

В.В. Поляков, Л.С. Скворцов

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

**Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности**

«Теплоснабжение и вентиляция»

Москва Стройиздат 1990

ББК 38.762.2

П 54

УДК [621.65+697.953] (075.8)

Рецензенты: кафедра «Теплогасоснабжения и вентиляции» Горьковского инженерно-строительного института им. В. П. Чкалова (д-ром техн. наук, В. И. Бодров) и канд. техн. наук. В. Я. Мсклер (ГПИ Проектпромвентиляция)

Редактор — Погудина С. И.

Поляков В. В., Скворцов Л. С.

П 54 Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов.— М.: Стройиздат, 1990.— 336 с.: ил.

ISBN 5-274-01021-0

Приведены сведения о физических свойствах жидкостей, используемых в системах теплогасоснабжения и вентиляции. Даны классификация нагнетателей и их принципиальные схемы. Показана область использования нагнетателей разного типа. Особое внимание уделено работе нагнетателей в системах вентиляции и теплоснабжения. Рассмотрены вопросы, связанные с охраной труда при монтаже и эксплуатации нагнетателей, а также мероприятия по снижению шума и вибрации.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогасоснабжение и вентиляция».

П $\frac{3309000000-551}{047(01)-90}$ 198—90

ББК 38.762.2

ISBN 5-274-0

рцов, 1990

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс на ускорение социально-экономического развития страны предусматривает повышение эффективности капитальных вложений в строительство, обеспечение своевременного ввода в действие основных фондов и производственных мощностей, техническое перевооружение и реконструкцию действующих предприятий, создание и внедрение прогрессивных технологий, а также планомерное проведение во всех отраслях и сферах народного хозяйства целенаправленной энергосберегающей политики. Известно, что для снабжения теплом народного хозяйства и населения затрачивается примерно треть всех используемых в стране топливно-энергетических ресурсов. Поэтому обеспечение рационального теплового режима зданий, оптимального использования теплоты в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха имеет первостепенное значение.

Неотъемлемой частью инженерного оборудования различных зданий, систем и сооружений являются гидравлические машины, к которым относятся насосы и вентиляторы. Без них невозможна работа систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и аспирации, водоснабжения и водоотведения, т. е. всех тех систем, которые связаны с жизнью и деятельностью человека.

Учитывая отсутствие учебника по этому курсу, авторы ставили своей задачей рассмотрение теоретических основ работы нагнетателей, описание принципа их действия и современных конструкций, а также определение методов их рационального выбора при проектировании и реконструкции объектов. В этой связи хочется отметить, что название курса «Насосы и вентиляторы» недостаточно полно отражает объем учебной программы, в соответствии с которой написан этот учебник. Довольно спорным в этом случае является существование разделов, относящихся к работе компрессоров. Однако, учитывая то обстоятельство, что ни в каких других дисциплинах, читаемых для специальности 2907, теоретические основы, устройство и принцип действия компрессоров не рассматриваются, а работа систем кондиционирования воздуха и холодильоснабжения невозможна без их использования, авторы решили сохранить материал, касающийся компрессоров.

Настоящий учебник может быть использован при подготовке специалистов не только по теплогазоснабжению и вентиляции, но и по эксплуатации насосного, компрессорного и вентиляционного оборудования.

Авторы выражают глубокую признательность канд. техн. наук В. Я. Меклеру и д-ру техн. наук В. И. Бодрову за ценные замечания, сделанные ими при рецензировании рукописи.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q — расход; подача насоса

L — расход; подача вентилятора

p, p_d, p_s — полное, динамическое и статическое давление соответственно

H — напор

N — мощность

c, ω, u — абсолютная, относительная и переносная скорость потока

F_x, F_y — продольная и поперечная составляющие сил взаимодействия потока и профиля

c_{1u}, c_{2u} — проекция абсолютной скорости на переносную на входе и выходе потока в рабочем колесе

b, D — ширина и диаметр рабочего колеса лопастного нагнетателя

v_τ — проекция скорости потока на направление движения

R — удельная работа сил трения в потоке

V — удельный объем

U — удельная внутренняя энергия потока жидкости

$h_w; \Delta p_w$ — потери напора; потери давления

d — диаметр трубопровода

q — количество теплоты, передаваемое единице массы жидкости; объем утечек и перетоков

γ — удельный вес

ρ — плотность

ω — живое сечение потока

ω_0 — угловая частота вращения

ζ, λ — коэффициенты местных сопротивлений и по длине

Γ — циркуляция скорости

β_1, β_2 — углы установки лопатки в рабочем колесе на входе и выходе соответственно

$\varphi = c_u/u$ — коэффициент закручивания потока

$\psi = p/p_d$ — коэффициент давления

ВВЕДЕНИЕ

Развитие различных отраслей промышленности, расширение объемов строительства, создание благоприятных условий для высокопроизводительного труда во многом зависят от эффективности работы систем тепло- и холодоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Общим для этих систем является наличие в них машин, предназначенных для перемещения рабочей среды. В системах общесобменной вентиляции и кондиционирования такой средой является воздух, в системах технологической вентиляции — смесь различных газов, в системах тепло- и водоснабжения — вода.

Название самой машины (насос, вентилятор, воздуходувка, компрессор и др.) определяется как видом перемещаемой среды, так и создаваемым давлением. Эти машины вместе с гидравлическими двигателями и гидропередачами составляют класс гидравлических машин.

История существования гидравлических машин насчитывает несколько тысячелетий. Первый насос был поршневым, появился, по-видимому, за несколько веков до нашей эры в странах древней культуры. Изобретение этого насоса связано с созданием водоподъемных устройств. Поршневой насос был хорошо известен в Древней Греции и Риме. Изобретателем двухцилиндрового поршневого пожарного насоса является древнегреческий механик Ктесибий (около 2—1 вв. до н. э.).

Изобретение центробежного насоса приписывается итальянцу Д. Жордану, давшему первый рисунок такого насоса. Одной из первых удачных конструкций центробежного насоса является насос французского физика Д. Папена, предложенный им в 1689 г. для откачки грунтовых вод, представлявший собой усовершенствованную конструкцию ранее известной воздуходувки «Nessi ans».

В России внедрение насосов в промышленность непосредственно связано с развитием горно-рудного дела. В 18 в. К. Д. Фролов и другие мастера горного дела применяли установки с поршневыми насосами для откачки воды из шахт (диаметр колеса приводной машины составлял 16—19 м). Источником двигательной силы здесь была энергия воды.

В 18 в. был изобретен паровой двигатель. В 1738 г. Д. Бернулли вывел основополагающее уравнение движения жидкости, которое носит его имя. В 1750 г. Л. Эйлер впервые сделал математический анализ рабочего процесса, происходящего в центробежном насосе и реактивной турбине, и дал основное уравнение рабочего процесса турбомашин. Теоретические положения, касающиеся работы гидромашин и лопатных насосов, разработанные Д. Бернулли и Л. Эйлером, оставались неиспользованными около 150 лет, пока в качестве приводящего двигателя для насосов не стали применять электродвигатель и паровую турбину.

Классическая схема одноколесного центробежного насоса, применяющегося в различных модификациях и поныне, была предложена Андревсом (США) в 1818 г. и значительно улучшена им же в 1846 г. Исследования Андревса привели к созданию многоступенчатого центробежного насоса, запатентованного в 1851 г. Однако его конструкция была весьма несовершенна.

Блестящее развитие теоретических основ механики в 19 в., позволивших ближе подойти к решению практических задач движения реальных жидкостей, связано с трудами О. Коши, Г. Гельмголь-

ца, Г. Кирхгофа, Дж. Г. Стокса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина, Г. Хагена, Ж. Л. Пуазейля, О. Рейнольдса, Л. Прандтля.

Примерно с начала 20-х годов этого века изменилось само назначение насосов. Если первоначально они предназначались только для подъема воды, то с этого времени они все шире применяются для перемещения жидкостей с различными вязкостью и концентрацией взвешенных частиц, а также химических жидкостей с различными степенями агрессивности и температурой. В 1924 г. вышла в свет книга немецкого гидравлика К. Пфлейдерера «Центробежные насосы», оказавшая значительное влияние на развитие теории центробежных насосов и методов их расчета.

В СССР уже к 1930 г. сложились три научные школы насосостроения: на кафедре и в лаборатории гидравлических машин МВТУ им. Н. Э. Баумана под руководством проф. И. И. Куколевского, изучавшая рабочий процесс турбин и насосов и развивавшая экспериментальные методы исследования насосов; на кафедре и в лаборатории гидравлических машин Харьковского политехнического института под руководством акад. Г. Ф. Проскуры, которая занималась исследованием гидромашин, в частности разработкой теории рабочего процесса осевых (пропеллерных) насосов; на кафедре и в лаборатории гидравлических машин Ленинградского политехнического института под руководством чл.-корр. И. Н. Вознесенского, развивавшая новые методы расчета лопастных нагнетателей на основе теории потенциального течения и теории вихрей. В эти же годы проф. П. Н. Каменев разработал теорию расчета струйных аппаратов и осуществил их практическое использование с высоким КПД. В настоящее время научные исследования работы насосов ведутся такими организациями, как ВНИИгидромаш, НИИхиммаш, а также на специальных кафедрах Ленинградского и Харьковского политехнических институтов, МВТУ им. Н. Э. Баумана и др.

Машины для перемещения воздуха и газов появились значительно позже насосов. Изобретателем воздушного поршневого нагнетателя — прототипа современных компрессоров с одной ступенью сжатия — считается немецкий физик О. Герике (1640 г.). Во второй половине 18 в. в Англии Вилькинсон запатентовал двухцилиндровый поршневой компрессор и в это же время Д. Уатт изготовил воздуходувную машину с паровым приводом. Многоступенчатый компрессор с межступенчатыми охладителями был предложен в 1849 г. Ратеном (Германия).

