов необходимо сперва выявить основные физические законы, характеризующие упомянутые выше явления, а затем от них перейти к количественной оценке процессов, происходящих в насосе, в виде расчетных формул, которые позволяли бы установить все необходимые величины, характеризующие насос при конкретных, заранее заданных, расчетных условиях.

Подходя к разрешению поставленной задачи, мы должны прежде всего установить форму растекания струи, скорости течения и, наконец, степень интенсивности подсосывания струею окружающей жидкости.

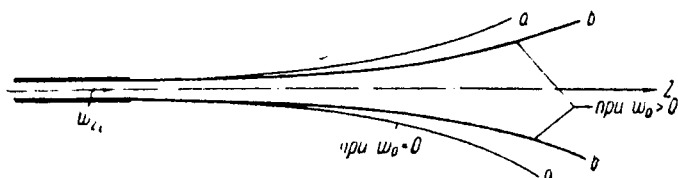
Ряд экспериментальных и теоретических исследований, связанных с определением этих элементов, дает решение для случая неподвижной окружающей струю жидкости. Однако в условиях работы водоструйного насоса полученные этими исследованиями законы не будут правильными, так как в данном случае явление растекания происходит не в неподвижной массе жидкости, а в поступательно движущейся с некоторой скоростью.

Нетрудно установить, что при этих условиях как форма струи, так и все остальные ее элементы неизбежно должны изменяться.

Если струя растекается в неподвижной среде, то форма ее (установленная и теоретически и экспериментально) будет иметь вид, представленный на фиг. 30. Если же эта среда будет иметь некоторую поступательную скорость, направленную также, как и скорость движения струи, то каждая частица струи должна приобрести еще некоторую дополнительную скорость, и в результате этого струя должна несколько вытянуться и принять форму, показанную линиями *b* на фиг. 30. Такое изменение формы струи неизбежно должно вызвать изменение и всех остальных эле-

ментов струи: скорости, величины подсасываемого расхода, интенсивности подсасывания и пр. Установление связи между этими величинами и даст основные формулы для расчета водоструйного насоса.

Второй нашей задачей будет, исходя из этих полученных формул, найти выражения для определения размеров всех основных элементов водоструйного насоса, характеризующих конструктивные размеры насоса. В этой части необходимо прежде всего установить соотношение площадей насадки (сопла) и горловины и оптимальное расстояние между ними, обеспечивающее экономичную работу водоструйного насоса.



Фиг. 30.

Последней нашей задачей должно явиться установление формы отдельных частей насоса (смесительной камеры, диффузора и пр.), которая обеспечивала бы наилучшие условия для подсасывания струей окружающей жидкости и для дальнейшего ее транспортирования (с минимумом дополнительных потерь).

3. РАСТЕКАНИЕ СТРУИ В БЕЗГРАНИЧНОЙ НЕПОДВИЖНОЙ МАССЕ ТОЙ ЖЕ ЖИДКОСТИ

Вопросу растекания струи в окружающей неподвижной массе посвящен ряд опытных и частично теоретических работ (Толмин, Туркус и др.), однако наибольший интерес представляет работа проф. А. Я. Миловича¹, которая дает на основе произведенных им опытов последовательное логично и физически обоснованное, теоретическое освещение явлений растекания струи. Все остальные работы или ограничиваются получением чисто эмпирическим путем расчетных формул, схематизируя в значительной степени все явления, или же затрагивают теоретическую сторону вопроса, но исходят при этом не из достаточно твердо обоснованных представлений и теоретических предпосылок. Поэтому мы ограничимся лишь рассмотрением экспериментальной и теоретической части указанной работы проф. Миловича, дополняя ее в случае надобности материалами иных авторов.

Опытное изучение явления распространения струи жидкости в среде той же жидкости было проведено проф. Миловичем в Гидравлической лаборатории Донского политехнического института со струями воздуха, свободно вытекавшими из конца трубы в атмосферу.

Все опытные трубы присоединялись к центробежному вентилятору высокого давления, который давал возможность изменять скорости и расходы воздуха при его выходе из трубы в достаточно широких пределах.

¹ Проф. А. Я. М и л о в и ч, Гидродинамические основы глазовой борьбы. Новочеркасск, 1918 г.

Скорости и давления замерялись с помощью трубки Пито для воздуха. При этом с целью выяснения особенностей движения струи в воздухе замер величин скоростей производился по оси струи на различных расстояниях от конца сопла. Возможности лаборатории позволяли определять скорости на расстояниях до 4 м.

Проведенные опыты показали, что выходящая из отверстия сопла струя на некотором начальном участке движется с постоянной скоростью. Пройдя этот участок, струя начинает замедляться, скорость в ней быстро уменьшается, причем падение скорости происходит по вполне ясному закону: величина произведения осевой скорости w_z на расстояние до сопла z для всех дальнейших точек струи остается постоянной, т. е.

$$w_z \cdot z = \text{const} = C. \quad (102)$$

Кроме того, было установлено, что длина начального участка увеличивается с увеличением диаметра сопла.

Неизменность струи на начальном участке указывает на то, что внезапность перехода струи из сопла в атмосферу не вызывает в ней каких-либо внезапных изменений.

Непосредственные определения, сделанные из опыта, показали, что

$$C = \varphi \cdot d \cdot w_{z_0},$$

где φ — постоянный коэффициент, определенный из опыта, оказался равным 6, и таким образом уравнение (102) может быть переписано в такой форме:

$$w_z \cdot z = 6 d \cdot w_{z_0} = C. \quad (103)$$

Уравнение (103) дает нам возможность по диаметру сопла d и начальной осевой скорости истечения w_{z_0} из сопла определить скорость w_z струи на любом расстоянии z от конца сопла.

Эти выводы из непосредственных опытов позволили проф. Миловичу более точно выяснить вопрос о виде и форме струи.

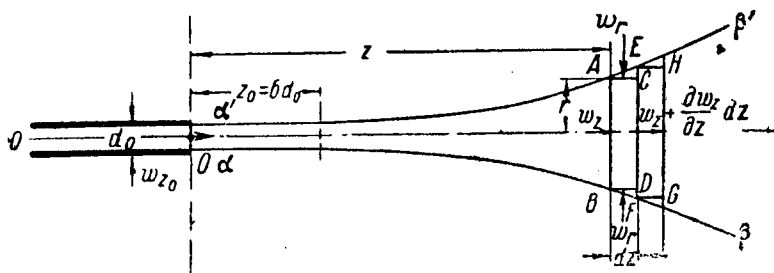
Как мы выше говорили, поверхность струи обязательно является поверхностью вихревой, поскольку она представляет поверхность раздела двух масс жидкости, движущихся относительно друг друга с некоторой конечной разностью скоростей. Эти вихревые кольца на поверхности цилиндрической струи образуют сплошную вихревую оболочку, всасывающую внутрь себя частицы окружающей ее среды; это всасывание будет тем энергичнее, чем меньше будет диаметр вихревых колец самой оболочки. На это вихревое движение затрачивается энергия поступательного движения частиц струи, и поэтому скорость движения струи должна уменьшаться.

Закон изменения осевой скорости, установленный на опыте, позволяет не вводить в рассмотрение самих вихревых движений. Но, как отмечает проф. Милович, „надо только не упускать из вида, что в данном случае резкого отделения потока от окружающей среды не существует, он сливается с ней своей вихревой поверхностью, и за поверхность поэтому мы считаем здесь такую его поверхность, внутри которой поступательное движение частиц выполняет закон $w_z \cdot z = \text{const}$ “.

Иными словами, мы рассматриваем некоторую фиктивную струю, правда, очень близкую к действительности, в которой скорости по поперечному сечению одинаковы и равны средней скорости, изменяющейся по указанному закону.

Переходя к исследованию формы струи, предположим, что эта струя вытекает из сопла с диаметром d_0 с начальной скоростью w_{z_0} в пространство, заполненное той же неподвижной жидкостью.

При круглом отверстии сопла и начале координат O , совпадающем с центром этого отверстия, выходящая струя по своей форме будет занимать некоторое пространство, ограниченное поверхностью вращения $\alpha\beta$, $\alpha'\beta'$, симметричное относительно оси струи (фиг. 31). Подобную струю можно для удобства теоретического рассмотрения представить себе состоящей из бесконечного числа бесконечно малых элементарных прямых круговых цилиндров $ABCD$, $EFGH$ и т. д.



Фиг. 31.

Полагая среднее давление внутри потока постоянным во всех его точках, скорости w_z — параллельными оси OZ и равными во всех точках одного и того же поперечного сечения, а расширение или увеличение площади поперечного сечения происходящими от всасывания потоком в себя внешней жидкости по боковой поверхности элементарных цилиндров со скоростью w_r , нормальной к оси OZ , определим массу жидкости, входящую в объем элементарного цилиндра $ABCD$ за время dt через его основание AB и боковую поверхность AC .

Обозначая радиус сечения струи AB на расстоянии z от сопла через r , для массы жидкости, входящей через основание AB цилиндра, будем иметь выражение

$$\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot w_z \cdot dt,$$

где ρ — плотность жидкости и w_z — осевая скорость струи.

Через боковую поверхность AC рассматриваемого элементарного цилиндра внутрь его всосется масса жидкости, равная

$$\rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot dz \cdot w_r \cdot dt,$$

где w_r — скорость всасывания поверхностью струи.

Таким образом в элементарный цилиндр $ABCD$ за время dt входит масса жидкости, равная

$$\begin{aligned} \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot w_z \cdot dt + \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot w_r \cdot dz \cdot dt = \\ = \rho \cdot \pi \cdot dt (r^2 \cdot w_z + 2r \cdot w_r \cdot dz). \end{aligned} \quad (104)$$

Вся эта масса жидкости должна войти в следующий цилиндр $EFGH$, но уже через его основание EF радиусом $r + dr$ со скоростью $w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} \cdot dz$ при условии непрерывного изменения скорости w_z .

Иными словами, объем жидкости, вошедшей в цилиндр $EFGH$ через его основание EF , будет равен

$$\begin{aligned} & \rho \cdot \pi \cdot (r + dr)^2 \cdot \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right) dt = \\ & = \rho \pi (r^2 + 2r \cdot dr + dr^2) \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right) dt = \\ & = \rho \cdot \pi \cdot dt \left(r^2 \cdot w_z + r^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2r \cdot w_z \cdot dr + \right. \\ & \quad \left. + 2r \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot dr + w_z \cdot dr^2 + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot dr^2 \right). \end{aligned}$$

Ограничиваясь бесконечно малыми величинами первого порядка, получаем

$$\rho \cdot \pi \cdot dt \left(r^2 \cdot w_z + r^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2r \cdot w_z \cdot dr \right).$$

Приравнявая это уравнение к уравнению (104), находим

$$\begin{aligned} & \rho \cdot \pi \cdot dt \left(r^2 \cdot w_z + r^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2r \cdot w_z \cdot dr \right) = \\ & = \rho \cdot \pi \cdot dt (r^2 \cdot w_z + 2r \cdot w_r \cdot dz), \end{aligned} \quad (105)$$

после сокращения получающее вид

$$2w_z \cdot dr + r \frac{\partial w_z}{\partial z} dz = 2 \cdot w_r \cdot dz. \quad (106)$$

Струя, всасывая поверхностью окружающую ее жидкую среду и заставляя ее двигаться вместе с собой, тем самым непрерывно распределяет имеющуюся в ней кинетическую энергию на все большую и большую массу жидкости, т. е. как бы рассеивает свою энергию. Это обстоятельство дает новую связь между основными элементами струи.

Кинетическая энергия в сечении AB будет равна

$$\rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot w_z \cdot dt \cdot \frac{w_z^2}{2} = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dt \frac{w_z^3}{2}. \quad (107)$$

Этой же кинетической энергией струя располагает и в сечении EF , что по уравнению (106) можно написать в виде

$$\begin{aligned} & \rho \cdot \pi \cdot dt \left(r^2 \cdot w_z + r^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2 \cdot r \cdot w_z \cdot dr \right) \frac{\left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2}{2} = \\ & = \frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left[r^2 \cdot w_z^3 + 2 \cdot r^2 \cdot w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + r^2 \cdot w_z \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2 + \right. \\ & \quad \left. + r^2 \cdot w_z^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2r^2 \cdot w_z \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2 + r^2 \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^3 + \right. \\ & \quad \left. + 2 \cdot r \cdot w_z^3 \cdot dr + 4r \cdot w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot dr + 2 \cdot r \cdot w_z \cdot dr \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Или, ограничиваясь величинами бесконечно малыми первого порядка, получаем

$$\frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left(r^2 w_z^3 + 3r^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2 \cdot r \cdot w_z^3 \cdot dr \right).$$

Приравнявая это выражение к уравнению (107), находим

$$\begin{aligned} \frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left(r^2 w_z^3 + 3r^2 \cdot w_z^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2 \cdot r \cdot w_z^3 \cdot dr \right) = \\ = \frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \cdot r^2 w_z^3, \end{aligned} \quad (108)$$

или после упрощений

$$3 \cdot r \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} \cdot dz + 2 \cdot w_z \cdot dr = 0. \quad (109)$$

Это уравнение в совокупности с уравнением (106) дает связь между осевой и радиальной скоростями струи.

Вычитая из уравнения (109) уравнение (106) и внося в первое уравнение из второго значение члена $r \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz$, получим новую систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} r \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} + w_r &= 0 & \text{I} \\ 2 \cdot w_z dr &= 3w_r \cdot dz & \text{II} \end{aligned} \right\} \quad (110)$$

Интегрирование первого уравнения системы приводит к выражению (102):

$$w_z \cdot z = \text{const},$$

что совпадает с данными непосредственных опытов. Это условие достигается при связи между z и r в виде зависимости

$$z^{\frac{3}{2}} = \alpha \cdot r, \quad (111)$$

где α — постоянная величина.

Переходя ко второму уравнению (110), подставим в него выражение w_z из соотношения (102):

$$w_z = \frac{C}{z} \quad (112)$$

и выражение для dr , найденное дифференцированием уравнения (111) и имеющее вид

$$dr = \frac{3}{2} \cdot \frac{z^{\frac{1}{2}}}{\alpha} dz.$$

После указанных подстановок, сокращения на dz и преобразования получим выражение для w_r :

$$w_r = \frac{C}{\alpha} \cdot \frac{1}{z} \cdot z^{\frac{1}{2}} = \frac{C}{\alpha} \cdot \frac{1}{\sqrt{z}}. \quad (113)$$

Теперь перейдем к определению постоянных в уравнениях (111) и (113).

Именно, так как струя начинает расширяться не сразу, а лишь на расстоянии $z_0 = 6 \cdot d$ ($w_{z_0} \cdot z_0 = 6d \cdot w_{z_0} = C$) от сопла, то из соотношения

$$z_0^{\frac{3}{2}} = \alpha r_0, \quad (114)$$

где $r_0 = \frac{d}{2}$, находим α :

$$\alpha = \frac{z_0^{3/2}}{r_0} = \frac{(6d)^{3/2}}{\frac{d}{2}} = 29,4\sqrt{d}. \quad (115)$$

При найденном значении α и $C = 6dw_{z_0}$, получаем

$$\frac{C}{\alpha} = \frac{6 \cdot d \cdot w_{z_0}}{29,4\sqrt{d}} = 0,204\sqrt{d} \cdot w_{z_0}. \quad (116)$$

Подставляя величины постоянных C , $\frac{C}{\alpha}$ и α в уравнения (112), (113) и (111), находим

$$w_z = \frac{6 \cdot d \cdot w_{z_0}}{z}; \quad (117)$$

$$w_r = \frac{0,204\sqrt{d} \cdot w_{z_0}}{\sqrt{z}}; \quad (118)$$

$$z^{3/2} = 29,4\sqrt{d} \cdot r, \quad (119)$$

где d и w_{z_0} — диаметр сопла и начальная скорость выхода струи из сопла.

Теперь определим величину подсосываемого расхода воды. Бесконечно малый объем внешней среды dQ' , всасываемый боковой поверхностью элементарного цилиндра $ABCD$ струи (фиг. 31), равен

$$l'dQ' = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dz \cdot w_r.$$

Подставляя величины r и w_r из соотношений (118) и (119), получим, что

$$dQ' = 2\pi \frac{z^{3/2}}{29,4\sqrt{d}} \cdot \frac{0,204\sqrt{d}w_{z_0}}{\sqrt{z}} dz = \frac{2\pi \cdot 0,204 \cdot w_{z_0}}{29,4} z \cdot dz,$$

откуда

$$Q' = \int_0^l \frac{2\pi \cdot 0,204w_{z_0}}{29,4} \cdot z \cdot dz = \frac{2\pi \cdot 0,204 \cdot w_{z_0}}{29,4} \frac{l^2}{2},$$

или окончательно

$$Q' = 0,022 \cdot w_{z_0} \cdot l^2 \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (120)$$

При расходе жидкости через сопло, равном

$$Q_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w_{z_0}, \quad (121)$$

соотношение расходов $\frac{Q'}{Q_0}$ получается равным

$$q = \frac{Q'}{Q_0} = \frac{0,022w_{z_0} \cdot l^2}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot w_{z_0}} = 0,028 \frac{l^2}{d^2}. \quad (122)$$

Как видно из уравнения (122) коэффициент q , называемый проф. Миловичем коэффициентом всасывания, будет тем больше, чем меньше (при данном l) диаметр струи. Так как явление всасывания при-

водит к перемешиванию струи с окружающей жидкостью, то ясно, что энергичное перемешивание требует при данном Q_0 возможно малого d (при большой начальной скорости w_{z_0}), т. е. условий, прямо противоположных условиям, необходимым для далекого распространения устойчивой струи.