Изобретение центробежного вентилятора принадлежит генерал-лейтенанту корпуса горных инженеров А. А. Саблукову (1832 г.). Им же была предложена передовая по тому времени методика расчета таких вентиляторов. В дальнейшем А. А. Саблуков усовершенствовал свой вентилятор («воздушный насос»), представлявший собой цилиндрический кожух с двухсторонним всасыванием, внутри которого располагалось колесо с четырьмя прямыми лопатками. Впервые действие вентилятора А. А. Саблукова было испытано на кожевенном и сахарном заводах; при ручном приводе (два человека) подавалось до 2000 м³ воздуха в 1 ч. В 1834 г. вентиляторы А. А. Саблукова были успешно применены на морских судах, а в 1835 г. — для проветривания Чагирского рудника на Алтае. В 1838 г. А. А. Саблуков создал конструкцию центробежного насоса, названного им «водогоном». Вентиляторы системы А. А. Саблукова нашли широкое распространение в России и за границей.

В 1892 г. француз П. Мортье изобрел диаметральный вентиля-

тор. Некоторое время вентиляторы Мортье использовались в качестве шахтных вентиляторов, однако затем они были заменены центробежными вентиляторами, имеющими более высокий КПД. После этого диаметральный вентиляторы в течение долгого времени не изучались и были почти забыты. Вновь интерес к диаметральным вентиляторам возродился лишь в середине нашего столетия сначала в западных странах, а позже и в нашей стране, где большую работу по созданию совершенных конструкций диаметральных вентиляторов проводит Центральный (аэрогидродинамический институт (ЦАГИ) им. Н. Е. Жуковского.)

Развитие вентиляторостроения шло параллельно с развитием турбомашиностроения. Теория и расчет осевых вентиляторов приняли современный вид только после создания Н. Е. Жуковским вихревой теории крыла (1906 г.). Приоритет в разработке современных теорий расчета вентиляторов принадлежит советским ученым. В результате работ ЦАГИ, созданного в 1918 г., в 1926—1930 гг. впервые были предложены физически обоснованные теории осевых и радиальных (центробежных) вентиляторов. Это позволило сконструировать машины, далеко превосходящие по своим аэродинамическим и конструктивным данным созданные в этой области за рубежом. В 1930—1933 гг. В. И. Поликовским был разработан эмпирический метод расчета радиальных вентиляторов, основанный на результатах аэродинамических испытаний большой серии машин. В 1949 г. за разработку и внедрение в промышленность высокоэффективных вентиляторов М. И. Невельсон, К. А. Ушаков и А. М. Комаров были удостоены государственной премии. Кроме упомянутых ученых, большой вклад в разработку теории и практики вентиляторостроения внесли И. В. Брусиловский, А. Г. Бычков, Г. Г. Вахвахов, М. Я. Гембаржевский, М. П. Калининский, И. О. Керстен, А. Г. Коровкин, Т. С. Соломахова и др.

В настоящее время решение многих социальных задач, направленных на создание благоприятных условий как на предприятиях, так и в районах проживания людей, невозможно без увеличения помпклатуры и улучшения качества нагнетателей. В последние годы ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского ведется работа по созданию нового унифицированного ряда высокоэффективных вентиляторов. Такие передовые предприятия, как, например, Московский вентиляторный завод, переходят на поставку заказчикам вентиляторных установок, т. е. вентиляторов в комплекте с рационально спроектированными входными элементами присоединения их к сети, а также виброизоляторам. Это позволяет сократить сроки и повысить качество монтажных работ и уменьшить потери давления в системах.

§ 1. Основные сведения из технической механики жидкости

Техническая гидроаэромеханика изучает законы движения, относительного покоя и взаимодействия жидкости с твердыми телами, которые либо находятся в ней, либо ее ограничивают. Под *жидкостью* понимают такую материальную среду, медленная деформация которой при постоянном объеме возможна под действием ничтожно малых сил. Жидкости делятся на два класса: малосжимаемые — *капельные* и сжимаемые — *газы*. При движении газов со скоростями, значительно меньшими скорости звука, сжимаемостью газа можно пренебречь. В этом случае при исследовании движения газов применяют уравнения движения капельных жидкостей.

Техническая механика жидкости базируется на основных законах сохранения массы, энергии и импульса, которые широко применяются в технике.

Уравнение неразрывности потока. Рассмотрим установившееся движение жидкости в канале произвольного сечения (рис. 1.1). Пусть поток движется со скоростью c от сечения 1—1 к сечению 2—2. В соответствии с законом сохранения массы вещества та масса жидкости, которая находится между сечениями 1—1 и 2—2, для рассматриваемого случая движения должна быть постоянной. Это означает, что масса жидкости, прошедшая через живое сечение канала площадью ω_1 , будет равна массе жидкости, прошедшей через живое сечение канала площадью ω_2 , т. е.

$$\rho_1 \omega_1 c_1 = \rho_2 \omega_2 c_2, \quad (1.1)$$

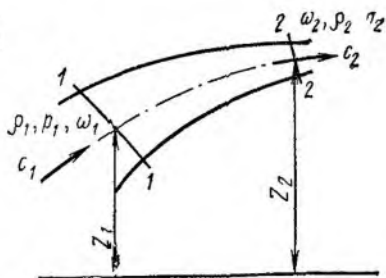
где ρ_1 и ρ_2 — плотность жидкости, проходящей через сечение 1—1 и 2—2 соответственно.

Выражение (1.1), являясь следствием закона сохранения массы, называется *уравнением неразрывности потока жидкости*. Из уравнения неразрывности потока, часто записываемого в виде

$$\rho \omega c = \text{const}, \quad (1.2)$$

следует, что, если предположить существование внутри установившегося потока жидких струек, для каждой из

Рис. 1.1. Схема потока к выводу уравнения сохранения массы



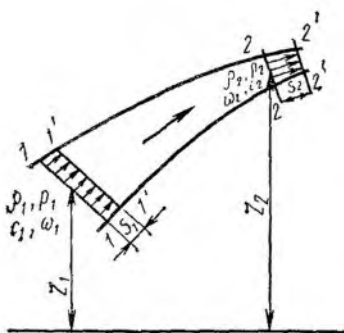
которых должно выполняться условие (1.2), то они нигде не могут закончиться. Эти струйки либо должны простираются от одной границы рассматриваемого пространства до другой, либо замыкаться. В тех случаях, когда несжимаемые (капельные) жидкости или газы движутся под действием относительно малых перепадов давления и весь поток рассматривается как одна жидкая струйка, произведение $\omega c = Q$ называют объемным расходом потока, а произведение $\rho \omega c = M$ — массовым расходом.

Уравнение движения. Известно, что основными силами, действующими в движущейся жидкости, являются массовые и поверхностные. Если канал, в котором движется жидкость, является неподвижным, то единственной массовой силой, действующей в жидкости, будет вес. К поверхностным силам относятся силы гидродинамического давления и силы трения.

Количественной мерой различных форм движения материи служит понятие, называемое в физике *энергией*. Если тело движется, то оно обладает энергией; если тело обладает энергией, оно может совершить работу, которая в дальнейшем (в соответствии с принципами сохранения энергии) может перейти в другую форму энергии (например, в тепловую).

Рассмотрим установившееся движение вязкой жидкости с учетом ее сжимаемости. Как известно, при движении сжимаемых жидкостей работа сил трения оказывает двоякое действие: с одной стороны, являясь реактивной силой, она тормозит поток, действуя в противоположном движению направлении; с другой стороны, работа сил трения, целиком превращаясь в теплоту, возвращается в поток в виде тепловой энергии, которая может расходоваться на расширение жидкости и, следовательно, на ускорение ее движения.

Рис. 1.2. Схема потока к выводу уравнения сохранения энергии



Выделим некоторый объем в трубке тока движущейся жидкости и ограничим его сечениями 1—1 и 2—2 (рис. 1.2). Рассматривая установившееся движение, запишем для этого объема уравнение сохранения энергии в следующей формулировке: *работа внешних сил плюс подведенная теплота расходуется на изменение механической и внутренней энергии рабочего тела*. Как известно, внешними силами, действующими при перемещении жидкости от сечения 1—1 к сечению 2—2, являются силы давления и силы трения. Пусть за некоторый промежуток времени t под действием сил давления произошло перемещение объема жидкости, заключенного между сечениями 1—1 и 2—2, в сечения 1'—1' и 2'—2'. Это означает, что вблизи сечения 1—1 (см. рис. 1.2) исчезнет элемент массы

$$dm_1 = \rho_1 \omega_1 c_1 t = \rho_1 \omega_1 S_1,$$

а около сечения 2—2 появится равный ему элемент массы

$$dm_2 = \rho_2 \omega_2 c_2 t = \rho_2 \omega_2 S_2.$$

Работа сил давления, действующих на площадь сечения 1—1, равна $p_1 \omega_1 S_1$, а на площадь сечения 2—2 — $p_2 \omega_2 S_2$.

Спроектируем все силы на направление движения массы жидкости. Силы гидродинамического давления, действующие на боковую поверхность выделенного объема, составляющих в направлении движения не дадут, и их работа по перемещению массы жидкости равна нулю. Таким образом, суммарная работа сил давления, под действием которых произошло перемещение жидко-

сти из сечения 1—1 в сечении 2—2, определится выражением

$$\rho_1 \omega_1 S_1 - \rho_2 \omega_2 S_2 = \rho_1 V_1 - \rho_2 V_2, \quad (1.3)$$

где $V_1 = \omega_1 S_1$, $V_2 = \omega_2 S_2$ — объем жидкости, прошедший соответственно через сечения 1—1 и 2—2 за время t .

Разделив каждый из объемов V_1 и V_2 на массу жидкости, находящейся в этом объеме, вместо выражения (1.3) получим выражение для удельной работы сил давления

$$\rho_1 / \rho_1 - \rho_2 / \rho_2 = \rho_1 v_1 - \rho_2 v_2,$$

где v_1 и v_2 — удельный объем жидкости, прошедшей через сечения 1—1 и 2—2 соответственно.

Обозначим удельную работу сил трения, возникающую в потоке движущейся жидкости при перемещении ее из сечения 1—1 в сечение 2—2, ΔR . Таким образом, суммарная удельная работа внешних сил, совершаемая при перемещении потока жидкости из сечения 1—1 в сечение 2—2, с учетом направления действия этих сил запишется в виде $\rho_1 v_1 - \rho_2 v_2 - \Delta R$.

Вследствие работы вязких сил возможный приток теплоты в трубку тока между сечениями 1—1 и 2—2 будет равен $M \Delta q$, где Δq — количество теплоты, полученное каждой единицей массы жидкости, прошедшей путь между этими сечениями. Таким образом, Δq — удельное количество теплоты, поступающей в массу жидкости между сечениями 1—1 и 2—2.

В соответствии с законом сохранения энергии удельная работа внешних сил и подведенная теплота должны привести к изменению удельных механической и внутренней энергий потока жидкости. Удельную внутреннюю энергию массы жидкости обозначим через U . Тогда, если принять, что потенциальная энергия обуславливается только полем сил тяжести (gZ), содержание энергии в массе элемента жидкости dm , прошедшего через сечение 1—1, будет равно:

$$dm_1 (c^2/2 + gZ_1 + U_1),$$

а через сечение 2—2 —

$$dm_2 (c^2/2 + gZ_2 + U_2),$$

где $c^2/2$ — удельная кинематическая энергия элемента массы.

Масса жидкости, находящейся между сечениями 1—1 и 2—2, остается постоянной, поэтому изменение удельной энергии при перемещении жидкости из сечения 1—1

в сечении 2—2 определится как разность удельных энергий элементов массы dm_2 и dm_1 . Таким образом, закон сохранения удельной энергии для выделенного элемента трубки тока может быть записан в виде

$$\begin{aligned} (c^2_2/2 + gZ_2 + U_2) - (c^2_1/2 + gZ_1 + U_1) = \\ = \rho_1 v_1 - \rho_2 v_2 - \Delta R + \Delta q. \end{aligned} \quad (1.4)$$

Полученное выражение (1.4) часто используется в дифференциальной форме:

$$d(c^2/2) + gdZ + dU = -d(\rho v) - d(\rho v)dR + dq. \quad (1.5)$$

Уравнение сохранения энергии (1.5) может быть дополнено уравнением, вытекающим из первого начала термодинамики, согласно которому подведенная к системе теплота увеличивает ее внутреннюю энергию и совершает работу расширения, т. е.

$$dq = dU + pdv. \quad (1.6)$$

Подставляя выражение (1.6) в уравнение (1.5) и имея в виду

$$d(\rho v) = \rho dv + v d\rho,$$

получаем

$$d(c^2/2) + gdZ + v d\rho + dR = 0. \quad (1.7)$$

После интегрирования имеем выражение

$$c^2/2 + gZ + \int v d\rho + R = \text{const}, \quad (1.8)$$

представляющее собой уравнение Д. Бернулли, учитывающее как сжимаемость жидкости, так и работу сил трения. Каждый член уравнения (1.8) определяет удельную энергию или удельную работу. Рассмотрим несколько частных случаев записи этого уравнения.

1. Жидкость реальная, несжимаемая. Для несжимаемой жидкости имеем

$$\int v d\rho = \int \frac{d\rho}{\rho} = \frac{\rho}{\rho} + \text{const},$$

и уравнение (1.8) можно записать в виде

$$c^2/2 + gZ + \rho/\rho + R = \text{const},$$

где R — потеря удельной энергии.

Рассматривая гидравлику капельных жидкостей, уравнение Д. Бернулли удобно записывать в виде суммы напоров. Для этого энергию и работу относят к весу жидкости.

Для записи уравнения (1.8) в виде напоров каждый член этого уравнения надо разделить на величину g , тогда получим

$$c^2/2g + Z + p/\rho g + h_w = \text{const}, \quad (1.9)$$

где h_w — потери напора.

2. Жидкость идеальная, несжимаемая. Как известно, в случае движения идеальной жидкости удельная работа сил трения (или потери) равна нулю и уравнение (1.9) приобретает вид

$$c^2/2g + Z + p/\rho g = \text{const}.$$

3. Жидкость идеальная, сжимаемая. В этом случае $R=0$, а интегрирование выражения $\int v dp$ зависит от функциональной связи между удельным объемом v и давлением p . Эта связь определяется только термодинамическим процессом. Так, при изотермическом течении жидкости можно воспользоваться уравнением состояния, согласно которому

$$v = \text{const}/p.$$

При адиабатическом течении жидкости эта связь определяется из уравнения адиабаты

$$v = \text{const}/p^{1/k},$$

где $k = C_p/C_v$ — показатель адиабаты (здесь C_p и C_v — удельная теплоемкость соответственно при постоянном давлении и объеме).

В этом случае уравнение Д. Бернулли имеет вид: для изотермического течения

$$\frac{c^2}{2} + gZ + \int \frac{dp}{p} = \text{const};$$

для адиабатического течения

$$\frac{c^2}{2} + gZ + \int p^{-\frac{1}{k}} dp = \text{const}.$$

В тех случаях, когда течение газа происходит под действием относительно малого перепада давлений, его сжимаемость в процессе движения можно не учитывать. В этом случае уравнение Д. Бернулли (1.8) принято записывать в виде уравнения для единицы объема перемещаемой жидкости

$$\rho c^2/2 + \rho gZ + p + \rho R = \text{const}. \quad (1.10)$$

Имея в виду, что член ρdZ существенно мал по сравнению со всеми другими слагаемыми выражения (1.10),

а $\rho R = \Delta p_w$, уравнение (1.10) можно представить в следующем виде:

$$p + \rho c^2/2 + \Delta p_w = \text{const.} \quad (1.11)$$

В дальнейшем мы еще не раз вернемся к различным формам записи уравнения Д. Бернулли для решения многих практических задач.

Гидравлические сопротивления. Для расчета водопроводных сетей уравнение Д. Бернулли часто используется в виде выражения (1.9), а для расчета вентиляционных сетей — в виде выражения (1.11). Каждое из этих уравнений содержит в качестве слагаемого член, учитывающий работу сил трения в потоке и называемый «потерей напора» h_w или «потерей давления» Δp_w .

На практике встречаются два вида гидравлических потерь: потери по длине и местные потери. Потери по длине наблюдаются в каналах постоянного сечения и увеличиваются пропорционально длине канала. Они зависят как от состояния внутренней поверхности стенок канала, так и от режима движения жидкости. В качестве геометрической характеристики, определяющей состояние поверхности стенок канала, принята относительная эквивалентная шероховатость k_s/d . Режим движения жидкости определяется числом Рейнольдса $Re = cd/\nu$, где c — характерная скорость движения потока жидкости, d — характерный размер потока, ν — кинематическая вязкость жидкости.

Потери на участке длиной l вычисляются по формуле Дарси — Вейсбаха. Для определения потерь напора она используется в виде

$$h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g},$$

потерь давления —

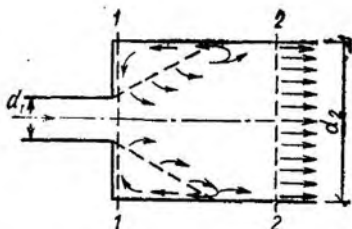
$$\Delta p_w = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{c^2}{2}.$$

Коэффициент гидравлического трения λ удобнее всего вычислять по видоизмененной формуле Кольбука

$$\lambda = 0,11(k_s/d + 68/Re)^{0,25}.$$

Если потери по длине возрастают пропорционально длине канала, то потери в местных сопротивлениях от длины не зависят. Эти потери возникают всегда, когда имеется деформация потока. Под деформацией понимают сужение и последующее расширение потока, вызван-

Рис. 1.3. Схема движения потока в местном сопротивлении



ные либо изменением направления движения (поворот сети), либо установкой в сети трубопроводной арматуры (краны, вентили, задвижки, шиберы, дроссели, шайбы, муфты и т. д.).