Большой диаметр сопла d приводит (при данном l), наоборот, к слабому всасыванию и перемешиванию жидкости струи с окружающей ее средой, вследствие чего сам поток получает большую устойчивость при своем движении в пространстве.

Изложенная выше теория дает основные законы распространения потока в той же неограниченной и неподвижной жидкости. Попутно она характеризует и рассеяние энергии потока в жидкой среде, так как вследствие втягивания внутрь струи вихревых шнуров все ее движение, начиная с $z_0 = 6d$ от сопла, в действительности является вихревым, т. е. поступательное движение массы жидкости постепенно переходит в вихревое и, распределяясь на все большую и большую массу жидкости, рассеивается в заполненном ею пространстве.

Коэффициенты, входящие в основные формулы, были получены проф. Миловичем для воздуха и безусловно не могут быть применены к струе воды. Для определения этих коэффициентов для воды в Гидравлической лаборатории Опытного-исследовательского института водного хозяйства Средней Азии в 1928 г. были проведены опыты¹ с патрубком $d_0 = 0,5$ см.

Эти опыты дали возможность графически (по опытным точкам) получить зависимость вида

$$r = \alpha \cdot z^{\beta} \quad (123)$$

и определить неизвестные коэффициенты α и показатель степени β , оказавшиеся равными $\alpha = 0,088$ (для d и z в см) и $\beta = 1,25$, т. е.

$$r = 0,088 z^{1,25}, \quad (124)$$

или

$$d = 0,175 z^{1,25}. \quad (124')$$

При этом оказалось, что для всех проведенных девяти опытов справедливо одно уравнение конуса струи для всех скоростей и, следовательно, для определенного диаметра патрубка уравнение конуса струи неизменно.

В статье инж. Е. А. Замарина² доказывается, что уравнение (124') может быть приведено к безразмерному виду:

$$6,81 \sqrt[4]{d_0} \cdot d = z^{1,25}. \quad (125)$$

Отсюда следует, что растекание струй в сильной степени зависит от диаметра сопла. Чем меньше диаметр сопла, тем сильнее растекание струи.

Эти опыты полностью подтверждают правильность закона растекания струи, теоретическим путем полученного проф. Миловичем, и доказывают его справедливость не только для воздуха, но и для воды.

¹ Инж. Теперин Н. И., Движение струи в массе жидкости. Труды Среднеазиатского научно-исследовательского института ирригации, 1933.

² „Социалистическое водопользование“ № 2, 1931.

Анализируя далее опытный материал и пользуясь методом проф. Миловича, инж. Теперин рассматривает вопрос о получении общих уравнений движения водяной струи в воде.

Дифференцируя уравнение конуса струи

$$z^{1,25} = \alpha \cdot r, \quad (126)$$

получим

$$\alpha \cdot dr = 1,25 \cdot z^{0,25} \cdot dz. \quad (127)$$

Подставляя из этого уравнения значение dr во второе уравнение (110), имеем

$$2 \cdot w_z \cdot 1,25 z^{0,25} dz = 3 w_r \cdot dz \cdot \alpha$$

или

$$w_r = \frac{2,5}{3} \cdot w_z \cdot z^{0,25}, \quad (128)$$

что является выражением для скорости всасывания.

Внося это выражение в первое уравнение (110), деля его на r и заменяя в нем dr через $z^{1,25}$, находим

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{5}{6} w_z \cdot z^{-1} = 0.$$

Разделяя переменные и интегрируя, получим:

$$w_z \cdot z^{0,83} = C, \quad (129)$$

т. е. основное соотношение между средней скоростью струи и горизонтальным расстоянием от сопла, которое также справедливо и для начальных условий, т. е.

$$w_{z_0} \cdot z_0^{0,83} = C, \quad (130)$$

и таким образом

$$w_{z_0} \cdot z_0^{0,83} = w_z \cdot z^{0,83}. \quad (131)$$

Точно так же уравнение (125) должно удовлетворять начальным условиям:

$$6,81 \sqrt[4]{d_0} d_0 = z_0^{1,25}, \quad (132)$$

откуда

$$z_0 = d_0 \sqrt[1,25]{6,81}. \quad (133)$$

Подставляя это выражение в уравнение (131), имеем

$$w_z \cdot z^{0,83} = w_{z_0} \cdot 6,81^{3/4} d_0^{0,83}$$

или

$$w_z \cdot z^{0,83} = 3,6 \cdot w_{z_0} \cdot d_0^{0,83}. \quad (134)$$

Определяя из этого уравнения

$$z = \sqrt[0,83]{\frac{3,6 \cdot w_{z_0}}{w_z}} d_0, \quad (135)$$

или

$$z = 4,65 \left(\frac{w_{z_0}}{w_z} \right)^{1,2} d_0, \quad (136)$$

получаем основную формулу, определяющую горизонтальное расстояние от сопла, на котором струя будет иметь среднюю скорость w_z .

Для определения скорости всасывания струей частиц жидкости из окружающей среды принимаем уравнение (128) и в нем заменяем α из уравнения (125) и w_z из (134):

$$\alpha = 13,62 d_0^{0,25};$$

$$w_z = \frac{3,6 \cdot w_{z_0} \cdot d_0^{0,83}}{z^{0,83}}$$

и

$$w_r = \frac{2,5 \cdot 3,6 \cdot w_{z_0} \cdot d_0^{0,83} \cdot z^{0,25}}{3 \cdot 13,62 \cdot d_0^{0,25} \cdot z^{0,83}}$$

или

$$w_r = 0,22 \frac{w_{z_0} \cdot d_0^{0,58}}{z^{0,58}}. \quad (137)$$

При этой скорости всасывания подсосываемый струей расход воды будет равен

$$Q' = 0,0323 \pi \cdot w_{z_0} d_0^{0,33} \frac{l^{1,67} - l_0^{1,67}}{1,67},$$

где $l = z$; $l_0 = z_0$. При рабочем расходе через сопло, равном $Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot w_{z_0}$, отношение подсосываемого и рабочего расхода будет равно

$$\frac{Q'}{Q} = 0,077 \frac{l^{1,67} - l_0^{1,67}}{d_0^{1,67}}. \quad (138)$$

Таким образом для теории растекания струи воды в неподвижной массе воды экспериментальные работы, проведенные в лаборатории Среднеазиатского научно-исследовательского института ирригации дают нам следующие основные уравнения:

1) уравнение конуса растекания струи:

$$z^{1,25} = 6,81 d \sqrt[4]{d_0};$$

2) расстояние, на котором струя еще не расширяется;

$$z = 4,65 d_0;$$

3) закон изменения средней осевой скорости w_z в зависимости от расстояния от сопла z :

$$z = 4,65 \left(\frac{w_{z_0}}{w_z} \right)^{1,2} \cdot d_0;$$

4) уравнение скорости всасывания:

$$w_r = 0,22 \frac{w_{z_0} \cdot d_0^{0,58}}{z^{0,58}};$$

5) уравнение расхода подсосываемой жидкости

$$Q' = q \cdot Q,$$

где

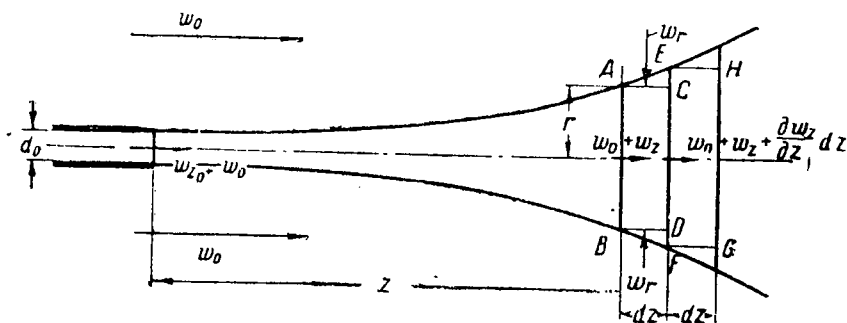
$$q = 0,077 \frac{l^{1,67} - l_0^{1,67}}{d_0^{1,67}}.$$

Таковы законы растекания струи в неподвижной окружающей среде. Попробуем теперь применить все эти уравнения и для струи, растекающейся в массе жидкости, двигающейся в том же направлении с некоторой скоростью w_0 .

4. РАСТЕКАНИЕ СТРУИ ЖИДКОСТИ В МАССЕ ЖИДКОСТИ, ДВИГАЮЩЕЙСЯ С НЕКОТОРОЙ СКОРОСТЬЮ

Для решения этой задачи воспользуемся методом решения проф. Миловича и введем в его уравнения влияние скорости окружающей среды (фиг. 32). При этом введем следующие два допущения:

1. Скорость окружающей среды оказывает на скорости струи полное свое влияние, т. е. осевая скорость струи на всем ее протяжении увеличивается на величину w_0 . В действительности надо полагать, что это влияние должно быть различно по длине и по величине несколько меньше w_0 .



Фиг. 32.

2. Скорость окружающей среды постоянна во всех ее точках и равна w_0 .

Следуя принятой методике анализа явления, пишем выражения для:

а) массы жидкости, вошедшей в элементарный объем $ABCD$ струи через сечение AB :

$$\rho \cdot \pi \cdot r^2 (w_0 + w_z) \cdot dt;$$

б) массы жидкости, вошедшей через боковую поверхность объема:

$$\rho 2\pi \cdot r \cdot dz \cdot w_r \cdot dt;$$

в) суммы этих масс жидкости:

$$\rho \cdot \pi \cdot dt [r^2 (w_0 + w_z) + 2r \cdot w_r \cdot dz];$$

г) массы жидкости, прошедшей через сечение EF и вытекающей из объема $ABCD$:

$$\rho \cdot \pi (r + dr)^2 (w_0 + w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz) dt.$$

Принимая в этом случае следующий закон изменения осевой скорости:

$$(w_0 + w_z) z^{1/2} = \text{const}, \quad (139)$$

напишем общее выражение для неразрывности потока, т. е. первое дифференциальное уравнение проф. Миловича:

$$\begin{aligned} & \rho \cdot \pi \cdot dt | r^2 (w_0 + w_z) + 2 \cdot r \cdot w_r \cdot dz | = \\ & = \rho \cdot \pi (r + dr)^2 \cdot \left(w_0 + w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right) dt \end{aligned}$$

или окончательно

$$2w_r dz = 2(w_0 + w_z) dr + r \frac{\partial w_z}{\partial z} \cdot dz. \quad (140)$$

Аналогично приведенному выше для второго уравнения можем написать:

а) кинетическая энергия в сечении AB равна

$$\rho \cdot \pi \cdot r^2 (w_0 + w_z) dt \cdot \frac{(w_0 + w_z)^2}{2} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot r^2}{2} (w_0 + w_z)^3 \cdot dt;$$

б) кинетическая энергия в сечении EF равна

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (r + dr)^2 \left(w_0 + w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot \frac{\left(w_0 + w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2}{2}.$$

Окончательное уравнение после соответствующих преобразований будет иметь вид

$$2dr(w_0 + w_z) + 3r \frac{\partial w_z}{\partial z} dz = 0. \quad (141)$$

Эти уравнения, (140) и (141), после вычитания уравнения (141) из уравнения (140) и после подстановки в уравнение (141) значения $\frac{\partial w_z}{\partial z} dz$ из уравнения (140) дают следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} r \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} + w_r &= 0; \\ 3w_r \cdot dz &= 2(w_0 + w_z) dr. \end{aligned} \right\} \quad (142)$$

Для получения основных уравнений для растекания струи воспользуемся далее материалами инж. Теперина.

Инж. Замарин и Теперин установили закон растекания струи воды в следующем виде:

$$z^{1,25} = a \cdot r. \quad (143)$$

Очевидно, что этот же закон будет справедлив и для данного случая с той лишь разницей, что коэффициент a будет иметь несколько иное значение.

Дифференцируя выражение (143), получим

$$1,25z^{0,25} \cdot dz = a \cdot dr.$$

Определяя из этого уравнения dr и подставляя его во второе уравнение системы (142), будем иметь

$$3w_r \cdot dz = 2(w_0 + w_z) \cdot \frac{1,25z^{0,25} \cdot dz}{a},$$

откуда после соответствующих упрощений получаем

$$w_r = \frac{5}{6} (w_0 + w_z) \frac{z^{0,25}}{\alpha}. \quad (144)$$

Это выражение есть соотношение, определяющее скорость подсасывания потока водяной струей.

Внося значение w_r в первое уравнение системы (142), имеем

$$r \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{5}{6} (w_0 + w_z) \frac{z^{0,25}}{\alpha} = 0.$$

Разделим это уравнение на r и заменим в нем r через $z^{1,25}$:

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{5}{6} (w_0 + w_z) z^{-1} = 0.$$

Умножая полученное уравнение на $z^{5/6}$, находим

$$z^{5/6} \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{5}{6} (w_0 + w_z) z^{-1/6} = 0,$$

откуда

$$(w_0 + w_z) z^{0,83} = C = \text{const.} \quad (145)$$

Это уравнение является основным соотношением, дающим зависимость между средней скоростью струи w_z и горизонтальным расстоянием сечения от сопла.

Этому уравнению должны удовлетворять значения начальных условий, т. е. z_0 и w_{z_0} , при которых струя начинает рассеивать свою энергию:

$$(w_0 + w_z) z^{0,83} = (w_0 + w_{z_0}) z_0^{0,83}, \quad (146)$$

или, принимая для данного случая $z_0 = 4,65d_0$,

$$(w_0 + w_z) z^{0,83} = (w_0 + w_{z_0}) (4,65d_0)^{0,83}.$$

Из соотношения (143) при z_0 и r_0 определяем

$$\alpha = \frac{z_0^{1,25}}{r_0} = \frac{z_0^{1,25}}{\frac{d_0}{2}} = \frac{(4,65d_0)^{1,25}}{\frac{d_0}{2}} = 13,62 \sqrt[4]{d_0}. \quad (147)$$

При этом значении α получим, что

$$w_r = \frac{5}{6} (w_0 + w_z) \frac{z^{0,25}}{13,62 \sqrt[4]{d_0}}, \quad (148)$$

или, заменяя $(w_0 + w_z)$ через $\frac{C}{z^{0,83}}$, будем иметь

$$w_r = \frac{5}{6} \frac{C}{z^{0,83}} \cdot \frac{z^{0,25}}{13,62 \sqrt[4]{d_0}},$$

что при учете

$$C = (w_0 + w_{z_0}) z_0^{0,83}$$

приводит к виду

$$w_r = \frac{5}{6} \frac{(w_0 + w_{z_0}) z_0^{0,83}}{z^{0,58} 13,62 \sqrt[4]{d_0}} = \frac{0,213 (w_0 + w_{z_0}) d_0^{0,58}}{z^{0,58}}. \quad (149)$$

Вводя значение α в уравнение конуса струи, получим

$$z^{1,25} = \alpha \cdot r = 13,62 \sqrt[4]{d_0} r. \quad (150)$$

Этому уравнению должны удовлетворять также значения z_0 и d_0 . следовательно,

$$z_0^{1,25} = 13,62 \sqrt[4]{d_0} \cdot \frac{d_0}{2} = 6,81 d_0 \sqrt[4]{d_0}.$$

откуда

$$z_0 = d_0 \sqrt[1,25]{6,81}.$$

Подставляя это выражение в уравнение (146), находим:

$$(w_0 + w_z) z^{0,83} = (w_0 + w_{z_0}) d_0^{0,83} 6,81^{1/3}$$

или

$$(w_0 + w_z) z^{0,83} = 3,6 (w_0 + w_{z_0}) d_0^{0,83},$$

откуда

$$z = \sqrt[0,83]{\frac{3,6 (w_0 + w_{z_0})}{w_0 + w_z}} d_0$$

и окончательно

$$z = 4,65 \left(\frac{w_0 + w_{z_0}}{w_0 + w_z} \right)^{1,2} d_0. \quad (151)$$

Это и есть формула, определяющая горизонтальное расстояние от сопла, на котором средняя горизонтальная скорость самой струи будет равна w_z .

Для полного исследования растекания струи жидкости в той же жидкости определим ниже объем жидкости, который всасывается боковой поверхностью струи.

Подсасываемый расход равен

$$dQ' = 2\pi \cdot r \cdot dz \cdot w_r.$$

Подставляя из соотношений (149) и (143) значения w_r и r , получаем

$$dQ' = \frac{0,44 \cdot \pi}{13,62} (w_0 + w_z) d_0^{0,33} z^{0,67} dz.$$

Производя интегрирование, находим

$$\begin{aligned} Q' &= \int_{l_0}^l \frac{0,44}{13,62} \pi (w_0 + w_z) d_0^{0,33} z^{0,67} dz = \\ &= 0,0323 \pi \cdot (w_0 + w_z) d_0^{0,33} \frac{l^{1,67} - l_0^{1,67}}{1,67}. \end{aligned} \quad (152)$$

Отношение $\frac{Q'}{Q}$ равно

$$\frac{Q'}{Q} = 0,077 \frac{l^{1,67} - l_0^{1,67}}{d_0^{1,67}}. \quad (153)$$

При всех наших выводах мы полагали, что форма струи подчиняется закону

$$z^{1,25} = \alpha \cdot r$$

и что в отличие от неподвижной жидкости α имеет несколько иное значение. В последующих выкладках мы этого не обнаружили.

Это обстоятельство объясняется тем, что величина коэффициента α должна быть поставлена в зависимость от скорости w_0 и $z = f(w_0, r)$. Тогда при этой зависимости значение коэффициента α будет не постоянным, а зависящим от w_0 , т. е. $\alpha = f_1(w_0)$.

При отсутствии экспериментальных данных мы в настоящее время еще не имеем достаточных оперативных возможностей для нахождения теоретическим путем этой зависимости и поэтому при рассмотрении явления растекания струи жидкости в той же жидкости, но двигающейся с некоторой поступательной скоростью w_0 , мы можем лишь ограничиваться получением дифференциальных уравнений движения струи. Все последующие выводы вносят лишь некоторое дополнительное уточнение, но полагают α не зависящим от скорости движения окружающей среды.

Здесь следует отметить, что, признавая наиболее правильным и целесообразным строить теорию и методику расчета водоструйных насосов на основе теории растекания струи жидкости в массе жидкости, двигающейся с некоторой скоростью, мы в настоящий момент еще не можем завершить с надлежащей полнотой и последовательностью такую теорию и метод расчета насоса. Поэтому весь расчет водоструйных насосов мы будем основывать на теории растекания струи и неподвижной жидкости, соглашаясь в этом вопросе с проф. Гончаровым и инж. Леоновичем, но оговаривая, что это решение будет являться лишь приближенным решением. При этом степень приближения будет определяться соотношением скоростей самой струи и скорости подсосываемой жидкости в камере смешения. Можно на основе некоторых опытов, проведенных автором и еще не достаточных для получения действительной зависимости $\alpha = f_1(w_0)$, все же ожидать, что эта зависимость будет линейного порядка и при соотношениях скоростей $\frac{w_0}{w_{z_0}}$ порядка 1:15 будет по величине весьма близкой к закону растекания в неподвижной жидкости.

Ограничиваясь в вопросе растекания струи в жидкости, двигающейся с поступательной скоростью, вышесказанным, перейдем к изложению метода расчета водоструйных насосов, основанного на теории растекания струи в неподвижной жидкости.

5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

В практике наиболее часто приходится определять основные размеры и форму отдельных частей водоструйного насоса, если известно, что данный насос должен поднимать жидкость в количестве $Q_3 \text{ м}^3/\text{сек}$ на высоту $H_1 + H_2 \text{ м}$. При этом для работы насоса может быть использована вода из сети с напором перед соплом в $H_0 \text{ м}$ и скоростью w .

Определяем скорость истечения жидкости из сопла. Коэффициент скорости для данного сопла принимаем φ , а разрежение в камере смешения H_k :

$$w_0 = \varphi \sqrt{2g \left(H_0 + \frac{w^2}{2g} - H_k \right)}. \quad (154)$$

В этой формуле для первого приближения мы можем пока еще не вводить в рассмотрение величину H_2 давления в камере смешения, ибо у нас пока еще нет никаких данных для ее определения. В дальнейшем эту величину необходимо будет учесть.

Струя, вытекающая из сопла, начнет на некотором расстоянии z_0 расширяться, подсасывая внутрь себя окружающую жидкость. Пройдя камеру смешения, струя, потеряв часть своей энергии, войдет со скоростью w_x и давлением p_x в горловину насоса. Величина этой скорости должна быть достаточной для продвижения всей массы жидкости $Q_0 + Q_2$ (рабочего и подсасываемого потока) далее по смесительному трубопроводу, т. е.

$$\frac{p_x}{\gamma} + \frac{w_x^2}{2g} \geq H_1 + \Sigma h_{1w} + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g}, \quad (155)$$

где H_1 — высота подачи насосом жидкости, Σh_{1w} — сумма всех потерь напора в смесительном трубопроводе, потерь в диффузоре насоса и потерь в напорной линии трубопровода, $\frac{p_1}{\gamma}$ — пьезометрический напор на свободной поверхности в резервуаре, в который насос подает воду, $\frac{w_1^2}{2g}$ — скоростной напор, соответствующий скорости, с которой жидкость поступает из трубопровода в резервуар. Если насос подает жидкость в атмосферу или в резервуар с атмосферным давлением, то в этом случае можно принять $\frac{p_1}{\gamma} \approx \frac{p_x}{\gamma}$, и тогда выражение (155) принимает вид

$$\frac{w_x^2}{2g} = H_1 + \Sigma h_{1w} + \frac{w_1^2}{2g}. \quad (156)$$

Таким образом струя при расходе $Q_0 + Q_2$ должна обладать в некотором сечении z_x скоростью w_x , для чего основное уравнение струи дает условие

$$w_x z_x^{0,83} = w_0 z_0^{0,83} \quad (157)$$

или

$$z_x = 4,65 \left(\frac{w_0}{w_x} \right)^{1,20} d_0. \quad (158)$$

Искомой величиной в данном случае являются величина z_x — расстояние горловины насоса от сопла и d_0 — диаметр сопла.

Для нахождения этих величин введем в рассмотрение уравнение для определения величины подсасываемого расхода

$$Q_2 = 0,0323 \pi w_0 \cdot d_0^{0,33} \frac{z_x^{1,67} - z_0^{1,67}}{1,67}, \quad (159)$$

в которой величину z_0 заменим через $4,65 d_0$, т. е.

$$Q_2 = 0,0323 \pi \cdot w_0 d_0^{0,33} \frac{z_x^{1,67} - (4,65 d_0)^{1,67}}{1,67}. \quad (160)$$

Поскольку окружающая масса жидкости может подсасываться только в пределах камеры смещения, т. е. на длине струи от сопла до горловины и поскольку скорость в горловине удовлетворяет уравнению (158), мы можем с помощью уравнения (158) произвести замену величины z_x в уравнении (160) и получить

$$Q_2 = 0,0323 \pi w_0 d_0^{0,33} \frac{\left[4,65 \left(\frac{w_0}{w_x} \right)^{1,2} \right]^{1,67} d_0^{1,67} - (4,65 d_0)^{1,67}}{1,67}$$

или окончательно

$$Q_2 = 0,243 \pi w_0 \left[\left(\frac{w_0}{w_x} \right)^2 - 1 \right] d_0^2. \quad (161)$$

Из этого уравнения нетрудно определить искомый диаметр сопла

$$d_0 = \sqrt{\frac{Q_2}{0,243 \pi w_0 \left[\left(\frac{w_0}{w_x} \right)^2 - 1 \right]}}, \quad (162)$$

где все величины правой части уравнения известны.

Подставляя значение d_0 в уравнение (158), нетрудно определить искомое расстояние z_x между горловиной и соплом.

Необходимый размер горловины насоса определится из уравнения конуса струи:

$$z_x^{1,25} = 6,81 d_x^4 \sqrt{d_0} \quad (163)$$

или по уравнению

$$d_x = \sqrt{\frac{4 (Q_0 + Q_2)}{w_x \pi}}. \quad (164)$$

Зная d_0 и w_0 , определяем расход рабочей воды, поступающей через сопло,

$$Q_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} w_0.$$

По окончании этого первого приближенного расчета необходимо провести второй уточненный цикл расчетов.

Для уточненного решения необходимо при определении начальной скорости рабочей струи w_0 учесть влияние пониженного давления в камере смещения. Для этого поступаем нижеследующим образом.

По определенной выше величине подсасываемого расхода Q_2 жидкости, исходя из выбранной скорости движения во всасывающем трубопроводе, определяем диаметр трубы. Располагая насос на некоторой высоте H_2 над уровнем подсасываемой жидкости и определяя сопротивление Σh_{2w} во всасывающей линии, находим разрежение в камере смещения насоса:

$$H_k = H_2 - \Sigma h_{2w}.$$

Эту величину далее вносим в формулу для определения начальной скорости струи w_0 , которая принимает после подстановки следующий вид¹

$$w_0 = \varphi \sqrt{2g \left[\left(H_0 + \frac{w^2}{2g} \right) - (H_2 - \Sigma h_{2w}) \right]}. \quad (165)$$

После получения новой начальной скорости струи w_0 весь расчет повторяем по схеме, изложенной выше.

По окончании второго уточненного цикла расчетов мы будем иметь все основные расчетные величины водоструйного насоса.

Для полноты расчетной схемы остается рассмотреть форму отдельных элементов насоса и определить эффективность насоса, т. е. его к. п. д.

Ввиду исключительной важности первого вопроса и некоторой путаницы в определениях к. п. д. водоструйного насоса эти вопросы и будут рассмотрены ниже.

6. КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

При определении к. п. д. водоструйного насоса различные авторы пользуются различными по содержанию формулами.

Приведем наиболее употребительные из них, придерживаясь при этом принятых нами выше обозначений:

1. Баулин

$$\eta = \frac{Q_2 (H_2 + H_1)}{Q_0 \cdot H_0}. \quad (64)$$

2. Цейнер

$$\eta = \frac{Q_2 (H_2 + H_1)}{Q_0 (H_0 + H_2)}. \quad (20)$$

3. Берман

$$\eta = \frac{(Q_0 + Q_2) (H_2 + H_1)}{Q_0 \cdot H_0}. \quad (54)$$

4. Канторович, О'Бриен и Гослин, Гибсон

$$\eta = \frac{Q_2 (H_1 + H_2)}{Q_0 (H_0 - H_1)}. \quad (90)$$

5. Гончаров, Леонович

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H_1}{Q_0 \cdot H_0}. \quad (77)$$

Как видно из этого, далеко не полного, перечня употребительных формул для определения η , имеется несколько совершенно различных в существе пониманий к. п. д. водоструйного насоса.

Мы полагаем, что наиболее правильно для характеристики работы струйного насоса при определении существа к. п. д. исходить из следующих положений.

Водоструйный насос как устройство, поднимающее некоторое количество жидкости Q_2 на высоту $H_2 + H_1$ м, совершает полезную работу

¹ В приводимой формуле величина H_2 принимается как отрицательная величина (вакуум), и поэтому, например, в формуле (165) с увеличением H_2 увеличивается величина скорости w_0 .

$\gamma Q_2 (H_2 + H_1)$. На совершение этой работы им затрачивается некоторая работа в виде энергии $\gamma Q_0 \cdot h = \gamma Q_0 (H_0 - H_1)$ рабочей струи, вытекающей из сопла. Отношение этих двух энергий, полезной к затраченной, и должно являться к. п. д. насоса, т. е.

$$\eta = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{затр}}} = \frac{Q_2 (H_1 + H_2)}{Q_0 (H_0 - H_1)} = q \frac{H}{h}, \quad (166)$$

где H — полная геометрическая высота подъема, $H = H_1 + H_2$;

H_1 — высота нагнетания;

H_2 — высота всасывания;

$h = H_0 - H_1$ — рабочий напор воды;

$\frac{Q_2}{Q_0} = q$ — коэффициент подсосывания.

Эта формула, совпадая с уравнением (90), дает точное энергетическое выражение для к. п. д. водоструйного насоса.

Рассмотрим теперь очертания отдельных элементов водоструйного насоса.

7. КАМЕРА СМЕШЕНИЯ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

Основное требование к камере смешения водоструйного насоса заключается в обеспечении наиболее рационального подвода подсосываемой жидкости к струе и в создании наилучших условий для засасывания ею этой жидкости.

Эти основные положения требуют:

1) чтобы подача в камеру смешения подсосываемой жидкости была равномерной по всему периметру поверхности струи;

2) чтобы подсосывание жидкости было обеспечено в достаточном количестве на всем протяжении рабочей части струи (от сопла до горловины);

3) чтобы контур камеры смешения был выполнен таким образом, чтобы не создавалось никаких дополнительных потерь от возможных резких изменений контуров камеры смешения и, в то же время, чтобы скорости подсосываемой жидкости в камере смешения на всем ее протяжении были бы неизменны. Это последнее условие определяется тем, что всякие изменения в скорости подсосываемой жидкости неизбежно вызовут неравномерность засасывания жидкости струей и, следовательно, появление дополнительных потерь;

4) чтобы размеры камеры смешения были невелики, но обеспечивали подвод требуемого количества жидкости. Наличие каких-либо «мертвых зон», где в период работы насоса неизбежно должны будут возникнуть вредные вихри, совершенно не допустимо.

Все приведенные выше условия по существу сводятся к нахождению плавных очертаний камеры смешения и к выполнению осевого подвода воды (по кольцевому пространству вокруг струи) к рабочей струе.

К сожалению, мы нигде в литературе не имеем данных, которые бы давали конкретные указания для проектирования формы камеры смешения. Специальных экспериментов по выяснению этого вопроса, весьма важного для работы насоса, также не производилось.

Для скорости в камере смещения можно рекомендовать, основываясь на весьма скромном опытном материале, значения, равные скорости во всасывающей трубе, т. е. порядка $2 \div 2,5$ м/сек.

Для получения же внешних контуров можно воспользоваться описанным выше (стр. 36) решением проф. Гончарова.

8. ДИФфуЗОР ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

Влияние отдельных элементов водоструйного насоса на эффективность его работы исследовалось в Гидроэнергетическом институте при опытах с элеваторами Госсантехстроя. Эти опыты показали, что смешение потоков рабочего и подсасываемого происходит только в пределах камеры смещения и не распространяется далее горловины. Диффузор в работе насоса не участвует и играет роль преобразователя кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Этим объясняется то обстоятельство, что мы из расчета элеватора в отличие от работ Баулина, Каменева и др. работу диффузора исключили, соглашаясь в этом отношении с мнениями Гончарова и Леоновича. Но, поскольку диффузор является преобразователем энергии и поскольку, именно, энергия давления после диффузора обеспечивает дальнейшее движение потока, постольку роль диффузора в общей системе несомненно важна.

Так как при преобразовании скорости в давление возникают потери, то в связи с этим необходимо определить их величину и найти наивыгоднейшую форму диффузора.

Теоретическое решение этих задач, к сожалению, из-за сложности явлений, сопровождающих протекание потока в диффузоре, пока не привело к практически пригодным результатам. Из экспериментальных же работ следует отметить опыты Андреса и Риффарта. Первый исследовал увеличение давления с помощью ряда разнообразных диффузоров. Исследования были проведены с водой и в особенности ценны тем, что дают возможность определить наилучшую форму диффузора.

Исследования Риффарта, продолжившего опыты Андреса, проведены с воздухом и все время с пониженными скоростями. Эти опыты отличаются трехразмерным исследованием потока, т. е. измерение давлений было проведено в ряде точек сечения диффузора в противоположность опытам Андреса, который производил измерения только по продольной оси диффузора.

Коэффициент полезного действия диффузора и Андресом и Риффартом был обозначен как отношение.

$$\eta_d = \frac{\text{Действительное повышение статического давления}}{\text{Повышение статического давления в потоке без потерь}}$$

В своей работе Андрес указывает, что наиболее благоприятной для преобразования скорости в давление формой диффузора будет прямая конусообразная труба¹ с центральным углом раскрытия в $8-9^\circ$.

¹ Пфлейдерер на основании чисто теоретических выводов рекомендовал форму диффузора, при которой работа движения L равномерно распределяется по всей длине диффузора l , т. е. $\frac{dL}{dl} = \text{const}$ или уменьшение скорости идет равномерно, так что $\frac{dw}{dl} = \text{const}$. Эта форма оказалась менее выгодной.

Каждое внезапное расширение значительно понижает к. п. д. диффузора.

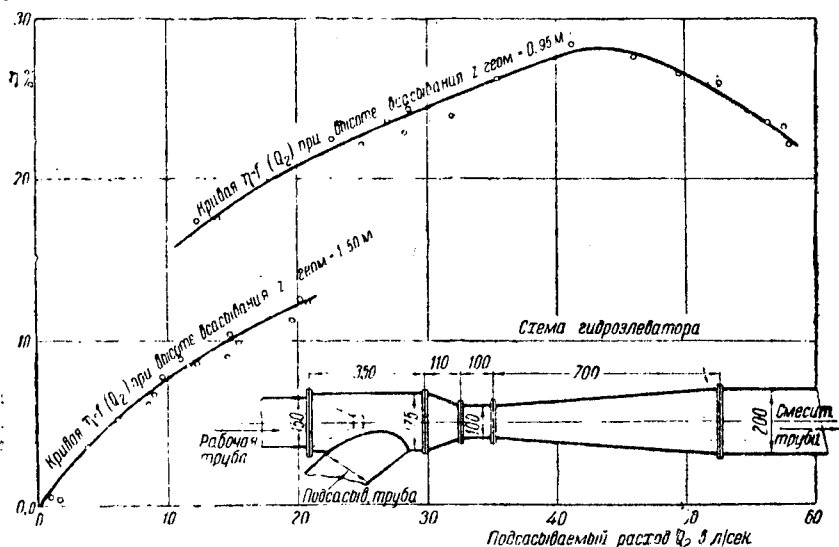
Для определения потерь энергии в диффузоре можно пользоваться следующей формулой:

$$\Delta h_d = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} \sin \alpha, \quad (167)$$

где w_1 и w_2 — скорости в начале и конце диффузора, а α — центральный угол раскрытия диффузора.

9. ГОРЛОВИНА ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

В обычно применяемых водоструйных насосах и особенно в гидроэлеваторах, применяющихся при разработках грунта и горных пород (гидромеханизации), при их конструировании форме и размерам (по длине) горловины насоса уделялось мало внимания. Между тем этот вопрос является весьма существенным, ибо то или иное его решение может вкоре изменить все проектные и конструктивные предположения при осуществлении запроектированной конструкции насоса.



Фиг. 33. Кривые к. п. д. гидроэлеватора при различных геометрических высотах всасывания в зависимости от подсасываемых расходов.

Обычно принято считать, и это согласно указаниям Гибсона подтверждается на практике, что эффективность водоструйного насоса увеличивается с увеличением высоты всасывания (в пределах до 6—7 м). Между тем данные опытов, проведенных в Лаборатории гидромеханизации строительства канала Москва — Волга, приведенные на фиг. 33, показывают обратную картину. Один и тот же водоструйный насос (гидроэлеватор), испытанный при двух различных высотах всасывания, дал различную эффективность, при этом тем большую, чем меньше вы-

сота всасывания. В чем следует искать причину противоречий со сказанным выше и в чем причина этого явления?