Потери напора (или давления) в местных сопротивлениях также тесно связаны с работой сил трения. Для понимания механизма потерь, возникающих при турбулентном движении в местных сопротивлениях, рассмотрим явление, называемое внезапным расширением потока. Пусть поток, вытекая из трубы диаметром d_1 , попадает в трубу большего диаметра d_2 (рис. 1.3). Двигаясь в продольном направлении со скоростью c , частицы жидкости массой m обладают количеством движения $\vec{m}c$. Вследствие поперечных пульсаций скорости эти частицы попадают в область, находящуюся вне пределов струи, вытекающей из узкого сечения. В результате проявления вязкости часть количества движения такой жидкой частицы передается тем частицам, которые находятся вне узкой части струи. Эти жидкие частицы, получив некоторую часть количества движения, начинают перемещаться в продольном направлении, расширяя тем самым зону жидкости, находящуюся в движении. Так, в результате поперечных пульсаций при передаче количества движения от одной частицы к другой происходит постепенное расширение потока. Увеличение площади сечения расширяющейся струи происходит вместе с увеличением расхода потока жидкости вдоль нее. Поскольку должно выполняться условие неразрывности потока, то расход жидкости, вытекающей из сечения 1—1, должен быть равен ее расходу, вытекающему из сечения 2—2. Следовательно, та часть жидкости, которая была вовлечена в движение вязкими силами, должна вернуться. Таким образом, в расширяющейся части потока возникает постоянно вращающаяся масса жидкости (валец). Энергия, расходуемая потоком на

поддержание движения в вальце за счет работы вязких сил, и является потерей напора в местном сопротивлении. Если c_1 и c_2 — скорости потока соответственно в сечениях 1—1 и 2—2, то потери определяют по формуле Борда — Карно

$$h_w = (c_1 - c_2)^2 / 2g; \Delta p_w = \rho (c_1 - c_2)^2 / 2.$$

Таким образом, в любом местном сопротивлении всегда имеются сужение потока, а затем его расширение. К сожалению, до настоящего времени не существует методов теоретического определения площади сечения струи при сужении потока в трубопроводной арматуре. Поэтому потери в местных сопротивлениях принято определять по формулам:

$$h_w = \zeta c^2 / 2g; \Delta p_w = \rho \zeta c^2 / 2.$$

Коэффициент местного сопротивления ζ зависит от соотношения площадей узкого ω_1 и широкого ω_2 сечений:

$$\zeta = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2,$$

поэтому он определяется экспериментально.

Таким образом, если иметь в виду, что гидравлическая сеть состоит из n линейных последовательно расположенных участков различных длины и диаметров и в этой сети имеются m различных местных сопротивлений, то суммарные потери в сети определяются по формуле

$$h_w = \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{c_i^2}{2g} \right) + \sum_{j=1}^m \left(\zeta_j \frac{c_j^2}{2g} \right)$$

или

$$\Delta p_w = \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \rho \frac{c_i^2}{2} \right) + \sum_{j=1}^m \left(\zeta_j \rho \frac{c_j^2}{2} \right).$$

Уравнение сохранения импульса. Теорема о сохранении импульса, хорошо известная из общей механики, очень часто применяется в задачах, связанных с установившимся движением жидкости. Согласно этой теореме изменение количества движения массы жидкости в единицу времени равно сумме всех внешних сил, действующих на эту массу. Особенность применения этой

теоремы для массы жидкости состоит в том, что для ее применения требуются данные о состоянии потока только на границе выделенного объема жидкости. Это позволяет получить сведения о таких гидродинамических явлениях, детали которых внутри рассматриваемого объема учтены быть не могут. Действительно, при установившемся движении на место каждой ушедшей частицы внутри выделенной массы придет другая, обладающая теми же свойствами (плотностью, скоростью и т. д.). Поэтому для определения количества движения достаточно знать только то, что происходит на границах выделенной массы жидкости. Рассмотрим поток жидкости, изображенный на рис. 1.1. Изолируем массу жидкости, находящуюся между сечениями 1—1 и 2—2. В единицу времени переносится количество движения:

через контрольную поверхность 1—1

$$\rho_1 \omega_1 c_1^2 = \rho_1 Q_1 c_1;$$

через контрольную поверхность 2—2

$$\rho_2 \omega_2 c_2^2 = \rho_2 Q_2 c_2.$$

Изменение количества движения равно:

$$\rho_2 Q_2 c_2 - \rho_1 Q_1 c_1. \quad (1.12)$$

В сечениях 1—1 и 2—2 из внешних сил действуют только силы гидродинамического давления, поэтому равнодействующая всех сил будет равна:

$$p_1 \omega_1 - p_2 \omega_2. \quad (1.13)$$

Воспользовавшись формулировкой закона сохранения импульса и выражениями (1.12) и (1.13), получим для течения жидкости в канале уравнение сохранения импульса в виде

$$\rho_2 Q_2 c_2 + p_2 \omega_2 = \rho_1 Q_1 c_1 + p_1 \omega_1$$

или

$$\rho Q c + p \omega = \text{const.} \quad (1.14)$$

Полученное уравнение сохранения импульса (1.14) совместно с уравнением Д. Бернулли (1.8) и уравнением неразрывности (1.2) составляют основу при решении многих инженерных задач технической механики жидкости.

Циркуляция скорости. Изучение работы лопастных нагнетателей тесно связано с использованием такого понятия, как циркуляция скорости. Назовем криволиней-

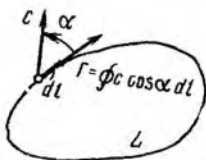


Рис. 1.4. К вычислению циркуляции скорости по замкнутому кругу

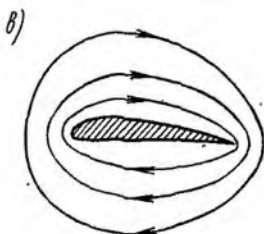
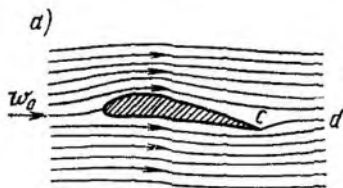


Рис. 1.5. Схема движения потока при обтекании профиля

а — поверхность раздела при потенциальном потоке; б — вихрь, образовавшийся из поверхности раздела; в — циркуляционный поток вокруг профиля

ным интегралом скорости вдоль кривой AB интеграл от скалярного произведения вектора скорости c на линейный элемент длины dl кривой AB , т. е.

$$\Lambda = \int_A^B \vec{c} dl.$$

Если α есть угол между векторами c и dl , то

$$\vec{c} dl = c dl \cos \alpha.$$

Криволинейный интеграл скорости, взятый вдоль замкнутого контура L (рис. 1.4), называется *циркуляцией скорости* и обозначается буквой Γ . Применяя для интеграла вдоль замкнутого контура знак \oint , можно записать

$$\Gamma = \oint \vec{c} dl. \quad (1.15)$$

При решении ряда задач гидродинамики пользуются теоремой Томсона: *в потенциальном однородном потоке жидкости циркуляция скорости по любому замкнуто-*

му контуру во время движения жидкости остается постоянной.

Из этой теоремы можно получить множество различных следствий. Если, например, движение жидкости начинается из состояния покоя, т. е. в начальный момент, а циркуляция скорости вдоль каждой замкнутой жидкой линии заведомо равна нулю, то и в дальнейшем она остается равной нулю. Это означает, что потенциальный поток не может стать вихревым.

Однако существуют потенциальные течения, в которых циркуляция скорости в целом для всего потока не равна нулю. Необходимым для этого условия является *многосвязность* области, в которой происходит течение. Под многосвязной понимают такую область или плоскость, где замкнутые кривые нельзя стянуть в точку, не разрывая этих кривых. Область становится многосвязной, когда, например, поток жидкости обтекает какое-либо препятствие — цилиндр или другое тело. В этом случае за телом образуется вихрь, который срывается и уносится потоком, оставляя вокруг профиля циркуляцию скорости, равную по величине и противоположную по направлению (в соответствии с теоремой Томсона).

Рассмотрим механизм возникновения циркуляции скорости при обтекании потенциальным потоком жидкости аэродинамического профиля (рис. 1.5). При асимметричном обтекании профиля в кормовой части встречаются два потока, имеющие различные скорости обтекания. Поверхность, которая условно делит эти два потока, называется поверхностью раздела (на рис. 1.5, а линия *cd*). Вследствие неустойчивости поверхность раздела распадается, сворачиваясь в вихрь (рис. 1.5, б). Так как поток потенциальный, то сумма вихрей, образующаяся в потоке, должна обеспечить в нем нулевую циркуляцию скорости по любому замкнутому контуру, не охватывающему обтекаемое тело. Поэтому оторвавшийся от профиля вихрь вызывает вокруг него циркуляцию скорости, равную по абсолютному значению своей циркуляции, но противоположно направленную. С циркуляцией тесно связано возникновение подъемной силы. Как видно из рис. 1.5, в, при сложении циркуляционного и потенциального потоков скорость последнего над профилем увеличивается, а под профилем — уменьшается. В соответствии с уравнением Д. Бернулли давление

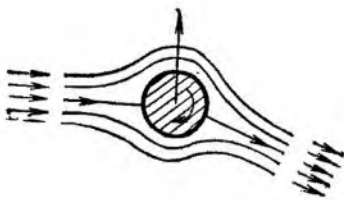


Рис. 1.6. Схема обтекания потока вязкой жидкости вращающегося цилиндра

под профилем возрастет и, следовательно, возникнет суммарная сила давления, действующая в направлении верхней кромки профиля.

Циркуляция скорости может возникнуть при обтекании тела как потенциальным, так и вязким потоком жидкости. Для иллюстрации рассмотрим поперечное обтекание потоком вязкой жидкости цилиндра, вращающегося с постоянной скоростью (рис. 1.6). Как известно, вблизи поверхности твердого тела в жидкости возникает тонкий пограничный слой. Поскольку вязкие силы в этом слое существенны, очевидно, что те частицы жидкости, которые находятся вблизи вращающегося цилиндра, приобретут движение в направлении вращения цилиндра. Циркуляция скорости, причиной возникновения которой является трение, создает силу, действующую на цилиндр в направлении, перпендикулярном направлению потока. Поэтому эта сила называется поперечной. Поперечная сила всегда направлена от той стороны вращающегося тела, на которой направление вращения и направление потока противоположны, к той стороне, на которой эти направления совпадают. Возникновение при указанных условиях поперечной силы называется *эффектом Магнуса* (по имени ученого, впервые открывшего это явление в 1852 г.).