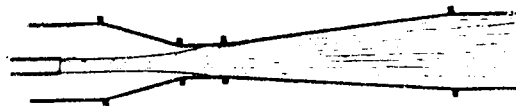
Мы полагаем, что причина здесь кроется именно в различных формах горловины. Дело в том, что в водоструйном насосе, испытанном в Лаборатории гидромеханизации строительства, горловина была цилиндрической при длине, равной ее диаметру. В обычных же конструкциях горловина насоса представляет либо очень короткую почти цилиндрическую часть, в продольном разрезе очерченную в виде плавной изогнутой кривой, либо в виде сжатого сечения (фиг. 34).



Фиг. 34.

При этом струя, захватывающая при своем продвижении жидкость, неполностью заполняет сечение горловины, и в результате этого давление в поперечном сечении горловины и далее в диффузоре непостоянно по всему сечению, и следовательно, преобразование кинетической энергии в диффузоре на всей его площади происходит неравномерно и сопровождается дополнительными потерями. Благодаря этому скоростной напор струи в горловине полностью не используется и частично теряется. При таком положении в общем балансе работы удельный вес подсасывающей способности струи возрастает, и поэтому водоструйный насос, работая в основном за счет подсасывания жидкости, а не за счет положительного нагнетания увеличивает свою эффективность с увеличением высоты всасывания.

Несколько иную картину мы имеем в опытном насосе, где введена горловина в виде цилиндрической вставки.



Фиг. 35.

В этом случае струя полностью заполняет все сечение горловины (фиг. 35), если и не в расчетном сечении (что весьма возможно в связи с общей неточностью расчетных формул), то в ближайшем к нему сечении. Давление и скорости по сечению горловины и далее в диффузоре оказываются прак-

тически одинаковыми, и преобразование энергии кинетической в давление происходит равномерно и без лишних потерь. Благодаря всему этому большой запас кинетической энергии струи используется значительно более целесообразно и водоструйный насос работает и как всасывающий и как нагнетательный. При этом нагнетание в этом случае имеет большее значение, чем подсасывание. По этой причине и происходит в данной системе насоса увеличение эффективности с уменьшением высоты всасывания.

Введение цилиндрической горловины, предложенное инж. Леоновичем¹ и осуществленное на всех гидроэлеваторных установках строитель-

¹ Инж. Леонович К. М., Гидроэлеваторы. «Гидротехническое строительство» № 12, 1935 г.

ва канала Москва—Волга, несомненно улучшило работу элеваторов и повысило их эффективность.

Поэтому устройство в водоструйных насосах горловины в виде прямой цилиндрической вставки может быть рекомендовано как вполне рациональное устройство, повышающее нагнетательную способность насоса и улучшающее его работу. Длину такой горловины, как показал опыт, следует принимать равной 1—1,5 ее диаметра.

10. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ И ВСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Приведенные выше результаты испытаний (фиг. 33) указывают на то, что при горловине водоструйного насоса в виде цилиндрической вставки нет необходимости придавать насосу большую высоту всасывания. Недостаточность опытного материала еще не позволяет установить точно оптимальную геометрическую высоту всасывания, но все же на основе имеющегося опыта можно рекомендовать высоту всасывания в пределах от 1 до 1,5 м.

Подвод подсасываемой жидкости в камеру смешения следует выполнять по возможности в виде кольцевого, в случае невозможности этого— в виде двухстороннего с возможно меньшими углами между направлением основной рабочей струи и направлением подсасываемой жидкости.

Скорости во всасывающих трубах в месте выхода в камеру смешения следует, как показал опыт, принимать равными 2—2,5 м/сек и, исходя из этих скоростей, определять потребный диаметр всасывающих труб.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ (ГИДРОЭЛЕВАТОРОВ) НА ПРАКТИКЕ

Область применения водоструйных насосов на практике чрезвычайно обширна и разнообразна. Эти насосы применяются и в лабораториях, где масштабы их крайне малы и где условия их работы позволяют применять их в простейших малоудовлетворительных с гидравлической стороны формах. Эти же насосы применяются и в промышленности, в строительстве (при гидромеханизации работ) и в водоснабжении для отсасывания воздуха из камер насосов перед их запуском. Наконец, водоструйные насосы применяются в системах водяного отопления и вентиляции.

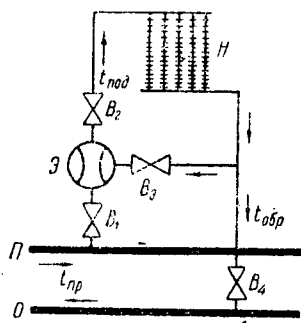
Применение водоструйных насосов в отопительных системах и для гидромеханизации за последнее время весьма сильно развилось, и теперь эти области работ представляют основной спрос на водоструйные насосы, требуя улучшения их гидравлических форм и к. п. д. Следует отметить, что появившееся за последнее время большое число теоретических и экспериментальных работ по водоструйным насосам обусловлено именно развитием этих областей применения водоструйных насосов.

Оставляя поэтому в стороне вопросы применения водоструйных насосов в иных областях (паровозные эжекторы, насосные эжекторы и пр.), мы в дальнейшем рассмотрим применение водоструйных насосов в систе-

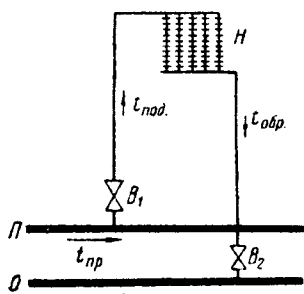
мах водяного отопления и при работах гидромеханизации. Последняя область имеет наибольший практический интерес, так как масштабы самих насосов и общие масштабы работ и, главное, наблюдаемое бурное развитие гидромеханизации потребуют от научной общественности и научно-исследовательских институтов большой дальнейшей работы над изучением и совершенствованием водоструйных насосов.

1. ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

За последние годы у нас в Союзе среди значительного числа различных способов присоединения отопительных систем к теплосетям (а также и вентиляционных систем) получил широкое распространение способ присоединения посредством водоструйных насосов, с помощью которых осуществляется подмешивание воды из обратного потока в прямой.



Фиг. 36. Схема присоединения местной водяной отопительной системы к теплосети при помощи гидроэлеватора. П — подающая магистраль; О — обратная магистраль; Н — нагревательные приборы; Э — элеватор.



Фиг. 37. Схема непосредственного присоединения местной водяной отопительной системы к теплосети. П — подающая магистраль; О — обратная магистраль; Н — нагревательные приборы.

Этот способ (фиг. 36), предложенный впервые проф. В. М. Чаплиным в 1931 г., по сравнению с другими способами имеет ряд существенных преимуществ (обычный способ присоединения см. на фиг. 37).

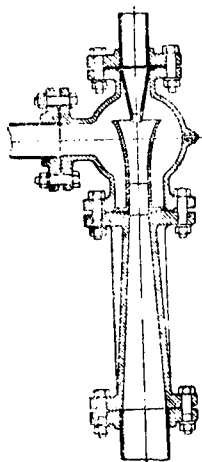
Основными из этих преимуществ, как указывает инж. Л. Д. Берман, следует считать:

а) уменьшение капитальных затрат и эксплуатационных расходов по тепловой сети вследствие возможности осуществления в последней перепада температур прямой и обратной воды более высокого, чем в местных системах;

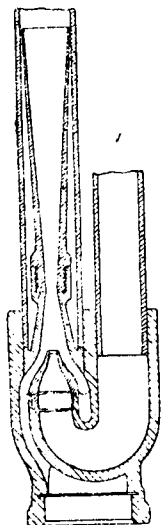
б) возможность путем соответствующего подбора коэффициентов смешения удовлетворить индивидуальные требования отдельных систем в отношении температуры подаваемой воды;

(в возможность центрального регулирования всех присоединенных к тепловой сети систем.

На основе длительного ряда исследований, в частности, проведенных в Гидроэнергетическом институте, Госсантехстроем был выработан гидроэлеватор, конструкция которого приводится на фиг. 38.



Фиг. 38.



Фиг. 39.

В этом насосе напорная рабочая вода поступает через насадку. Подсасываемый же поток поступает через отверстие в шаровое пространство и лишь затем увлекается из него струей через горловину в смесительный трубопровод.

Гидроэлеваторы этой конструкции с различными насадками и геометрическими размерами в настоящее время выпускаются Госсантехстроем.

На фиг. 39 приведена несколько иная и, с нашей точки зрения, более совершенная в гидравлическом отношении конструкция гидроэлеватора, разработанная инж. Кантаровичем.

В этом насосе напорная вода поступает через сопло, а подсасываемая жидкость по кольцевому сечению. Преимуществом этой конструкции с нашей точки зрения является прямолинейный подвод подсасываемой жидкости

в камеру смешения. Это обстоятельство, не вызывая каких-либо дополнительных потерь, имеющих место при иных вариантах подвода воды (боковой подвод), обеспечивает равномерность подсасывания струей поступающей по кольцу жидкости.

2. ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ (ГИДРОЭЛЕВАТОРОВ) ПРИ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

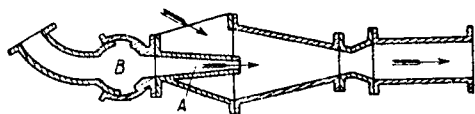
Сущность полной гидромеханизации заключается в том, что грунт размывается гидромонитором, а затем транспортируется к месту укладки гидроэлеватором, т. е. вся работа производится только водой при помощи простейших устройств, позволяющих управлять работой воды. При этом транспортирование воды, насыщенной грунтом (гидромассы), может быть осуществлено не только сверху вниз (самотеком), но и по горизонтали и снизу вверх. В последнем случае такое „напорное“ транспортирование гидромассы может осуществляться помимо гидроэлеваторов и центробежными землесосами.

Это напорное транспортирование гидромассы особенно часто применяется при разработках в золотопромышленности в случае наличия дешевого источника напорной воды. В этих условиях применение гидроэлеваторов насчитывает уже десятки лет практики.

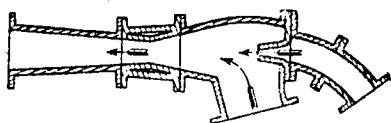
Первой моделью гидроэлеватора, применявшегося при гидравлической разработке грунта, явился гидроэлеватор американской фирмы Хэнди, который в отличие от более поздних конструкций той же фирмы называется обычно „Старый Хэнди“.

Особенности этого гидроэлеватора заключаются в том, что сопло, подающее напорную рабочую воду (фиг. 40), заходит далеко в смесительную камеру, служащую приемной камерой, гораздо выше приемного отверстия. В результате такого устройства вся гидромасса только подсасывается струей. Следует отметить, что напорная вода поступает в элеватор через сопло-монитор А, соединяющийся с напорной питательной трубой при помощи шарового соединения В.

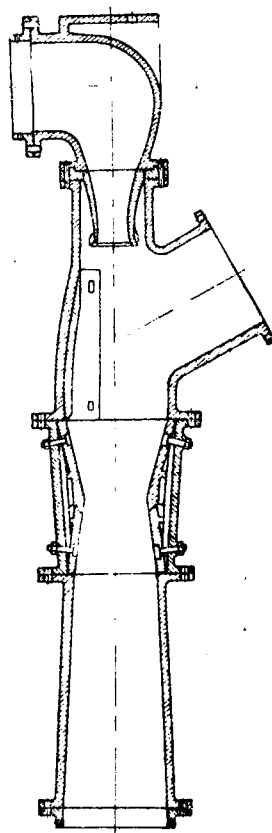
В силу неудачной конструкции и крайне малой эффективности этот тип гидроэлеватора давно уже совершенно вышел из употребления и заменен иной конструкцией, получившей название „Новый Хэнди“ (фиг. 41), во многом отличающейся от гидроэлеватора „Старый Хэнди“. Смесительная камера у него представляет закрытое пространство—камеру, имеющую приемное прямоугольное отверстие. Вместо гидромонитора установлено сопло, навинчивающееся на конец питательной трубы. Сопло короткое, и выходное отверстие его приходится примерно на середине приемного отверстия. В результате такой установки сопла твердые частицы, попадающие в камеру смешения, увлекаются далее не только путем всасывания струей, но и путем непосредственного удара струи, подхватывающей эти твердые частицы.



Фиг. 40.



Фиг. 41.



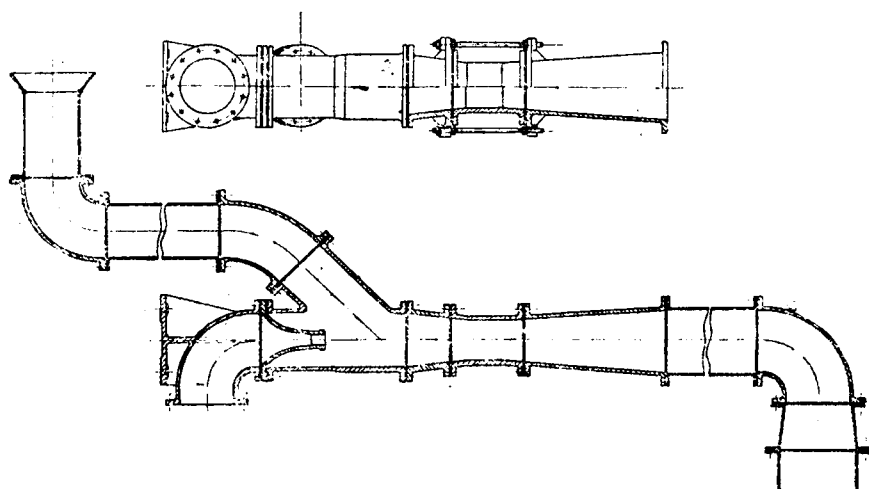
Фиг. 42.

В настоящее время фирма Хэнди выпускает большое количество различных по конструкции гидроэлеваторов.

Союззолото, выбирая тип гидроэлеватора для своих разработок, остановилось на типе „Новый Хэнди“, видоизменив все же несколько его конструкцию (фиг. 42). Изменения коснулись главным образом сопла. Ввиду того что сопло, подверженное ударам камней, быстро изнашивается, в новой конструкции оно было сильно укорочено и помещено таким образом, чтобы конец его не выступал за кромку приемного отверстия. Горловина сделана составной из двух частей, из которых нижняя, изнашивающаяся быстрее, может быть сменена самостоятельно и независимо от верхней.

сколько отличными от всех ранее рассмотренных. На фиг. 45—46 и 47—48 приведены две основные конструкции гидроэлеваторов, применявшихся на строительстве. Основной отличительной чертой этих конструкций гидроэлеваторов является наличие горловины в виде короткой цилиндрической вставки. Это дополнительное усовершенствование было предложено инж. К. М. Леоновичем¹ и дало хорошие результаты при работе гидроэлеватора, так как создало более устойчивые условия его работы и повысило к. п. д.

Приведем некоторые материалы экспериментальных исследований гидроэлеватора подобной конструкции, проведенные в Лаборатории



Фиг. 45 и 46. Гидроэлеватор Москва-Волгостроя $Q = 150$ л/сек,
 $H_1 = 6$ м, $H_0 = 70$ м.

строительства канала Москва—Волга. На фиг. 33 приведены кривые к. п. д. гидроэлеватора подсчитанного по формуле (166)] в зависимости от напора в смесительном трубопроводе при высоте всасывания в 1,5 м, конструкция опытного гидроэлеватора и его основные размеры. На той же фиг. 33 приведены данные о работе того же гидроэлеватора при различных геометрических высотах всасывания.

Даже беглый анализ этих материалов позволяет отметить две основные особенности:

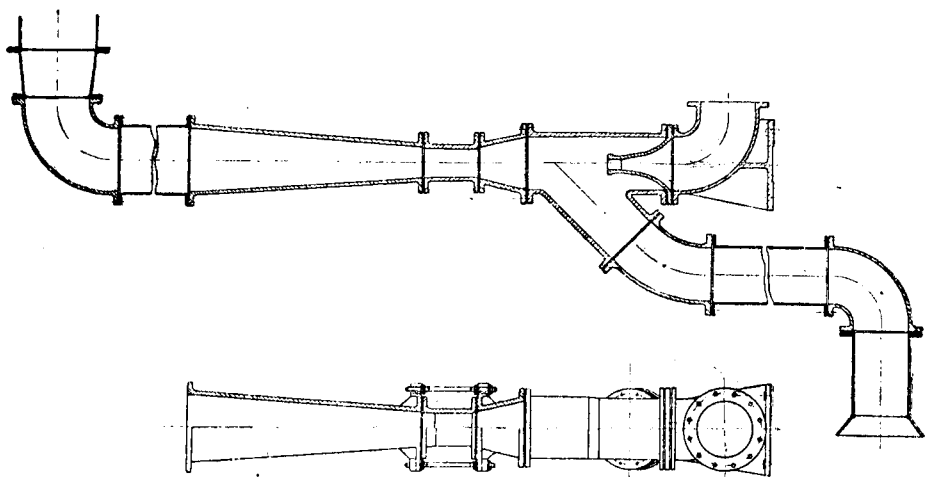
1. Несмотря на далеко несовершенные с гидравлической стороны очертания и формы опытного гидроэлеватора (форма камеры смешения, боковой подвод подсосываемой жидкости и др.), все же эффективность его весьма высока и достигает 36% [по формуле (166)].

2. Геометрическая высота всасывания оказывает весьма существенное влияние, и именно, чем больше высота всасывания, тем меньше к. п. д.

¹ В журнале „Отопление и вентиляция“ № 10, 1938 г. помещено письмо инж. Баулина, в котором он указывает, что цилиндрическая горловина им предложена еще в 1931 г.

Это последнее положение с нашей точки зрения находит свое объяснение в том, что в данном случае струя при помощи цилиндрической горловины создает как бы мощный гидравлический затвор, устойчиво удерживающий жидкость под давлением в смесительном трубопроводе. Иными словами, при наличии цилиндрической горловины гидроэлеватор работает значительно эффективнее на нагнетание, ставя его в значительно более выгодные условия работы.