Циркуляцию скорости можно определить, если рассмотреть в качестве примера простейший случай, когда жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью ω_0 вокруг некоторой оси. Возьмем в плоскости, перпендикулярной оси вращения, площадку, ограниченную окружностью радиусом r , с центром на оси вращения и вычислим циркуляцию скорости вдоль этой окружности. Так как окружная скорость течения жидкости в точках окружности равна $v_\tau = \omega_0 r$ и направлена по касательной к окружности, то циркуляция скорости вдоль выбранного контура (окружности) равна:

$$\Gamma = v_\tau \cdot 2\pi r.$$

Подставляя в полученное выражение значение окружной скорости, имеем

$$\Gamma = \pi r^2 \omega_0. \quad (1.16)$$

Таким образом, циркуляция скорости по замкнутому контуру равна площади контура, умноженной на удвоенную угловую скорость вращения жидкости. В курсах гидромеханики показано, что циркуляцию скорости можно вычислить подобным образом для любого замкнутого контура, проведенного в массе жидкости.

§ 2. Основные параметры работы нагнетателей

Работа любого нагнетателя характеризуется его рабочими параметрами, главными из которых являются: подача, напор (давление), мощность и КПД.

Подача. Объем жидкости, подаваемой нагнетателем в единицу времени, называется подачей. Как следует из определения, расход жидкости, проходящей в трубопроводе, равен подаче нагнетателя, сообщаемого этой жидкости движение. Подача насоса обозначается символом Q , м³/с, подача вентилятора — L , м³/с (м³/ч).

Напор (давление). Напор нагнетателя — понятие энергетическое. Для доказательства воспользуемся законом сохранения энергии и применим его для случая движения жидкости, проходящей через нагнетатель. Обратимся к схеме, изображенной на рис. 1.7. Если иметь в виду, что жидкость при прохождении через нагнетатель не подогревается (т. е. отсутствует подвод теплоты извне) и ее температура остается постоянной (нет изменения внутренней энергии), то закон сохранения энергии может быть сформулирован следующим образом: изменение механической энергии рабочего тела (в данном случае жидкости) равно работе внешних сил. Таким образом, чтобы написать уравнение сохранения энергии для жидкости, проходящей через нагнетатель, необходимо знать, какие силы действуют в жидкости.

Из курса гидравлики известно, что в движущейся жидкости помимо массовых сил имеются поверхностные силы давления и силы трения. Для жидкости, проходящей через нагнетатель, к ним добавятся силы, осуществляющие работу в рабочем органе (например, для лопастных нагнетателей это силы воздействия рабочих лопаток на жидкость). Определим работу всех названных сил.

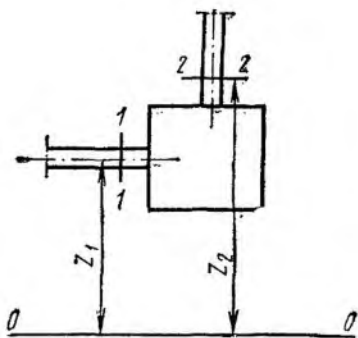


Рис. 1.7. К выводу уравнения сохранения энергии для работы нагнетателя

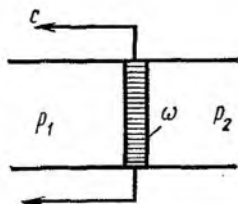


Рис. 1.8. К определению работы сил давления

а) Работа сил давления. Для понимания работы этих сил рассмотрим небольшой пример. Пусть имеется цилиндр площадью сечения ω , в котором перемещается поршень (рис. 1.8). Допустим, что в течение некоторого времени t давление в цилиндре справа от поршня было больше, чем давление слева, т. е. $p_2 > p_1$.

В этом случае сила давления $p_2\omega$ будет больше силы давления $p_1\omega$. В результате суммарного действия этих сил поршень начнет перемещаться в сторону меньшего давления. Следовательно, суммарная сила давления, осуществляющая работу по перемещению поршня со скоростью c , равна:

$$A_p = (p_2 - p_1)\omega ct.$$

В полученном выражении произведение ωc равно расходу Q жидкости, проходящей через сечение цилиндра. Имея в виду, что давление жидкости на выходе из нагнетателя больше, чем на входе, работу сил давления при перемещении жидкости из сечения 1—1 в сечение 2—2 (см. рис. 1.7) можно определить выражением

$$A_p = Qt(p_2 - p_1). \quad (1.17)$$

б) Работа сил трения. В технической механике жидкости потери напора h_w были определены как работа, совершаемая силами трения в потоке, отнесенная к единице веса движущейся жидкости. Поскольку в течение времени t через нагнетатель проходит жидкость весом γQt , то суммарная работа сил трения при

прохождении жидкости этого веса через нагнетатель будет равна:

$$A_{\tau} = \gamma Q t h_w. \quad (1.18)$$

в) Работа сил, совершаемая рабочим органом нагнетателя. Допустим, что в рабочем органе нагнетателя работа, осуществляемая над единицей веса жидкости, равна H_T . За тот же промежуток времени t через нагнетатель пройдет $\gamma Q t$ жидкости. Таким образом, вся работа, совершаемая рабочим органом нагнетателя на перемещение жидкости из сечения 1—1 в сечение 2—2, определяется выражением

$$A_{\pi} = \gamma Q t H_T. \quad (1.19)$$

Работа сил, определяемых выражениями (1.17)—(1.19), в соответствии с законом сохранения энергии должна пойти на изменение механической энергии, которая равна сумме кинетической $mc^2/2$ и потенциальной mgh энергии.

Пусть в сечении 1—1 кинетическая энергия потока жидкости равна $mc_1^2/2$, а в сечении 2—2 — $mc_2^2/2$. Тогда изменение кинетической энергии потока жидкости, прошедшей через нагнетатель, определится разностью

$$\Delta \mathcal{E}_k = mc_2^2/2 - mc_1^2/2.$$

Масса жидкости m , прошедшая через нагнетатель за время t , равна $\rho Q t$. Таким образом, окончательно выражение для изменения кинетической энергии потока жидкости, прошедшей из сечения 1—1 в сечение 2—2, будет иметь вид

$$\Delta \mathcal{E}_k = \rho Q t c_2^2/2 - \rho Q t c_1^2/2.$$

Для определения потенциальной энергии необходимо провести плоскость сравнения $O—O$ (см. рис. 1.7). Тогда изменение потенциальной энергии потока жидкости при перемещении ее нагнетателем из сечения 1—1 в сечение 2—2 при условии, что за время t через нагнетатель проходит масса жидкости $m = \rho Q t$, будет равно:

$$\Delta \mathcal{E}_n = \rho Q t g Z_2 - \rho Q t g Z_1.$$

Закон сохранения энергии для случая движения жидкости через нагнетатель запишется в виде выражения

$$\Delta \mathcal{E}_k + \Delta \mathcal{E}_n = A_{\pi} - A_{\tau} - A_p. \quad (1.20)$$

В выражении (1.20) работа сил трения и давления имеет отрицательный знак. Это означает, что силы дав-

ления и трения, действующие в жидкости, проходящей через нагнетатель, являются реактивными, т. е. тормозящими поток. И только силы, возникающие в рабочем органе нагнетателя, являются активными, т. е. создающими движение в направлении перемещения жидкости.

Подставляя в выражение (1.20) известное значение для работы и энергии, получаем

$$\frac{\rho Q t}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g \rho Q t (Z_2 - Z_1) = \gamma Q t H_T - \gamma Q t h_w - Q t (p_2 - p_1).$$

Обозначим разность $H_T - h_w = H$ и перепишем выражение в виде

$$\gamma Q t H = \gamma Q t (c_2^2/2g + Z_2 + p_2/\gamma) - \gamma Q t (c_1^2/2g + Z_1 + p_1/\gamma). \quad (1.21)$$

Сумма величин, входящих в первое слагаемое правой части выражения (1.21), называется запасом полной энергии потока на выходе из нагнетателя. Сумма величин, входящих во второе слагаемое правой части, определяет запас полной энергии потока на входе в нагнетатель. Левая часть выражения (1.21) определяет суммарную работу, совершаемую рабочим органом нагнетателя. Таким образом, работа, совершаемая рабочим органом нагнетателя, идет на изменение полной энергии потока проходящей через него жидкости.

Работу, совершаемую рабочим органом насоса, принято относить к весу жидкости ($\gamma Q t$), проходящей через насос. В этом случае выражение (1.21) приобретает вид

$$H = (c_2^2/2g + Z_2 + p_2/\gamma) - (c_1^2/2g + Z_1 + p_1/\gamma). \quad (1.22)$$

Величина H , определяемая выражением (1.22), называется *напором насоса* и представляет собой энергию, сообщенную единице веса жидкости, прошедшей через насос.

Работу, совершаемую рабочим органом вентилятора, принято относить к объему газа $L t$, прошедшего через вентилятор. В этом случае уравнение (1.21) запишется в виде

$$\gamma H = (\rho c_2^2/2 + \gamma Z_2 + p_2) - (\rho c_1^2/2 + \gamma Z_1 + p_1). \quad (1.23)$$

Имея в виду, что член γZ значительно меньше остальных слагаемых выражения (1.23), а произведение γH определяется в единицах давления, вместо уравнения (1.23) получаем выражение

$$\Delta p = (p_2 + \rho c_2^2/2) - (p_1 + \rho c_1^2/2). \quad (1.24)$$

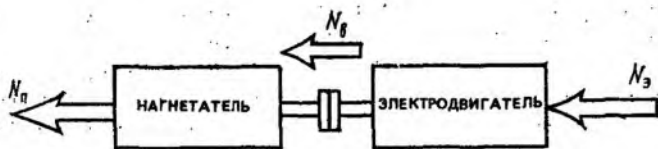


Рис. 1.9. Схема трансформации мощности при работе нагнетателя от электропривода

Давление вентилятора, определяемое выражением (1.24), представляет собой энергию, сообщенную единице объема газа, прошедшего через вентилятор.

Мощность. Под мощностью понимают энергию, сообщаемую или затрачиваемую в единицу времени. Используя такие понятия, как напор насоса H или давление вентилятора Δp , можно определить полезную мощность потока жидкости, выходящей из нагнетателя. Действительно, если каждой единице веса капельной жидкости сообщается энергия H , то при весовой подаче насоса, равной γQ , жидкость выходит из насоса, обладая полезной мощностью

$$N_n = \gamma Q H. \quad (1.25)$$

Проводя аналогичные рассуждения и рассматривая работу вентилятора, получим, что если каждой единице объема воздуха, прошедшего через вентилятор, сообщается давление Δp , то газ выходит из вентилятора, обладая полезной мощностью

$$N_n = \Delta p L. \quad (1.26)$$

В любой насосной или вентиляторной установке мощность в различных ее узлах не одинакова (рис. 1.9). Чаще всего приводом для нагнетателя является электродвигатель, который потребляет мощность $N_з$. Эта мощность в электродвигателе преобразуется в механическую мощность, которая выходит от электродвигателя в виде мощности на валу $N_в$. Вполне естественно, что мощность на валу меньше, чем мощность электрическая, так как часть мощности теряется при работе электродвигателя. Потери мощности в электродвигателе учитываются КПД электродвигателя $\eta_э$ в виде зависимости

$$N_в = N_з \eta_э.$$

Таким образом, нагнетателю подается мощность на валу, или, как иногда ее называют, мощность, потреб-

ляемая нагнетателем. Часть мощности на валу передается потоку жидкости, проходящей через нагнетатель, тогда из насоса нагнетателя жидкость выходит, обладая запасом мощности, которая называется *полезной* $N_{\text{п}}$. Если, например, насос создает напор H и через него движется жидкость с расходом Q , то полезная мощность насоса определится выражением (1.25).

В объемных насосах напор часто определяется в единицах давления, в этом случае

$$\gamma H = \Delta p,$$

где $\Delta p = p_2 - p_1$ — разность давления в напорном и всасывающем патрубках насоса.

Тогда полезная мощность объемного насоса определится зависимостью

$$N_{\text{п}} = Q(p_2 - p_1).$$

Полезная мощность нагнетателя меньше, чем мощность на валу, на величину потерь мощности в нагнетателе. Эти потери мощности учитываются КПД нагнетателя $\eta_{\text{н}}$. Таким образом,

$$N_{\text{п}} = N_{\text{в}} \eta_{\text{н}}.$$

КПД нагнетателя. Потери мощности в нагнетателе, определяемые величиной $\eta_{\text{н}}$, подразделяют на гидравлические, объемные и механические.

Механическими являются потери мощности на различные виды трения в рабочем органе нагнетателя. Если эти потери мощности обозначить через ΔN , то механический КПД будет равен:

$$\eta_{\text{м}} = (N_{\text{в}} - \Delta N) / N_{\text{в}}.$$

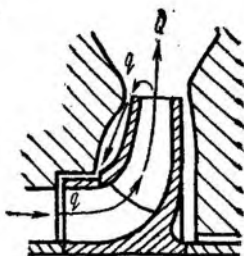
Объемные потери возникают в результате утечек жидкости через уплотнения в нагнетателе, а также перетоков из областей высокого давления в области низких, обусловленных особенностями конструкций. Перетоки отмечаются в лопастных нагнетателях. Там жидкость может перетекать обратно во всасывающий патрубок с периферии рабочего колеса через зазоры между рабочим колесом и корпусом нагнетателя (рис. 1.10).

Если объемы утечек и перетоков, происходящих в единицу времени, обозначить через q , то объемный КПД будет равен:

$$\eta_0 = Q / (Q + q),$$

где Q — подача насоса.

Рис. 1.10. Схема перетока жид-
кости в лопастном насосе



Гидравлический КПД (η_r) учитывает потери, кото-
рые возникают вследствие наличия гидравлических со-
противлений в подводе, рабочем колесе и отводе. Если
потери напора в рабочем органе нагнетателя обозначить
через h_w , то гидравлический КПД определится в виде

$$\eta_r = H / (H + h_w).$$

КПД нагнетателя равен произведению гидравличе-
ского, механического и объемного КПД

$$\eta_n = \eta_r \eta_o \eta_m.$$

ГЛАВА 2

КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ И ОБЛАСТЬ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

§ 3. Классификация нагнетателей

Гидравлической машиной называют устройство, преоб-
разующее механическую работу в энергию потока жид-
кости и наоборот. Гидравлическая машина, в которой
в результате обмена энергией происходит преобразова-
ние механической энергии жидкости в механическую
работу (вращение вала, возвратно-поступательное дви-
жение поршня и т. д.), называется *турбиной* или *гидро-
двигателем*. Гидравлическая машина, в которой проис-
ходит преобразование механической работы в механиче-
скую энергию жидкости, называется *нагнетателем*. К на-
гнетателям относятся насосы и воздуходувные машины.
Воздуходувные машины служат для повышения давле-
ния и подачи воздуха или другого газа. В зависимости
от степени сжатия воздуходувные машины разделяют
на вентиляторы и компрессоры.

Вентилятор — воздуходувная машина, предназначенная для подачи воздуха или другого газа под давлением до 15 кПа при организации воздухообмена.

Компрессором называют воздуходувную машину, предназначенную для сжатия и подачи воздуха и какого-либо газа под давлением не ниже 0,2 МПа.

Насос — устройство, служащее для напорного перемещения (всасывания, нагнетания) главным образом капельной жидкости в результате сообщения ей энергии.

Основное назначение нагнетателя — повышение полного давления перемещаемой среды. В зависимости от свойств среды (газ, чистая жидкость, загрязненная жидкость и взвесь, вязкая жидкость, агрессивная жидкость, жидкий металл, сжиженный газ и т. п.) применяются нагнетатели различных типов и конструкций. В практике довольно часто встречаются нагнетатели разных типов, названия которым даны в зависимости от их назначения и особенностей эксплуатации (питательные, циркуляционные, конденсатные насосы для тепловых электростанций и т. п.). Нагнетатели в основном классифицируют по принципу действия и конструкции. В этом смысле их подразделяют на объемные и динамические.

Объемные нагнетатели работают по принципу вытеснения, когда давление перемещаемой среды повышается в результате сжатия. К ним относятся возвратно-поступательные (диафрагменные, поршневые) и роторные (аксиально- и радиально-поршневые, шиберные, зубчатые, винтовые и т. п.) насосы.

Динамические нагнетатели работают по принципу силового воздействия на перемещаемую среду. К ним относятся лопастные (радиальные, центробежные, осевые) нагнетатели и нагнетатели трения (вихревые, дисковые, струйные и т. п.).

Нагнетатели, используемые в системах теплогазоснабжения и вентиляции, должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) соответствие фактических параметров работы (p , L и N) заданным расчетным условиям;
- 2) возможность регулирования подачи и давления в определенных пределах;
- 3) устойчивость и надежность в работе;
- 4) простота монтажа;
- 5) бесшумность при работе.

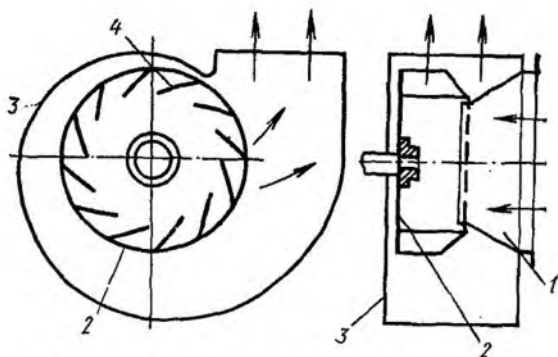


Рис. 2.1. Схема радиального вентилятора

1 — коллектор; 2 — рабочее колесо; 3 — спиральный кожух; 4 — лопатка

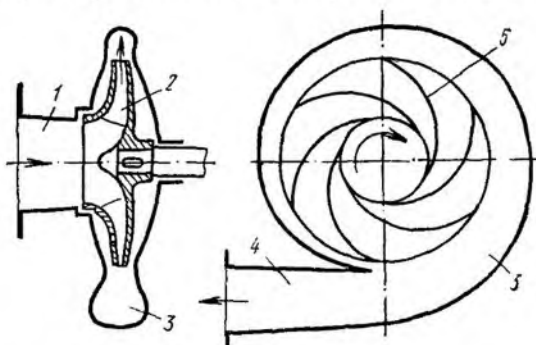


Рис. 2.2. Схема центробежного насоса

1 — входной патрубок; 2 — рабочее колесо; 3 — корпус; 4 — нагнетательный патрубок; 5 — лопатка

Рассмотрим схемы и принципы действия нагнетателей разного типа.

В радиальном вентиляторе со спиральным кожухом (рис. 2.1) перемещаемая среда, двигаясь в осевом направлении через всасывающий коллектор, попадает на вращающееся рабочее колесо, снабженное лопатками, изменяет направление своего движения к периферии колеса, закручивается в направлении вращения, поступает в спиральный кожух и затем через отверстие выходит из нагнетателя. Рабочее колесо сидит на валу и приводится во вращение приводом. Вал вращается в подшипниках, укрепленных на станине или непосредственно на кожухе.