Таким образом опытная конструкция гидроэлеватора, предложенная инж. Леоновичем, в части устройства цилиндрической горловины безу-



Фиг. 47 и 48. Гидроэлеватор Москва-Волгостроя $Q_2 = 150$ л/сек,
 $H_1 = 9$ м, $H_0 = 70$ м.

словно весьма целесообразна. В остальной же части (очертание камеры смещения и подвод подсасываемой жидкости в камеру) эта конструкция еще должна быть усовершенствована далее.

По сравнению с ранее описанными конструкциями гидроэлеваторов последняя конструкция, разработанная инж. Леоновичем и применявшаяся на строительстве канала Москва—Волга, должна быть признана более совершенной и более удачной.

Опыт применения гидроэлеваторов в золотопромышленности и типы примененных там гидроэлеваторных установок довольно хорошо и подробно рассматриваются в ряде работ¹, связанных с вопросом гидромеханизации и гидравлическим способом разработки земляных масс. Поэтому мы здесь остановимся лишь на опыте применения гидроэлеваторов на строительстве канала Москва—Волга, где под руководством инж. Н. Д. Холина была проведена большая работа по освоению, внедрению и развитию гидромеханизации и, в частности, по внедрению и использованию гидроэлеваторов.

¹ См. например, Салтыков, Гидравлический способ разработки золотых россыпей. Весьма подробно этот вопрос освещен в Каталоге гидроэлеваторов, выпускаемом фирмой Хэнди.

3. ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОЭЛЕВАТОРОВ НА СТРОИТЕЛЬСТВЕ КАНАЛА МОСКВА—ВОЛГА

На строительстве канала Москва—Волга гидроэлеваторы применялись в широком масштабе как самостоятельно для добычи гравия и подъема песчаного грунта на высоту в 5—10 м, так и в комбинации с землесосами при разработке каменных грунтов. В последнем случае гидромасса, содержащая камни, забиралась из места разработки (забоя) гидроэлеватором и подавалась на специальное устройство (гидровашгерд), на котором производилось отделение камней и других посторонних предметов от гидромассы. Очищенная гидромасса далее транспортировалась землесосами (центробежными насосами, приспособленными для перекачки воды, насыщенной грунтом).

Особенно широкое применение на строительстве гидроэлеваторы получили при разработке карьеров для добычи гравия, где наличие большого числа камней обуславливало невозможность применения землесосов.

На строительстве применялись гидроэлеваторы конструкции инж. Леоновича, изготовленные на механическом заводе строительства, в основном следующих производительностей:

Q	H
1200 л/сек	7 м сварной конструкции
800 "	6 "
150 "	12 " литой "чугунной" конструкции
150 "	8 " " "

Но на ряде участков применялись гидроэлеваторы и других производительностей, изготовленные на месте работ.

В силу большого интереса, который имеет опыт работы гидроэлеваторов на строительстве канала Москва—Волга, остановимся на каждом объекте работ и затем вынесем некоторые обобщения.

а) Выемка грунта из канала. Удачный опыт Днепростроя по применению гидромеханизации земляных работ был впервые повторен на строительстве в начале 1934 г. на канале, пересекающем так называемый Пестовский бугор. Это был один из немногих участков на канале, еще не начатых разработкой, где по условиям местности можно было применить размыв грунта водяной струей со спуском его самотеком в отвалы.

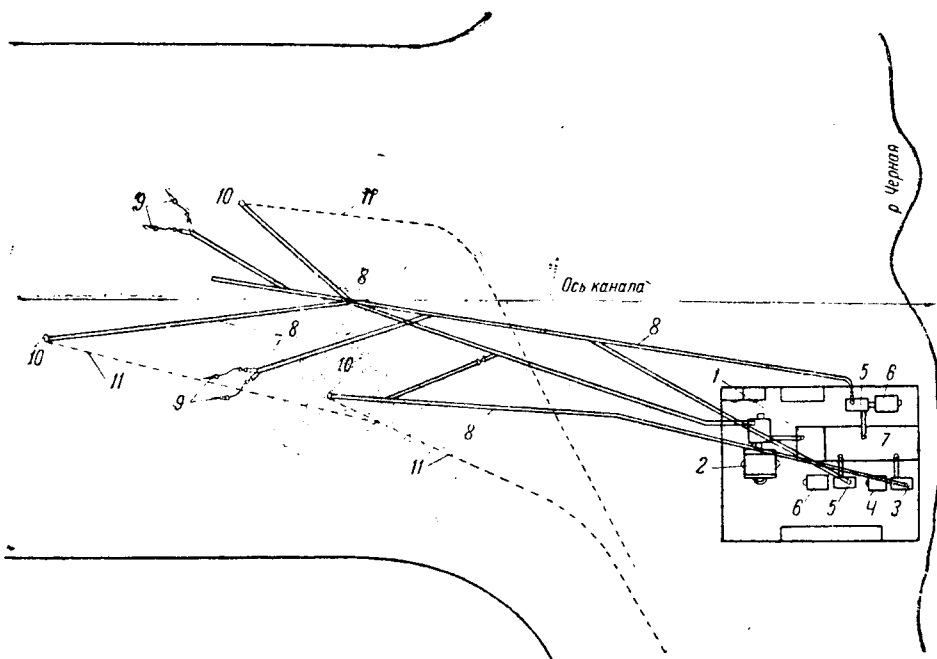
На этой установке и был (также впервые на строительстве) установлен гидроэлеватор в июле 1935 г., после того как были размывты все грунты, которые могли быть транспортированы самотеком.

По характеру грунтов участок состоял в верхнем слое из глины мощностью до 2—2,5 м, затем супеси и крупнозернистого песка.

Незнакомство техперсонала с гидроэлеваторами привело к тому, что был установлен слишком мощный гидроэлеватор. Пробный пуск элеватора показал, что количество воды 150 л/сек, подаваемое насосом, недостаточно для создания нужного вакуума в гидроэлеваторе и последний гидромассу не поднимал, так как по своим размерам требовал подачи 300 л/сек воды. Ввиду этого в гидроэлеваторе сечение горловины было уменьшено путем ввода дополнительного, более узкого, железного патрубка, после чего гидроэлеватор стал работать, правда с пониженным к. п. д.

Одновременно было изготовлено в течение десяти дней два элеватора из имевшихся на месте железных труб диаметром 400 и 300 мм. Эти кустарно изготовленные элеваторы в работе себя полностью оправдали, давая суточную производительность в 600—700 м³ грунта.

Чтобы иметь возможность вести работы непрерывно двумя гидроэлеваторами, был установлен третий (резервный), который заблаговременно включался в общую систему трубопровода.



Фиг. 49. Схема выемки входной части канала.

1 — насос $H_0 = 150$ м; 2 — электромотор 400 квт; 3 — насос $H_0 = 100$ м; 4 — электромотор 240 квт; 5 — насос $H_0 = 43$ м; 6 — электромотор 135 квт; 7 — приемный колодезь насоса; 8 — напорная линия водопровода; 9 — гидромониторы; 10 — гидроэлеваторы; 11 — лоток для транспортирования гидромассы.

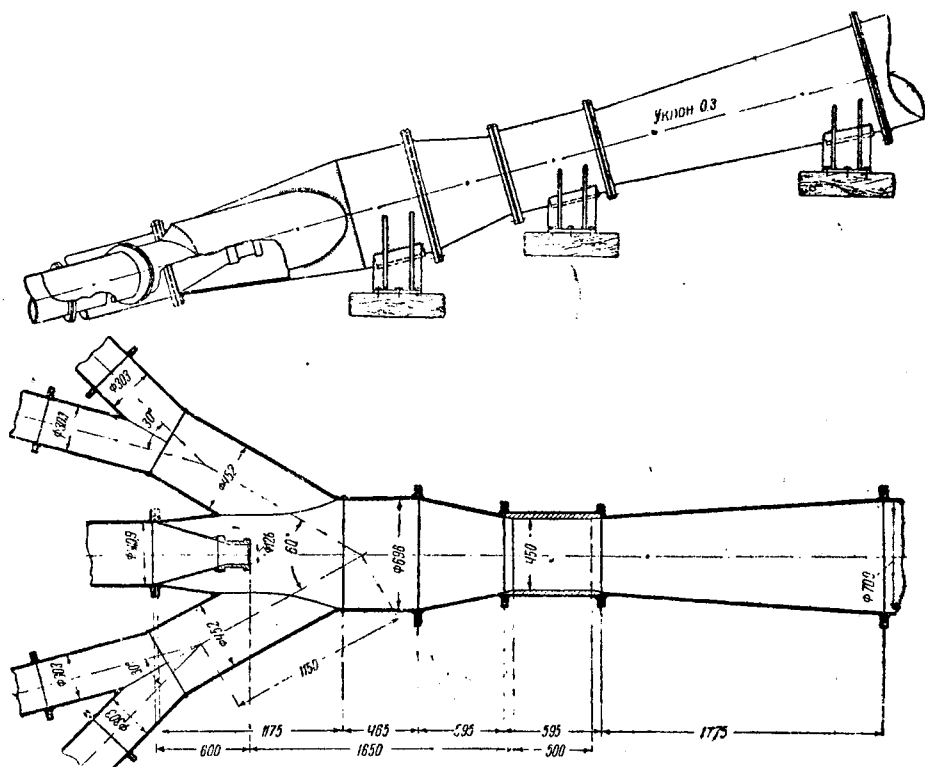
При работе гидроэлеваторов разработка велась почти до красной (проектной) отметки. Для установки гидроэлеваторов предварительно вырывался небольшой котлован, дно которого было ниже проектной отметки на 1—1,5 м. Гидроэлеватор с одной стоянки обслуживал (размыв грунта производился с помощью гидромониторов-брандспойтов) участок радиусом 60—80 м. Самая удаленная точка забоя при окончании работы гидроэлеватора на данной стоянке не была выше проектной отметки, а если и превышала, то не более чем на 20—30 см. Общая схема работы, примененные гидроэлеваторы и вид работ показаны на фиг. 49.

Гидроэлеваторы работали почти бесперебойно, если не считать мелких простоев, вызывавшихся попаданием слишком больших камней в горловину элеватора (первоначально вытаскивание камней занимало 30—45 мин., впоследствии же после устройства люка в камере смешения

затрата времени на прочистку свелась к 10—15 мин.), и довольно редких простоев для замены износившейся горловины новой.

Гидроэлеваторы проработали всего 4 мес. и за это время ими было транспортировано около 70 000 м³ грунта.

б) Добыча гравия в карьере. В общем объеме выполненных работ на строительстве Москва—Волга гидроустановка на Раменском карьере по добыче гравия имеет незначительный удельный вес. Однако



Фиг. 50. Гидроэлеватор Москва—Волгостроя $Q = 1200$ л/сек, $H_1 = 7$ м, $H_2 = 80$ м, $Q_0 = 475$ л/сек.

по характеру выполняемых работ и по своему принципу работы и применению гидроэлеваторов эта установка заслуживает особого внимания, так как такой способ работ применяется впервые в нашем Союзе.

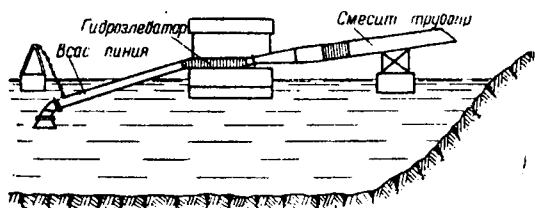
Разрабатываемый участок расположен в долине маленькой речки, заливаемой водой во время весенних разливов, а в летнее время имеющей стояние грунтовых вод на глубине не более 1 м под поверхностью.

Гравийная масса залегает сплошным слоем толщиной в 7—8 м до глубины 15 м. Верхний же слой толщиной 6—7 м представляют мелкие пески, не содержащие гравия. В гравийном слое имелись камни размерами до 300 мм. Учитывая эти особенности, был выбран и применен способ разработки залежи с помощью гидроэлеваторов без предварительного размыва грунта гидромониторами. Забор грунта производился засасыванием его гидроэлеваторами вместе с водой с глубины до 15 м.

Примененная конструкция гидроэлеваторов показана на фиг. 50. Производительность гидроэлеватора рассчитана на подачу 1200 л/сек при высоте подачи в 7 м. Расход рабочей воды составлял 475 л/сек при напоре ее в 80 м.

Гидроэлеватор имеет две симметрично расположенные всасывающие трубы диаметром 450 мм, в свою очередь разветвляющиеся еще на две — диаметром по 300 мм, что имело целью увеличить по возможности фронт работ.

Общая схема установки приведена на фиг. 51. Как видно из фиг. 51, гидроэлеваторы устанавливались в наклонном положении на плашкоуте, свободно плавающем в бассейне. На том же плашкоуте был установлен



Фиг. 51. Схема установки гидроэлеватора на Раменском карьере. (Напорная вода подавалась насосом «Борец» $H = 86$ м, $Q = 1700$ м³/час).

и насос, питающий гидроэлеватор (насос завода «Борец» с подачей $Q = 1700$ м³/час при $H = 83$ м). Смесительная труба гидроэлеватора диаметром 700 мм была соединена подвижно с деревянным трубопроводом диаметром 800 мм. Этот трубопровод состоял из отдельных звеньев длиной по 8 м, уложенных на понтонах. Между звеньями были введены гибкие резиновые соединения, позволявшие перемещать плашкоут с гидроэлеватором в любом направлении во время разработки грунта по всей ширине участка. Конец деревянного трубопровода соединялся с обогатительным устройством, расположенным на берегу бассейна.

Всасывающие трубы гидроэлеватора подвешены на отдельных понтонах посредством дифференциальных талей, которыми и регулировалась высота их подъема или опускания.

Монтаж оборудования производился после спуска плашкоута на воду. Фактическая производительность этой установки достигала до 130 м³/час грунта.

Небезынтересно привести некоторые данные по работе гидроэлеватора Раменского карьера, полученные путем непосредственных измерений в натуре.

Не описывая техники производства полевых исследований, ограничимся приведением лишь наиболее характерных данных. В нижеследующей таблице приведены основные показатели работы гидроэлеватора¹ на чистую воду. Конструкция элеватора приведена на фиг. 50.

¹ Следует оговориться, что подсчет к. п. д. насоса в этой и последующей таблицах сделан по принятой нами выше формуле (166) и в пределах только самого прибора (смесительная камера — конец диффузора).

Величины H , приведенные в табл. I и II, являются суммой давления и скоростного напора (удельная энергия), таким образом,

$$H_1 + \frac{w_1^2}{2g}$$

ТАБЛИЦА I

№ по порядку	Количество работающих всасывающих труб	Q_0 (работаящая вода), м ³ /сек	Q_2 (подсасываемая вода), м ³ /сек	q	$H = H_1 + H_2$ м	H_0 м	η %	Примечание
1	4	0,475	0,710	1,49	8,87	79,32	18,60	η определялось по формуле (166)
2	3	0,475	0,675	1,42	9,14	79,32	17,80	
3	2	0,475	0,625	1,31	9,41	79,32	16,75	

На том же Раменском карьере был установлен гидроэлеватор еще одного типа, отличающийся от ранее рассмотренного несколько иными соотношениями размеров. Показатели работы этого элеватора, запроектированного проф. П. Н. Каменевым, приведены в следующей таблице (эти данные получены также в результате полевого испытания гидроэлеватора):

ТАБЛИЦА II

№ по порядку	Количество работающих всасывающих труб	Q_0 (работаящая вода), м ³ /сек	Q_2 (подсасываемая вода), м ³ /сек	q	$H = H_1 + H_2$ м	H_0 м	η %	Примечание
1	4	0,449	0,684	1,53	11,37	83,0	22,7	
2	3	0,450	0,641	1,43	11,45	82,0	22,3	
3	2	0,457	0,616	1,35	11,53	80,78	20,5	

Подсчитанные в приведенных таблицах к. п. д. насосов, соответствующие данным в пределах самого прибора, несколько расходятся. Это расхождение кроется в том, что вакуумметрическая высота в камере смешения гидроэлеватора проф. Каменева несколько больше. Производительность же у обоих элеваторов почти одна и та же.

Подсчитанные к. п. д. всей установки в целом, начиная от места всасывания и кончая местом выхода потока из трубы на поверхность, дают для обеих установок следующие цифры¹:

¹ Следует отметить, что при испытаниях гидроэлеватора проф. Каменева полной идентичности в условиях работы обоих элеваторов получить не удалось, и поэтому к. п. д. элеватора Каменева за счет некоторых дополнительных сопротивлений во всасывающих трубах (в одной из четырех) оказался несколько преуменьшенным. Величина преуменьшения по последующим подсчетам определилась цифрой в $1 \div 1,5\%$.

ТАБЛИЦА III

Тип гидроэлеватора	Открыты четыре всасыва- ющие трубы	Открыты три всасы- вающие трубы	Открыты две всасы- вающие трубы
Гидроэлеватор проф. Каменева	9,50	9,00	8,80
Гидроэлеватор инж. Леоновича	10,05	9,30	8,61

Как видно из приведенных цифр, к. п. д. и данные фиг. 33¹ гидроэлеваторов достигают 20% и более. Очевидно, что эти цифры не являются предельными, ибо конструкция и формы осуществленных на Раменском карьере гидроэлеваторов далеки от совершенства.

Разработка грунта с помощью гидроэлеваторов, примененная на Раменском карьере, показала большую экономичность в работе. При относительно небольшой стоимости основного оборудования все затраты на 1 м³ гравия были невелики.

в) Установка для добычи гравия из русла реки. Для добычи гравия из русла р. Волги в районе ныне построенной Ивановской плотины на строительстве была запроектирована гидроэлеваторная установка. Устроена эта установка была примерно так же, как и рассмотренная выше.

Гидроэлеватор, общий вид которого приведен на фиг. 52, производительностью 800 л/сек с высотой подачи 6 м при напоре рабочей воды 45 м устанавливался в наклонном положении на площадке вместе с насосом, питающим водой гидроэлеватор.