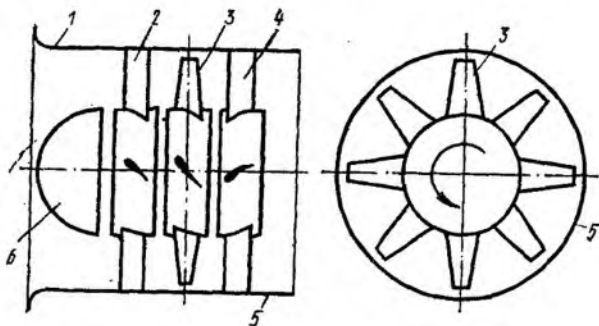


Рис. 2.3. Схема осевого вентилятора

1 — коллектор; 2 — входной направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо; 4 — выходной направляющий аппарат; 5 — кожух (обечайка); 6 — обтекатель

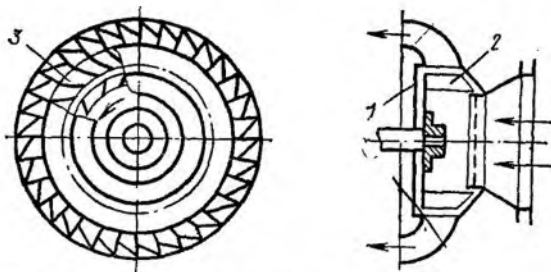


Рис. 2.4. Схема прямоточного вентилятора

1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — диффузор

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеет центробежный насос, изображенный на рис. 2.2.

К достоинствам таких вентиляторов следует отнести возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, высокий КПД (более 80%), простоту изготовления, высокую равномерность подачи и относительную простоту ее регулирования. Недостатком является то, что подача зависит от сопротивления сети.

В осевом вентиляторе (рис. 2.3) поток движется преимущественно в направлении оси вращения и некоторое закручивание приобретает лишь при выходе из колеса. Поток через коллектор поступает во входной направляющий аппарат, затем в рабочее колесо и в выходной направляющий аппарат. Колесо сидит на валу, вращающемся в подшипниках, укрепленных на стойках.

Колесо и направляющие аппараты заключены в кожух (обечайку). Втулка рабочего колеса имеет обтекатель.

Как в осевом, так и в радиальном вентиляторе передача энергии от двигателя потоку среды происходит во вращающемся рабочем колесе.

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеет осевой насос, схема которого изображена на рис. 4.32.

Осевые нагнетатели просты в изготовлении, компактны, реверсивны; по сравнению с радиальными нагнетателями они имеют более высокие КПД и подачу при относительно низком давлении (напоре).

В прямоточном радиальном вентиляторе (рис. 2.4) перемещаемая среда вначале также движется в осевом направлении и поступает во вращающееся рабочее колесо, где под действием центробежной силы проходит в радиальном направлении в межлопаточном пространстве и выходит в осевом направлении по кольцу через радиальный лопастной диффузор, стенки которого имеют криволинейную форму, а лопасти установлены на осесимметричном коленообразном участке диффузора. В диффузоре часть динамического давления преобразуется в статическое. КПД вентилятора достигает 70 %. Одним из преимуществ вентиляторов такого типа является возможность размещения электродвигателя внутри кожуха, что приводит к улучшению шумовых характеристик установки. Изготовление таких вентиляторов несколько сложнее, чем обычных.

Смерчевой вентилятор (рис. 2.5) имеет рабочее колесо с небольшим числом лопаток, прикрепленных к заднему диску. Это колесо размещено в специальной нише в задней стенке спирального кожуха. При вращении колеса возникает вихревое течение, аналогичное атмосферному вихрю — смерчу, в центральной и периферийной частях которого образуется перепад давлений, являющийся побудителем движения воздуха. Вследствие этого основная часть потока с содержащимися в нем примесями проходит через нагнетатель, минуя рабочее колесо. КПД вентилятора не превышает 60 %.

Дисковый вентилятор (рис. 2.6) относится к нагнетателям трения. Рабочее колесо у такого нагнетателя представляет собой пакет дисков (колец), расположенных с небольшим зазором перпендикулярно оси вращения колеса. Передача энергии от колеса потоку жид-

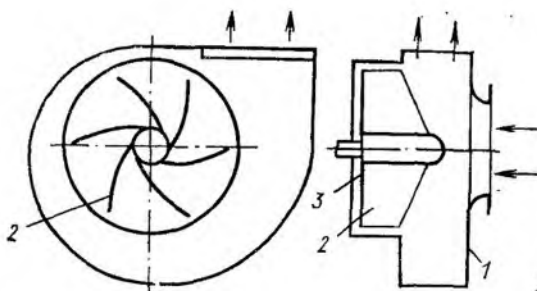


Рис. 2.5. Схема смерчевого вентилятора
1 — кожух; 2 — лопатка; 3 — задний диск

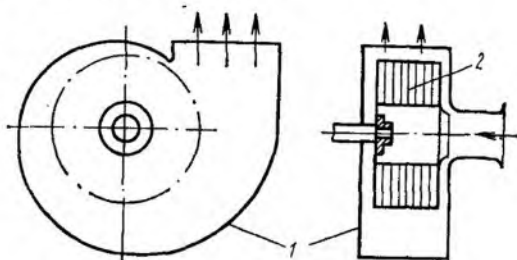


Рис. 2.6. Схема дискового вентилятора
1 — корпус; 2 — рабочее колесо

кости происходит в результате действия сил трения в пограничном слое, образующемся на дисках. Отсутствие срывных вихревых зон, неизбежных в лопастном рабочем колесе, способствует устойчивой работе дисковых машин с малым шумом. КПД таких нагнетателей не превышает 40—45 %.

Вихревой насос (рис. 2.7) относится к машинам трения. Его рабочее колесо, аналогично колесу центробежного насоса, засасывает жидкость из внутренней части канала и нагнетает ее во внешнюю, в результате чего возникает продольный вихрь. При прохождении жидкости через рабочее колесо в вихревом насосе, как и в центробежном, увеличиваются кинетическая энергия жидкости (увеличивается ее скорость) и потенциальная энергия давления.

Рабочим органом насоса является рабочее колесо с радиальными или наклонными лопатками. Колесо вращается в цилиндрическом корпусе с малыми торцовы-

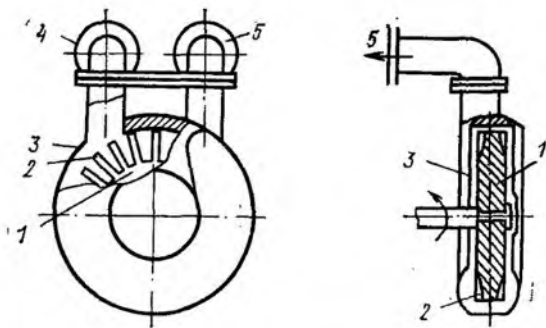


Рис. 2.7. Схема вихревого насоса

1 — рабочее колесо; 2 — лопатка; 3 — корпус; 4 — всасывающее отверстие; 5 — выходное отверстие

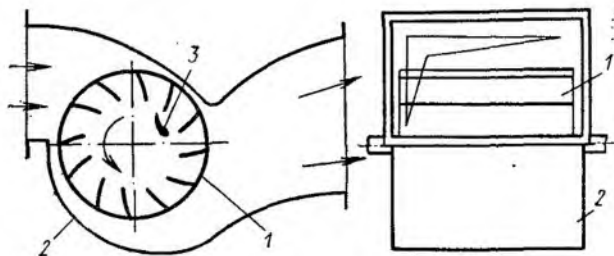


Рис. 2.8. Схема диаметрального вентилятора

1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — неподвижное тело

ми зазорами. Жидкость поступает через всасывающее отверстие в канал, перемещается по нему рабочим колесом и выбрасывается через выходное отверстие.

Вихревой насос по сравнению с центробежным обладает следующими достоинствами: создаваемое им давление в 3—5 раз больше при одинаковых размерах и частоте вращения рабочего колеса; конструкция проще и дешевле; обладает самовсасывающей способностью; может работать на смеси жидкости и газа; подача меньше зависит от противодействия сети. Недостатками насоса являются низкий КПД, не превышающий в рабочем режиме 45 %, и непригодность для подачи жидкости, содержащей абразивные частицы (так как это приводит к быстрому изнашиванию стенок торцовых и радиальных зазоров и, следовательно, падению давления и КПД).

Диаметральный вентилятор (рис. 2.8) имеет следующий принцип действия. Если во вращающееся колесо барабанного типа поместить неподвижное тело, расположенное несимметрично относительно оси колеса, то осесимметричный вихрь, образующийся вокруг колеса, смещается в сторону, и возникает течение воздуха через колесо в сторону меньшего сечения. Поперечное течение появляется также при установке лопаточного колеса в несимметричном коленообразном корпусе.

Диаметральные вентиляторы имеют следующие преимущества по сравнению с радиальными: диаметральные вентиляторы с широкими колесами могут непосредственно присоединяться к воздуховодам, имеющим сечение в форме вытянутого прямоугольника; диаметральные вентиляторы могут создавать значительные давления даже при невысоких окружных скоростях рабочих колёс, поскольку поток воздуха дважды пересекает лопаточное колесо.

Недостатки, мешающие более широкому применению диаметральных вентиляторов, состоят в следующем: невысокий КПД (максимальный 60—65 %); повышенный уровень шума; возможность появления неустойчивых режимов работы в области, где с увеличением подачи наблюдается рост давления; существенные перегрузки электродвигателя при уменьшении сопротивления сети.