Две всасывающие трубы диаметрами по 350 мм, симметрично ответвлявшиеся от камеры смешения, были подвешены к выносному крану плашкоута. Гибкие соединения всасывающих труб (с всасывающим наконечником) позволяли перемещать с помощью крана наконечник как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях. Общая схема установки показана на фиг. 53. Добытый таким образом гравий подавался по трубопроводу на обогатительное устройство, установленное тут же на плашкоуте. В этом обогатительном устройстве гравий сортировался по фракциям и по лоткам поступал в шаланды. Благодаря простоте и компактности всего устройства таким образом удалось получать одновременно промытый и сортированный гравий тут же на месте работ по добыче.

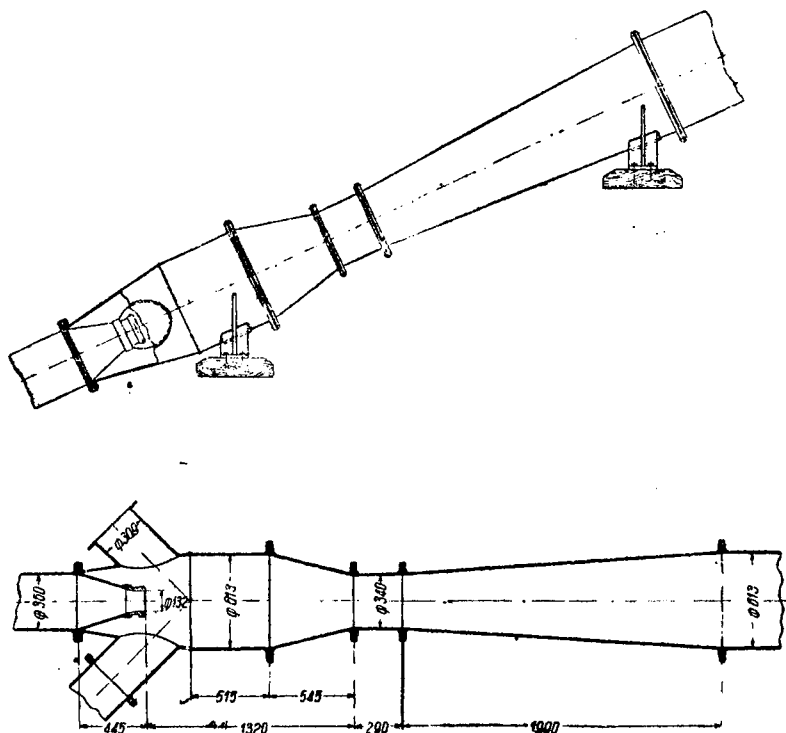
г) Установка на гравийном карьере „Табор“. На Таборском карьере, расположенном в районе Дмитрова, гидроэлеватор был применен для транспортирования гравийной массы к обогатительным устройствам. Схема установки показана на фиг. 54.

По этой схеме размытая гидромониторами порода, содержащая гравий, подтекает к приемнику гидроэлеватора. Всасывающая труба гидро-

¹ В настоящее время в лаборатории отдела гидромеханизации Куйбышевского гидроузла получен гидроэлеватор с к. п. д. выше этих цифр.

элеватора диаметром 400 мм засасывает эту массу и подает ее в камеру смещения, расположенную на высоте 1,5 м над уровнем приемника. Далее по трубопроводу гидромасса поступает на высоту 6—7 м в лоток и по нему далее в обогатительное устройство, где сортируется по фракциям.

Установленные на карьере гидроэлеваторы имели следующие данные: диаметр напорного сопла 75 мм; напор рабочей воды 75—77 м; общая производительность $Q_2 = 120—140$ л/сек; общая высота подачи 6—7 м.

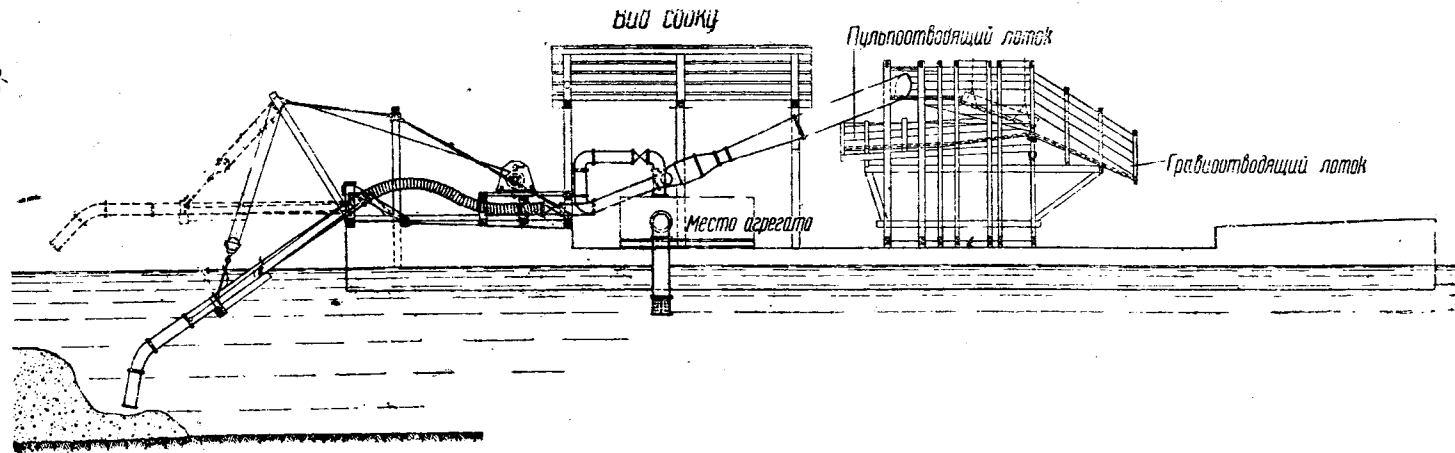


Фиг. 52. Гидроэлеватор Москва-Волгостроя $Q = 800$ л/сек, $H_1 = 6$ м, $H_0 = 45$ м.

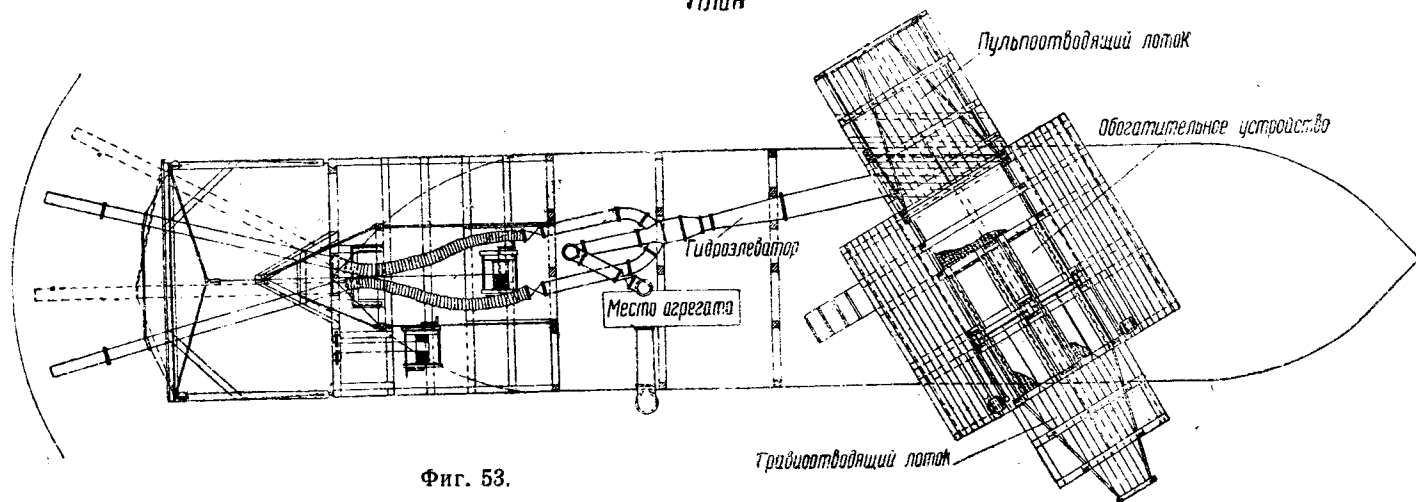
Все элеваторные установки, работавшие на строительстве, показали хорошие результаты и доказали, что гидроэлеваторы достаточно эффективны, особенно в условиях разработки гравийных залежей.

В настоящее время в исследовательской лаборатории отдела гидромеханизации Куйбышевского гидроузла проводится дальнейшее изучение работы гидроэлеваторов, и есть основание рассчитывать, что в ближайшее время удастся осуществить гидроэлеватор более совершенной конструкции с значительно более высоким к. п. д. (порядка 40—45 %).

На основе всей практики применения гидроэлеваторов на строительстве можно сделать ряд следующих выводов касательно улучшения работы гидроэлеваторов:



План



Фиг. 53.

1. Горловину гидроэлеватора необходимо делать в виде цилиндрической вставки длиной $1 \div 1,5$ диаметра горловины. Введение цилиндрической горловины обеспечивает лучшие условия для создания напора, необходимого для дальнейшего транспортирования жидкости, и этим сильно улучшает работу элеватора на положительное нагнетание, увеличивая при всех прочих условиях величину к. п. д.

2. Угол подвода подсасываемой жидкости к основному потоку, если не может быть осуществлен равным нулю (параллельное направление обоих потоков), должен быть сделан возможно наименьшим.

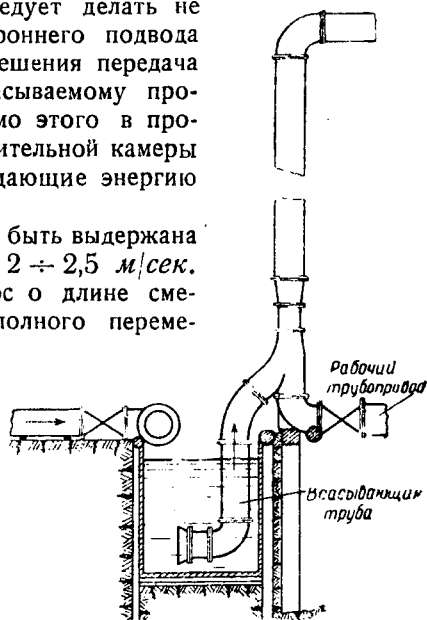
3. Число всасывающих труб следует делать не менее двух, ибо в случае одностороннего подвода подсасываемой жидкости к камере смешения передача энергии от рабочего потока к подсасываемому происходит крайне неравномерно. Помимо этого в противоположной подводу стороне смесительной камеры образуются у сопла вредные поглощающие энергию струи вихри.

4. Во всасывающей трубе должна быть выдержана наимыгоднейшая скорость, а именно $2 \div 2,5$ м/сек.

5. Очень важным является вопрос о длине смесительной камеры, достаточной для полного перемешивания потоков. Эта длина достаточно хорошо определяется расчетным путем по законам растекания струи. При этом необходимо учесть, что в горловине струя жидкости должна обязательно касаться стенок, а величина напора должна быть достаточной для последующего транспортирования жидкости по смесительному трубопроводу.

Одновременно с этим в конструкции гидроэлеватора должна быть предусмотрена возможность смены отдельных частей и особенно суживающейся переходной части от камеры смешения до горловины гидроэлеватора.

Подводя итог сказанному, можно утверждать, что гидроэлеваторы еще недостаточно совершенны, но в силу ряда своих преимуществ (простота и т. д.) перед другими водоподъемниками требуют серьезного и вдумчивого их изучения и дальнейшего усовершенствования.



Фиг. 54. Схема установки гидроэлеватора на карьере „Табор“.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕОРИЯ И МЕТОД ПРИБЛИЖЕННОГО РАСЧЕТА КОЛЬЦЕВОГО ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА

Обычные типы водоструйных насосов имеют осевой подвод рабочего потока к камере смешения. Однако такой подвод, имея преимущества с точки зрения гидравлики, создает ряд конструктивных неудобств. Это главным образом касается мощных гидроэлеваторов, применяемых при разработ-

ках земляных или горных масс с производительностью их, доходящей до $1,50 \text{ м}^3/\text{сек.}$

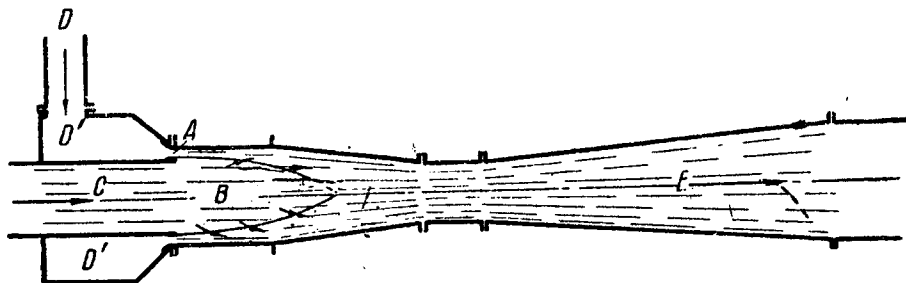
В этих условиях большие размеры насоса сильно затрудняют осуществление симметричного кольцевого подвода воды к рабочей струе. Ввиду этого осуществляют боковой подвод подсасываемой жидкости под некоторым углом с одной или двух сторон. Такой подвод, однако, неизбежно вызывает образование в камере смешения дополнительных потерь за счет изгиба подсасываемого потока и за счет образования вредных вихревых зон. Помимо этого передача энергии от рабочей струи и, следовательно, подсосывание ею жидкости происходит неравномерно по периметру струи, вследствие чего насосом используется не вся энергия струи.

Описываемая ниже конструкция кольцевого водоструйного насоса позволяет осуществить полную симметрию условий работы насоса и поэтому может стать более эффективным насосом, чем обычная конструкция, так как, допуская осевой подвод подсасываемой воды, она может лучше использовать всю всасывающую поверхность кольцевой струи. Вредных завихрений или каких-либо изгибов потока в данном случае можно избежать.

1. СХЕМА РАБОТЫ КОЛЬЦЕВОГО ГИДРОЭЛЕВАТОРА

Схема работы кольцевого гидроэлеватора представлена на фиг. 55 и заключается в следующем:

Через насадку *A* в виде кольцевой щели подается мощная струя воды. Всасывая из внутреннего пространства *B* воздух, струя создает разрежение, благодаря которому по всасывающей трубе *C* в зону *B* начинает поступать жидкость. Эта жидкость далее засасывается рабочей струей и увлекается ею через горловину и диффузор *E* далее в смесительный трубопровод.



Фиг. 55.

Следует отметить, что в данном случае должно иметь место не только чистое подсосывание массы жидкости одной рабочей струей, но также должно сказаться и влияние сил трения, благодаря которым подсасываемая жидкость будет интенсивно увеличивать свою скорость движения и будет как бы вталкиваться в суживающееся постепенно сечение рабочей струи. Этот фактор будет иметь важное значение особенно при небольших диаметрах кольцевой струи.

2. ТЕОРИЯ КОЛЬЦЕВОГО ГИДРОЭЛЕВАТОРА

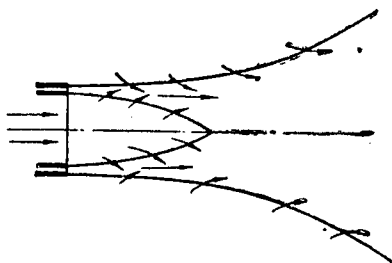
Сложность физических явлений, происходящих при истечении кольцевой поллой струи не только в жидкости, но даже и в атмосферу и полная неизученность этого явления (ни экспериментально, ни теоретически) заставляет нас для создания приближенной теории этих явлений делать ряд допущений.

В качестве основного исходного допущения мы примем, что вся жидкость, поступающая во внутроструйное пространство *B*, только подсосывается рабочей струей, т. е. таким образом мы принимаем, что отсутствуют какие-либо иные явления, в частности, увлечение жидкости силами трения. Это

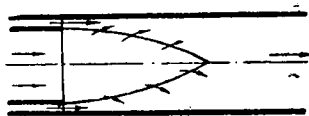
допущение позволяет подойти к решению нашей задачи, применяя принцип растекания струи, рассмотренный нами выше для сплошной¹ (не поллой) струи.

Таким образом первым вопросом, который подлежит рассмотрению, является выяснение законов растекания поллой струи жидкости в той же жидкости, причем это рассмотрение должно быть проведено для двух различных случаев: во-первых, для случая свободного растекания струи в жидкости (фиг. 56) и,

во-вторых, для случая несвободного растекания, когда струя заключена в цилиндр и имеет возможность расширяться только внутрь (к оси) и, следовательно, имеет одну поверхность подсосывания (фиг. 57).



Фиг. 56.



Фиг. 57.

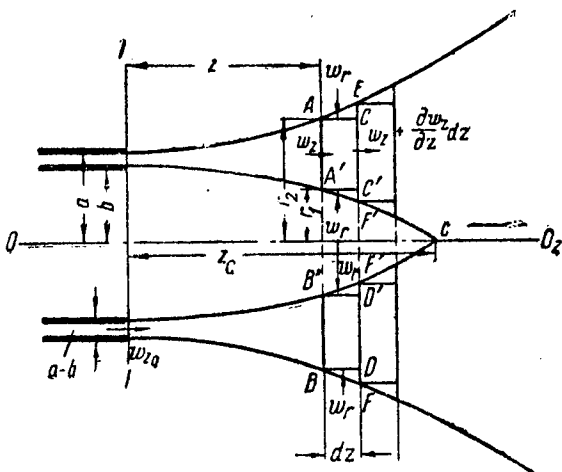
Прследующее рассмотрение должно дать ответы на вопросы количественной оценки явлений, а именно закон изменения размеров струи в зависимости от расстояния, величины скоростей и расходов и, наконец, соотношение расходов подсосываемого и рабочего потоков. На основе всего этого должны быть получены выражения для к. п. д. насоса.

3. СВОБОДНОЕ РАСТЕКАНИЕ ПОЛОЙ (КОЛЬЦЕВОЙ) СТРУИ В ТОЙ ЖЕ ЖИДКОСТИ

Пусть поллая струя внутренним радиусом b и наружным a втекает в безграничную массу жидкости. На некотором протяжении эта струя подобно круглой сплошной струе по своей внешней форме и размерам остается неизменной. После этого струя начинает расширяться как по внешнему, так и по внутреннему контуру, увеличивая диаметр внешней поверхности и уменьшая диаметр внутренней поверхности и на некотором расстоянии z струя превратится в обычную сплошную струю (точка c на фиг. 58).

При принятии этой схемы необходимо сделать некоторые оговорки.

Во-первых, интенсивности изменения внутренних и внешних размеров (радиусов) струи могут быть различными и, во-вторых, наличие с внутренней поверхности подсосываемого потока, притекающего в эту зону с некоторыми конечными скоростями, может изменить условия уменьшения радиуса внутренней поверхности и во всяком



Фиг. 58.

¹ Употребляемый ниже термин „сплошная“ струя введен нами как пояснение отличия обычной струи (струи в поперечном сечении, представляющей круг) от кольцевой, которая в сечении имеет вид кольца.

случае форма ее по степени нарастания будет уже отличной от формы нарастания поверхности внешней.

Полагая, что соотношение скоростей подсасываемого потока и скоростей самой струи достаточно велико, можно полагать (решая задачу в первом приближении), что влияние скорости подсасываемого потока на форму внутренней поверхности будет невелико и им можно пренебречь.

Кроме того, при решении этой задачи в первом приближении полагаем возможным при достаточно большом соотношении внутреннего диаметра струи к толщине ее принять, что величина взаимного воздействия друг на друга двух смежных радиальных слоев (нормальных к боковой поверхности струи) при растекании струи будет относительно невелико и поэтому это взаимное воздействие в дальнейшем рассмотрении может быть опущено.

Принимая эти два основных допущения, которые могут быть приняты лишь при решении задачи в первом приближении и должны быть далее экспериментально уточнены, переходим к выводу основных законов растекания полой струи.

На основании равенства кинетической энергии потока в любом из его сечений можем написать:

а) Кинетическая энергия в сечении $I-I$ равна

$$\rho \cdot \pi (a^2 - b^2) \frac{w_{z_0}^3}{2} dt.$$

б) Кинетическая энергия в сечении $II-II$ на расстоянии z от первого равна

$$\rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \frac{w_z^3}{2} dt$$

или

$$\rho \cdot \pi (a^2 - b^2) \frac{w_{z_0}^3}{2} dt = \rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \frac{w_z^3}{2} dt. \quad (168)$$

После сокращения приходим к следующему равенству:

$$(a^2 - b^2) \frac{w_{z_0}^3}{2} = (r_2^2 - r_1^2) \frac{w_z^3}{2}.$$

Полагая, что

$$w_z \cdot z = w_{z_0} \cdot z_0 = \text{const}, \quad (169)$$

будем иметь

$$z^3 (a^2 - b^2) = (r_2^2 - r_1^2) z_0^3.$$

Решая это уравнение относительно z , получаем

$$z^3 = \frac{(r_2^2 - r_1^2) z_0^3}{(a^2 - b^2)}$$

или

$$z^{\frac{3}{2}} = \frac{\sqrt{r_2^2 - r_1^2}}{\sqrt{a^2 - b^2}} \sqrt{z_0^3}.$$

Обозначая

$$\alpha = \frac{\sqrt{z_0^3}}{\sqrt{a^2 - b^2}},$$

приходим к уравнению конечного вида

$$z^{\frac{3}{2}} = \alpha (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (170)$$

которое дает нам закон изменения формы струи в зависимости от расстояния.

Рассматривая весь поток (струю) как бы состоящим из бесконечного числа элементарных цилиндрических колец ($ABCD A'B'C'D'$) высотой dz (фиг. 58), можно написать, что объем жидкости, вошедшей в элементарное кольцо $ABCD A'B'C'D'$ через сечение $ABCD$, будет равен

$$\rho \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2) w_z \cdot dt.$$

Объем жидкости, поступившей в то же кольцо через боковые поверхности струи, будет равен

$$2\pi (r_2 + r_1) w_r \cdot dz \cdot dt,$$

где w_r — радиальная скорость подсосывания струей жидкости извне.

Объем жидкости, вытекшей из элементарного кольца за тот же промежуток времени dt , но уже через сечение $EFE'F'$

$$\rho \cdot \pi \cdot dt [(r_2 + dr_2)^2 - (r_1 + dr_1)^2] \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right) = \rho \cdot \pi \cdot dt [r_2^2 + 2r_2 dr_2 + + dr_2^2 - r_1^2 - 2r_1 dr_1 - dr_1^2] \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right).$$

Ограничиваясь бесконечно малыми величинами первого порядка, будем иметь

$$\rho \cdot \pi \cdot dt \left[r_2^2 \cdot w_z + 2r_2 \cdot w_z dr_2 - r_1^2 \cdot w_z - 2r_1 w_z \cdot dr_1 + r_2^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r_1^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right].$$

После соответствующих преобразований и упрощений получаем:

$$\rho \cdot \pi \cdot dt \left(r_2^2 \cdot w_z + 2r_2 \cdot w_z dr_2 - r_1^2 w_z - 2r_1 w_z \cdot dr_1 + r_2^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right).$$

Приравнявая сумму объемов жидкости, поступившей в элементарное кольцо ($ABCD A'B'C'D'$), объему вытекшей из него, находим,

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (r_2^2 w_z - r_1^2 w_z + 2r_2 w_r dz + 2r_1 \cdot w_r \cdot dz) =$$

$$= \rho \cdot \pi \cdot dt \left[r_2^2 \cdot w_z + 2r_2 \cdot w_z dr_2 - r_1^2 w_z - 2r_1 \cdot w_z \cdot dr_1 + r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right].$$

После соответствующих упрощений приходим к равенству следующего вида:

$$2 \cdot r_2 \cdot w_r \cdot dz + 2r_1 \cdot w_r \cdot dz = 2r_2 \cdot w_z \cdot dr_2 - 2r_1 \cdot w_z \cdot dr_1 + r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz. \quad (171)$$

С другой стороны, равенство кинетических энергий позволяет написать соотношение

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (r_2^2 - r_1^2) \cdot w_z \frac{w_z^2}{2} = \rho \cdot \pi \cdot dt [(r_2 + dr_2)^2 - (r_1 + dr_1)^2] \frac{\left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2}{2}.$$

Ограничиваясь бесконечно малыми величинами первого порядка и производя элементарные упрощения в правой части уравнения, пишем:

$$\rho \cdot \pi \cdot dt [r_2^2 + 2r_2 dr_2 + dr_2^2 - r_1^2 - 2r_1 dr_1 - dr_1^2] \frac{\left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2}{2};$$

$$\rho \cdot \pi \cdot dt \left[r_2^2 w_z^2 + 2r_2 dr_2 w_z^2 - r_1^2 w_z^2 - 2r_1 dr_1 w_z^2 + r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 - \right.$$

$$\left. - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 + 2r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 + 4r_2 dr_2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 - \right.$$

$$\left. - 2r_1^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 4r_1 dr_1 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 + 2r_2^2 \cdot w_z \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} \right)^2 (dz)^2 - 2r_1^2 \cdot w_z \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} \right)^2 (dz)^2 \right];$$

$$\frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left[r_2^3 \cdot w_z^3 + 2 \cdot r_2 \cdot w_z^3 \cdot dr_2 - r_1^2 \cdot w_z^3 - 2 r_1 w_z^3 dr_1 + r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 - \right. \\ \left. - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 + 2 r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \cdot w_z^2 - 2 r_1^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right];$$

окончательно получаем уравнение равенства кинетической энергии

$$\frac{\rho \pi \cdot dt}{2} (r_2^2 w_z^3 - r_1^2 w_z^3) = \frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left(r_2^2 w_z^3 + 2 \cdot r_2 \cdot w_z^3 \cdot dr_2 - r_1^2 w_z^3 - 2 r_1 w_z^3 dr_1 + \right. \\ \left. + r_2^2 \cdot w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r_1^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz + 2 r_2^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 2 r_1^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right).$$

После соответствующих преобразований находим

$$2 \cdot w_z \cdot r_2 \cdot dr_2 - 2 w_z \cdot r_1 dr_1 + 3 r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 3 r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz = 0. \quad (172)$$

Суммируя уравнения (171) и (172) и внося в уравнение (171) из (172) значение $\frac{\partial w_z}{\partial z} dz (r_2^2 - r_1^2)$, получаем после соответствующих преобразований систему уравнений в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} r_2^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} - r_1^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} + r_2 \cdot w_r + r_1 \cdot w_r &= 0; & \text{I} \\ 3 r_2 \cdot w_r \cdot dz + 3 \cdot r_1 \cdot w_r \cdot dz &= 2 \cdot r_2 dr_2 w_z - 2 \cdot r_1 dr_1 \cdot w_z; & \text{II} \end{aligned} \right\} \quad (173)$$

или окончательно

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w_z}{\partial z} (r_2^2 - r_1^2) + w_r (r_2 + r_1) &= 0; & \text{I} \\ 3 w_r \cdot dz (r_2 + r_1) &= 2 \cdot w_z (r_2 dr_2 - r_1 dr_1). & \text{II} \end{aligned} \right\} \quad (174)$$

Интегрирование системы этих двух уравнений должно удовлетворять условию, что

$$w_z \cdot z = \text{const.}$$

Это можно выполнить при условии, что

$$z^{\frac{3}{2}} = \alpha (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}. \quad (175)$$

Дифференцируя уравнение (175)

$$\frac{3}{2} z^{\frac{1}{2}} \cdot dz = \frac{1}{2} \alpha (r_2^2 - r_1^2)^{-\frac{1}{2}} 2 \cdot r_2 dr_2 - \frac{1}{2} \alpha (r_2^2 - r_1^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot 2 r_1 dr_1 \\ \frac{3}{2} z^{\frac{1}{2}} dz = \frac{1}{2} \alpha (r_2^2 - r_1^2)^{-\frac{1}{2}} (2 r_2 dr_2 - 2 r_1 dr_1),$$

откуда

$$2 r_2 dr_2 - 2 r_1 dr_1 = \frac{3 z^{\frac{1}{2}} dz (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}}{\alpha}.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение (174, II), находим

$$3 \cdot w_r \cdot dz (r_2 + r_1) = w_z \frac{3 z^{\frac{1}{2}} dz (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}}{\alpha},$$

откуда

$$w_r = \frac{w_z \cdot 3 z^{\frac{1}{2}} \cdot dz (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}}{3 \cdot \alpha \cdot dz \cdot (r_2 + r_1)} = \frac{w_z \cdot z^{\frac{1}{2}} (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}}{\alpha (r_2 + r_1)}.$$

Определяя из уравнения (175)

$$(r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{z^{\frac{3}{2}}}{a}$$

и подставляя его в выражение для w_r , получим

$$w_r = \frac{w_z \cdot z^2}{a^2(r_2 + r_1)}. \quad (176)$$

Уравнение (174, I) может быть представлено в виде

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} (r_2^2 - r_1^2) + w_r (r_2 + r_1) = 0,$$

что при учете выражения (176) дает

$$\frac{z^3}{a^3} \frac{\partial w_z}{\partial z} + \frac{w_z \cdot z^2 (r_2 + r_1)}{a^2 (r_2 + r_1)} = 0$$

или

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} z + w_z = 0.$$

Окончательно получаем, что

$$w_z \cdot z = C,$$

т. е. что условие распределения скоростей удовлетворяется полностью.

Выражение (176) при учете $w_z \cdot z = C$ может быть представлено в виде

$$w_r = \frac{w_z \cdot z^2}{a^2 (r_2 + r_1)} = \frac{C \cdot z}{a^2 (r_2 + r_1)}$$

или при

$$z^3 = a^2 (r_2^2 - r_1^2)$$

и при

$$a^3 = \frac{z^3}{r_2^2 - r_1^2}; \quad a^3 = \frac{z_0^3}{(a^3 - b^2)}$$

получается в виде

$$w_r = \frac{z_0 \cdot w_{z_0} \cdot z (a^2 - b^2)}{z_0^3 (r_2 + r_1)};$$

$$w_r = \frac{w_{z_0} z (a^2 - b^2)}{z_0^2 (r_2 + r_1)}. \quad (177)$$

Расход подсасываемой потоком жидкости определится

$$dQ' = 2 \cdot \pi (r_2 + r_1) w_r \cdot dz$$

или при учете уравнения (177) для w_r

$$dQ' = 2 \cdot \pi \cdot (r_2 + r_1) dz \frac{w_{z_0} \cdot z (a^2 - b^2)}{z_0^2 (r_2 + r_1)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot dz \cdot w_{z_0}}{z_0^2} z (a^2 - b^2). \quad (178)$$

Интегрирование этого уравнения дает

$$Q' = \int_{z_0}^z \frac{2\pi \cdot w_{z_0} \cdot (a^2 - b^2)}{z_0^2} z \cdot dz = \frac{2 \cdot \pi \cdot w_{z_0} \cdot (a^2 - b^2)}{z_0^2} \frac{(z^2 - z_0^2)}{2}$$

или окончательно

$$Q' = \pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2) \left(\frac{z^2}{z_0^2} - 1 \right). \quad (179)$$

Расход основного потока равен

$$Q_0 = \pi (a^2 - b^2) w_{z_0}.$$

Для сечения потока, где $r_1 = 0$, т. е. где поток уже становится сплошным, основные формулы принимают вид

$$z^3 = \frac{r_2^2 \cdot z_0^3}{a^2 - b^2}$$

или

$$z^{\frac{3}{2}} = \frac{r_2^2 z_0^{\frac{3}{2}}}{(a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}},$$

откуда

$$w_r = \frac{w_{z_0} (a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{z} \cdot \sqrt{z_0}}.$$

Таким образом для случая свободного растекания полый струи жидкости в той же жидкости мы имеем следующие основные уравнения:

а) Уравнение формы струи

$$z^{\frac{3}{2}} = a (r_2^2 - r_1^2)^{\frac{1}{2}}.$$

б) Закон изменения осевой скорости струи

$$w_z = \frac{w_{z_0} \cdot z_0}{z}.$$

в) Закон изменения скорости подсосывания

$$w_r = \frac{w_{z_0} z (a^2 - b^2)}{z_0^2 (r_2^2 + r_1^2)}.$$

г) Подсосываемый расход жидкости

$$Q' = \pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2) \left(\frac{z^2}{z_0^2} - 1 \right).$$

д) Расход основного потока (рабочей струи)

$$Q_0 = \pi (a^2 - b^2) w_{z_0}.$$

е) Отношение расходов, или коэффициент подмешивания

$$q = \frac{Q'}{Q_0} = \left(\frac{z^2}{z_0^2} - 1 \right).$$

Величина z_0 , входящая в эти формулы, характеризующая собой расстояние от сопла точки начала растекания струи по непосредственным наблюдениям в зеркальном лотке может быть принята равной $z_0 = 5(a - b)$, т. е. пятикратной толщине полый струи. Эта величина при достаточно малых толщинах струи, особенно по сравнению с внутренним диаметром самой струи, может быть практически отброшена. Но при использовании приведенными выше уравнениями необходимо иметь в виду соотношение $5(a - b) = z_0$.

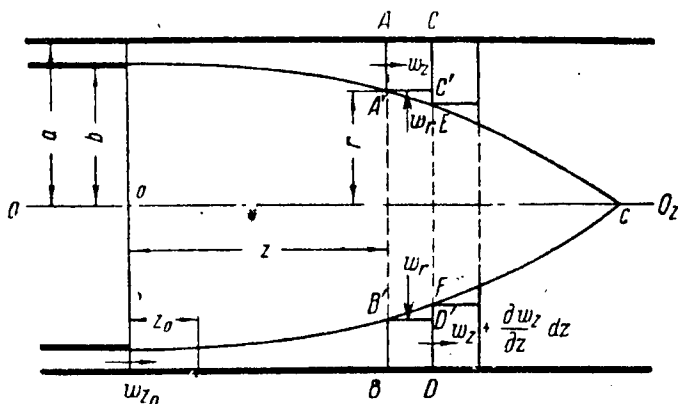
Аналогично ранее изложенному составляем исходные уравнения. Пользуясь законом равенства кинетических энергий для любого сечения струи определяем (фиг. 59).

$$\rho \cdot \pi (a^2 - b^2) dt \cdot \frac{w_{z_0}^3}{2} = \rho \cdot \pi (a^2 - r^2) dt \frac{w_z^3}{2}.$$

$$w_z \cdot z = \text{const.}$$

находим

$$w_z = \frac{w_{z_0} \cdot z_0}{z},$$



Фиг. 59.

откуда

$$(a^2 - b^2) \frac{w_{z_0}^3}{2} = (a^2 - r^2) \frac{w_{z_0}^3 \cdot z_0^3}{2 \cdot z_0^3}.$$

При замене

$$\sqrt{\frac{z_0^3}{(a^2 - b^2)}} = a.$$

имеем

$$z^2 = a(a^2 - r^2)^2. \quad (180)$$

Принимая давления и скорости во всех точках нормального сечения струи постоянными и рассматривая поток (струю) как бы состоящим из бесконечно большого числа элементарных колец высотой dz , составляем уравнение неразрывности струи для элементарного объема. Количество жидкости, вошедшей в цилиндр за время dt через сечение $AA'BB'$, равно

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (a^2 - r^2) w_z.$$

Количество жидкости, вошедшей через боковую поверхность цилиндра,
равно

$$2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot r \cdot dz \cdot \omega_r \cdot dt.$$

Сумма объемов всей жидкости, вошедшей в цилиндр, равна

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (a^2 \cdot w_z - r^2 \cdot w_z + 2 \cdot r \cdot dz \cdot w_r). \quad (181)$$

Эта масса жидкости должна пройти через сечение $ECDF$ со скоростью $w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz$, ввиду чего можно написать следующее выражение:

$$\rho \cdot \pi \cdot dt [a^2 - (r + dr)^2] \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right). \quad (182)$$

Приравнявая уравнения (205) и (206), находим

$$\begin{aligned} \rho \cdot \pi \cdot dt [a^2 \cdot w_z - r^2 \cdot w_z + 2 \cdot r \cdot dz \cdot w_r] = \\ = \rho \cdot \pi \cdot dt [a^2 - (r + dr)^2] \left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right). \end{aligned}$$

Производя соответствующие упрощения и пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, получаем

$$2 \cdot r \cdot w_r \cdot dz = a^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - r^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 2 \cdot r \cdot w_z \cdot dz. \quad (183)$$

Так как, с другой стороны, кинетическая энергия в сечении $I-I$ равна

$$\rho \cdot \pi \cdot dt (a^2 - r^2) \frac{w_z^2}{2}, \quad (184)$$

а в сечении $II-II$ равна

$$\begin{aligned} \rho \cdot \pi \cdot dt [a^2 - (r + dr)^2] \frac{\left(w_z + \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right)^2}{2} = \\ = \frac{\rho \cdot \pi \cdot dt}{2} \left[a^2 w_z^2 - r^2 w_z^2 - 2 \cdot r \cdot dr \cdot w_z^2 + 3a^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - \right. \\ \left. - 3r^2 w_z^2 \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} dz \right], \quad (185) \end{aligned}$$

то, приравняв выражения (184) и (185) и произведя соответствующие преобразования, окончательно получаем

$$3a^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 3r^2 w_z^2 \frac{\partial w_z}{\partial z} dz - 2 \cdot r \cdot w_z^2 \cdot dr = 0. \quad (186)$$

Складываем уравнения (183) и (186) и, внося из уравнения (186) в уравнение (183) значение $\frac{\partial w_z}{\partial z} dz (a^2 - r^2)$, мы вместо системы уравнений (183) и (186) получим новую систему следующего вида:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w_z}{\partial z} (a^2 - r^2) + r \cdot w_r &= 0; \quad I \\ 3w_r \cdot dz + 2w_z \cdot dr &= 0. \quad II \end{aligned} \right\} \quad (187)$$

Интегрирование этой системы уравнений должно удовлетворять основному условию $w_z \cdot z = \text{const}$, что возможно при

$$z^{\frac{3}{2}} = a (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}.$$

Дифференцируя последнее выражение, находим

$$\frac{3}{2} z^{\frac{1}{2}} dz = - \frac{1}{2} a (a^2 - r^2)^{-\frac{1}{2}} \cdot 2r \cdot dr,$$

откуда

$$dr = \frac{3}{2} \cdot \frac{z^{\frac{1}{2}} (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}}{a \cdot r} dz.$$

Подставляя значение dr в уравнение (187, II) нашей системы, находим

$$3 \cdot w_r \cdot dz - \frac{2 \cdot w_z \cdot 3z^{\frac{1}{2}} dz (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}}{2r \cdot r} = 0,$$

откуда

$$w_r = \frac{w_z \cdot z^{\frac{1}{2}} (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}}{a \cdot r}. \quad (188)$$

При этом, уравнение (187, I) приводится к виду

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} (a^2 - r^2) + \frac{r \cdot w_z \cdot z^{\frac{1}{2}} (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}}{a \cdot r} = 0$$

или

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{w_z \cdot z^{\frac{1}{2}}}{a} = 0. \quad (189)$$

Определяя $(a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}$ из соотношения $z^{\frac{3}{2}} = a(a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}$, находим

$$(a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{z^{\frac{3}{2}}}{a},$$

а подставляя его в уравнение (189), получаем

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} \frac{z^{\frac{3}{2}}}{a} + \frac{w_z \cdot z^{\frac{1}{2}}}{a} = 0$$

или

$$\frac{\partial w_z}{\partial z} \cdot z + w_z = 0.$$

откуда

$$w_z \cdot z = \text{const} = C,$$

т. е. основное условие распределения скоростей выполняется.

Имея выражение $w_r = \frac{w_z \cdot z^{\frac{1}{2}} (a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}}}{a \cdot r}$, подставляем в него значение α , определяемое из начальных условий,

$$\alpha = \frac{z_0^{\frac{3}{2}}}{(a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}};$$

и учитывая, что $w_z \cdot z = w_{z_0} \cdot z_0$, в окончательном виде получаем

$$w_r = \frac{w_{z_0} \cdot z (a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}}{z_0^{\frac{1}{2}} \left(\frac{z_0^3 a^2}{a^2 \cdot b^2} - z^3 \right)^{\frac{1}{2}}}. \quad (190)$$

Объем подсасываемой воды определится из уравнения

$$dQ' = 2\pi \cdot r \cdot dz \frac{w_{z_0} \cdot z (a^2 - b^2)}{z_0^2 \cdot r}$$

или

$$dQ' = \frac{2 \cdot \pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2)}{z_0^2} z \cdot dz.$$

Интегрируя в пределах от z_0 до z , находим

$$Q' = \frac{2\pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2)}{z_0^2} \int_{z_0}^z z \cdot dz$$

или окончательно

$$Q' = \frac{\pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2)}{z_0^2} (z^2 - z_0^2). \quad (191)$$

Если $r=0$, тогда

$$z^3 = \frac{a^2}{a^2 - b^2} z_0^3;$$

$$w_r = \frac{w_{z_0} \cdot z \cdot (a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}}{z^{\frac{1}{2}} \left(\frac{z_0^3 a^2}{a^2 - b^2} - \frac{z_0^3 a^2}{a^2 - b^2} \right)^{\frac{1}{2}}} = \infty,$$

т. е. при $r=0$ скорость подсасывания превращается в бесконечность.

При расходе основного рабочего потока Q_0 , равном $Q_0 = \pi (a^2 - b^2) w_{z_0}$, получаем отношение подсасываемого потока к основному в виде

$$q = \frac{Q'}{Q_0} = \frac{z^2 - z_0^2}{z_0^2}. \quad (192)$$

Сведем полученные уравнения растекания полой струи в ограниченном круглой цилиндрической трубой пространстве той же жидкости:

а) расстояние точки замыкания внутренней поверхности струи от насадки

$$z_c^3 = \frac{a^2 z_0^3}{a^2 - b^2};$$

б) скорость подсасывания струей жидкости

$$w_r = \frac{w_{z_0} \cdot z (a^2 - b^2)^{\frac{1}{2}}}{z_0^{\frac{1}{2}} \left(\frac{z_0^3 a^2}{a^2 - b^2} - z^3 \right)^{\frac{1}{2}}};$$

в) расход подсасываемой жидкости

$$Q' = \frac{\pi \cdot w_{z_0} (a^2 - b^2)}{z_0^2} (z^2 - z_0^2);$$

г) коэффициент подсасывания

$$q = \frac{Q'}{Q_0} = \frac{z^2 - z_0^2}{z_0^2}.$$

Полученные чисто теоретическим путем эти уравнения безусловно требуют экспериментальной проверки. В этих целях автором были проведены предварительные эксперименты, освещаемые ниже.

5. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА О ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПОЛОЖЕНИЙ О РАСТЕКАНИИ ПОЛОЙ

Прежде всего экспериментальной проверки требуют основные принятые нами при рассмотрении явления растекания полый струи, то, что:

1) изменение осевой скорости удовлетворяет условию постоянства ведения скорости на расстояние от отверстия сопла, т. е.

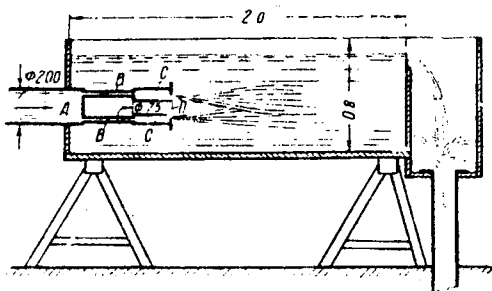
$$\omega_z \cdot z = \text{const};$$

2) вся жидкость, поступающая во внутреннее пространство колбы струи, целиком ею подсасывается;

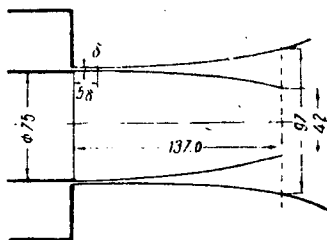
3) растекание струи начинается на расстоянии z_0 от сопла, [равном $z = 5(a - b)$];

4) форма наружной и внутренней поверхностей струи идентична.

Помимо этого весьма существенным вопросом, который не мог быть тронут и освещен предварительными опытами, является вопрос об оптимальной толщине рабочей струи, ибо этот фактор будет иметь существенное значение для величины к. п. д. водоструйного насоса.



Фиг. 60.



Фиг. 61.

Предварительные опыты прежде всего выяснили качественную сторону растекания струи. Они были проведены в плоском зеркальном лотке, имевшем размеры $0,8 \times 0,7 \times 2,0$ м. Общая схема опытной установки, осуществленной в лаборатории гидромеханизации строительства канала Москва—Волга, приведена на фиг. 60.

Рабочий поток по трубе А диаметром 200 мм и далее по четырем трубам В диаметрами 25 мм подавался в напорный бак С, откуда изливался через кольцевое отверстие в зеркальный лоток. Подсасываемый поток подавался во внутреннюю часть трубы через всасывающую трубу D.

Толщина струи была установлена в 3 мм с внутренним диаметром ее 75 мм. Напор рабочей струи изменялся в пределах от 0,5 до 3,0 ат (5 ÷ 30 м).

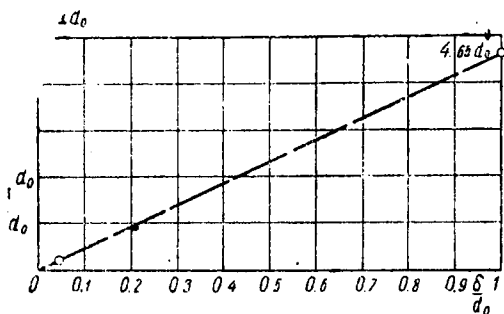
Опыты заключались в установлении качественной стороны явления, т. е. в выяснении общего характера истечения полый струи и места начала растекания.

Непосредственные замеры, проведенные на этой опытной установке, показали, что форма струи, зафиксированная с помощью тонких нитей и краски, имеет вид, приведенный на фиг. 61.

Эта форма струи позволяет говорить о том, что помимо чистого всасывания струей жидкости в конечной части внутреннего факела струи происходит и механическое увлечение подсасываемой жидкости. Иными словами, подсасываемая во внутреннее пространство кольцевой струи жидкость чрезвычайно интенсивно увеличивает свою скорость и в конце этой области приобретает значение скорости, почти равное скорости самой струи. Некоторые количественные величины, характеризующие данное явление, приведены на фиг. 61.

Однако это явление механического увлечения струей подсасываемой жидкости проявляется лишь в концевой части внутреннего факела струи и

ль-либо серьезного влияния на принятую схему построения теории, на явлении чистого подсосывания жидкости, оказать не может. вопросом, который подвергался экспериментальному освещению, рос о точке начала растекания струи. Опытные замеры показали, м диаметре, который был принят в опытах, z_0 колеблется в пре- 4,9 до 5,2 толщины струи, т. е. может быть принято равным $5(a-b)$. ует заметить, что расстояние точки начала растекания сопла должно

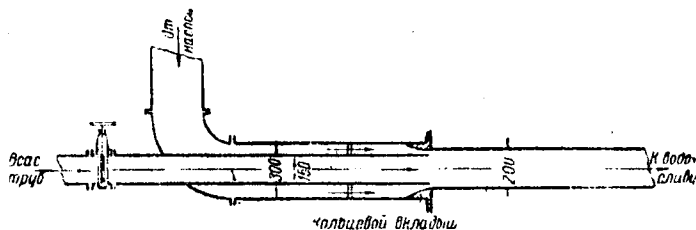


Фиг. 62.

с бесконечно малой толщиной струи. Последующие опыты должны будут дать действительный характер этой кривой и ее количественные показатели.

Наконец, последним вопросом, выявившимся и приближенно подтвердившимся (приближенность обусловлена значительной трудностью замера больших скоростей струи без специальной аппаратуры — применялась трубка Пито-Ребока), явился вопрос об изменении скорости струи в зависимости от расстояния. Эта серия опытов в основном подтвердила справедливость принятого выше закона

$$w_z \cdot z = \text{const.}$$



Фиг. 63.

Большая трудность проведения точных экспериментов и связанных с ними опытных замеров не позволила со всей строгостью определить необходимые данные для точного расчета насосов. Однако и эти проведенные опыты дают возможность с достаточной уверенностью утверждать, что принятые выше допущения при решении задачи в первом приближении являются вполне допустимыми, тем более, что последующие, также предварительные, опыты, проведенные уже над простейшей и крайне несовершенной моделью гидроэлеватора в той же лаборатории, показали, что и при этих условиях (схема прибора и опытной установки см. на фиг. 63) к. п. д. насоса оказался равным 19% (по формуле 166), т. е. величине, которая говорит о правильности не только принципа построения работы гидроэлеватора, но и о правильности трактовки физических явлений при движении полых струй в цилиндрической трубе.

Все это должно заставить серьезно задуматься над необходимостью детального изучения поведения и работы полых (кольцевой) струй; ибо полу-

чавшееся при опытах разрежение во внутренней полости, доходившее до 9,5 м вод. ст., позволит расширить области применения полых струй жидкости за рамки водоструйных насосов.

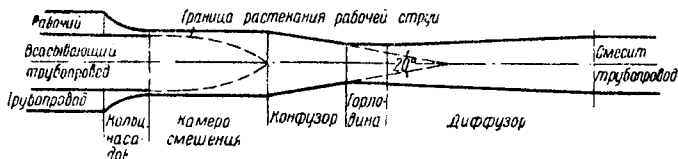
Можно быть твердо уверенным, что опытные исследования работы полых струй дадут важные теоретические и практические результаты.

6. КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ КОЛЬЦЕВОГО ГИДРОЭЛЕВАТОРА

Переходя к вопросу о конструктивных формах кольцевого гидроэлеватора, выясним состав тех требований, которые при этом должны быть предъявлены. Этих требований три, именно:

1. Конструкция и форма смесительной камеры должны обеспечивать наилучшие условия для подсосывания рабочей струей жидкости.

Это условие требует, чтобы смесительная камера ни в коем случае не стесняла рабочую струю, т. е. чтобы смесительная камера по размерам была бы не меньше внешнего диаметра рабочей струи. Что же касается формы смесительной камеры, то ее следует принимать цилиндрической. Расходящаяся по типу диффузора, как показали опыты, не только не улучшает, но наоборот, ухудшает условия подсосывания.



Фиг. 64.

2. В результате смешения потоков в конце смесительной камеры должен создаваться такой напор, который обеспечивал бы подачу воды на требуемую высоту.

Это условие вызывает необходимость устройства постепенной суживающейся части, образующей в конце ее горловину такого поперечного сечения, которое создавала бы требуемый по величине скоростной напор. Предельная величина скорости при этом будет регламентироваться скоростью рабочей струи, изменяющейся по закону $\omega_2 \cdot z = C$. Суживающаяся переходная часть должна быть установлена после окончания смешения потоков, ибо только в этом случае она не будет изменять условий подсосывания рабочей струей жидкости. Угол конусности этой части насоса определяется конструктивными возможностями и не должен быть больше 20° .

3. Подвод рабочей воды к кольцевой насадке должен быть устроен таким образом, чтобы условия выхода жидкости по кольцу были одинаковыми и наилучшими.

Суммируя все сказанное, можно представить насос, соответствующий этим требованиям в виде схемы, приведенной на фиг. 64.

Конструктивное выполнение подобного насоса не представляет особых трудностей.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	5
1. Принцип работы струйных насосов	—
2. Классификация струйных насосов и терминология	6
3. Схема действия водоструйного насоса и принятая терминология и обозначения	8

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

1. Краткая историческая справка	8
2. Теоретическое исследование работы водоструйного насоса, проведенное Цейнером	9
3. Дополнения к теории Цейнера, предложенные Бержероном	16
4. Теория водоструйного насоса, предложенная Гибсоном	17
5. Экспериментальные и теоретические исследования О'Бриена и Гослина	19
6. Теория Бермана	25
7. Теория водоструйных насосов инж. Баулина	30
8. Теория водоструйных насосов, выработанная проф. Гончаровым	34
9. Теория водоструйных насосов инж. Кантаровича	37
10. Работа Абрамовича	41
11. Экспериментальные исследования водоструйных насосов, проведенные в ГЭИ	44

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ВОДОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ

1. Физические явления, протекающие в водоструйных насосах	46
2. Общая схема расчета водоструйных насосов	50
3. Растекание струи в безграничной неподвижной массе той же жидкости	51
4. Растекание струи жидкости в массе жидкости, двигающейся с некоторой скоростью	60
5. Методика расчета водоструйных насосов	64
6. Коэффициент полезного действия водоструйного насоса	67
7. Камера смещения водоструйного насоса	68
8. Диффузор водоструйного насоса	69
9. Горловина водоструйного насоса	70
10. Геометрическая высота всасывания и всасывающие устройства	72

1
1797