Поршневой нагнетатель (рис. 2.9) состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого перемещается поршень с кольцами, всасывающего и нагнетательного клапанов. Поршень в корпусе совершает возвратно-поступательное движение. Преобразование вращательного движения привода в возвратно-поступательное движение поршня осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма. При движении поршня вправо открывается клапан 3, и жидкость заполняет пространство внутри корпуса. При этом клапан 4 закрыт. При движении поршня влево клапан 3 закрыт, открывается клапан 4, и жидкость выталкивается в нагнетательный трубопровод.

Поршневые нагнетатели имеют следующие достоинства: высокий КПД (до 95 %); возможность получения высоких давлений; независимость подачи от противодавления сети; возможность запуска в работу без предварительного залива (при использовании в качестве на-

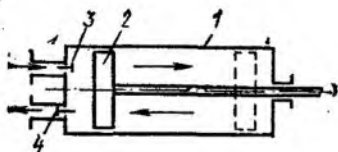


Рис. 2.9. Схема поршневого нагнетателя

1 — корпус; 2 — поршень; 3 — всасывающий клапан; 4 — нагнетательный клапан

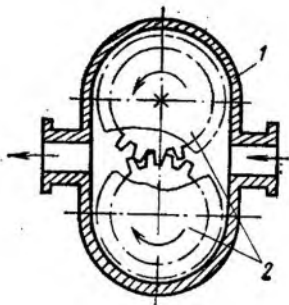


Рис. 2.10. Схема зубчатого насоса

1 — корпус; 2 — шестерня

сосов). К недостаткам относятся громоздкость конструкции; невозможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей из-за сложности привода через кривошипно-шатунный механизм; сложность регулирования подачи.

Зубчатый (шестеренный) насос (рис. 2.10) состоит из двух шестерен, расположенных в корпусе. Одна из шестерен приводится в движение расположенным на одной оси электродвигателем, а вторая получает вращение от первой благодаря плотному зацеплению зубьев. При работе жидкость захватывается зубьями колес, отжимается к стенкам корпуса и перемещается со стороны всасывания на сторону нагнетания. Переток жидкости в обратном направлении практически отсутствует из-за плотного сцепления зубьев.

Число зубьев в пределе может быть уменьшено до двух, при этом вращающиеся элементы будут иметь очертания, напоминающие восьмерку (рис. 2.11). В таком нагнетателе необходимо обеспечить привод от двигателя обеих «восьмерок», так как в отличие от зубчатых насосов они не имеют зацепления.

К достоинствам нагнетателей данного вида следует отнести компактность, простоту конструкции, отсутствие клапанов, возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, независимость подачи от противодействия сети, реверсивность, возможность получения высоких давлений (5 МПа для шестеренного насоса, 0,5 МПа для насоса «восьмерочного» типа). Основные недостатки состоят в быстром износе

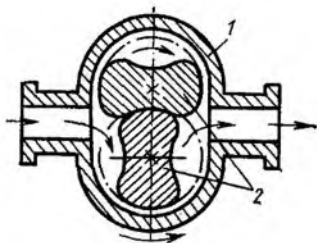


Рис. 2.11. Схема нагнетателя восьмерочного типа
1 — корпус; 2 — рабочее колесо

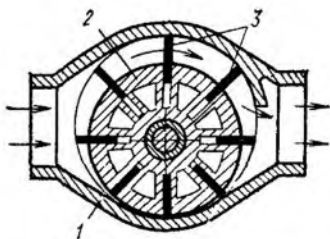


Рис. 2.12. Схема пластинчатого нагнетателя
1 — корпус; 2 — ротор; 3 — пластины

рабочих органов, невысокой подаче и сравнительно низком КПД (до 0,75 %).

Пластинчатый нагнетатель (рис. 2.12), как и зубчатый, относится к группе роторных машин. Он состоит из цилиндрического корпуса, в котором эксцентрично расположен массивный ротор с радиальными продольными пазами, где свободно размещены пластины, выполненные из материала, хорошо сопротивляющегося истиранию. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил выходят из пазов, прижимаются к внутренней поверхности корпуса, захватывают на стороне всасывания жидкость и перемещают ее к нагнетательному трубопроводу, т. е. пластины как бы выполняют роль поршня.

К достоинствам нагнетателя относятся высокая равномерность подачи, возможность непосредственного соединения с электродвигателем, отсутствие клапанов, реверсивность, независимость подачи от противодавления сети. К недостаткам следует отнести повышенную чувствительность к качеству перемещаемой жидкости (наличию в ней механических примесей), быстрый износ кромок пластин, довольно низкий КПД — 50 % (из-за перетекания жидкости через зазоры между кромками пластин и стенками корпуса).

В **струйных нагнетателях** смешение двух жидких или газообразных сред происходит под воздействием давления, создаваемого другими нагнетателями (например, насосами или вентиляторами). Движение перемещаемой жидкости обеспечивается струей рабочей жидкости.

Известны две конструктивные схемы струйных аппаратов. В аппаратах, выполненных по первой схеме

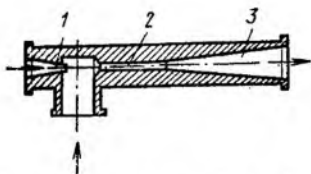


Рис. 2.13. Схема водоструйного нагнетателя

1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор

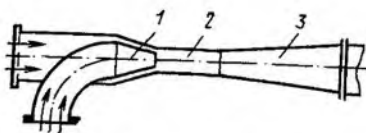


Рис. 2.14. Схема эжектора

1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор

(рис. 2.13), подмешиваемый поток поступает под углом 90° к оси аппарата. Вследствие больших потерь на удар при смешивании потоков КПД этих аппаратов очень низок и не превышает 25 %. В аппаратах, выполненных по второй схеме (рис. 2.14), подмешиваемый поток подводится вдоль оси аппарата. При этом, как доказал проф. П. Н. Каменев, их КПД может быть доведен до 43,5 %.

Любой струйный аппарат состоит из сопла, куда подается рабочая жидкость (вода, газ, пар), камеры смешения, где смешиваются рабочая и подсосываемая жидкости, и диффузора, в котором осуществляется преобразование кинетической энергии в потенциальную, т. е. создается давление.

Работает струйный аппарат следующим образом. Рабочая жидкость выходит из сопла с большой скоростью в виде струи, несущей большой запас кинетической энергии. Активная рабочая струя захватывает окружающую жидкость и передает ей часть своей энергии. Образовавшийся смешанный поток движется в проточной части аппарата. В камере смешения в результате обмена импульсами происходит выравнивание поля скоростей потока и за счет высвобождающейся кинетической энергии растет его статическое давление. Затем поток поступает в диффузор, где вследствие уменьшения скорости и, следовательно, динамического давления потока происходит увеличение статического давления.

К достоинствам струйных аппаратов следует отнести простоту конструкции и отсутствие подвижных элементов; к недостаткам — очень низкий КПД.

В пневматических нагнетателях (подъемниках) для подъема жидкости используется сжатый воздух или технический газ. Идея подъема жидкости сжатым воз-

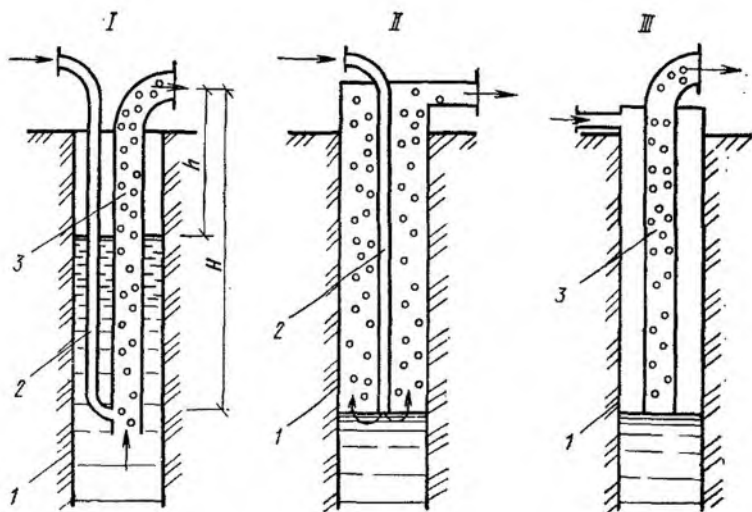


Рис. 2.15. Схема газлифта (эрлифта)

1 — обсадная труба; 2 — газовая труба; 3 — подъемная труба

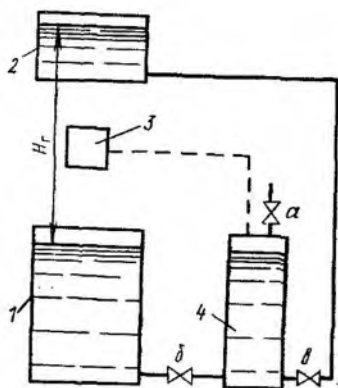


Рис. 2.16. Схема пневматического подъемника периодического действия

духом возникла в конце 18 в., но только спустя столетие нашла практическое применение для подъема воды и нефти из скважин. Аппарат, в котором воплотилась эта идея, получил название *газлифт* (*эрлифт*). Теория газлифта, правильно объясняющая его действие увлечением жидкости всплывающими пузырьками воздуха, была разработана лишь в 1941 г. Н. М. Герсевановым.

Существует три типа газлифтов (рис. 2.15): I — с двумя трубами: газовой и для подъема жидкости (жидкостной); II — с одной газовой и III — с одной жидкост-

ной трубой, установленной в обсадной трубе и опущенной в скважину. В газлифте I и II типов сжатый воздух (или газ) под давлением нагнетается в скважину по газовой трубе, а в газлифте III типа воздух нагнетается в кольцевое пространство между обсадной и жидкостной трубами. В жидкостных трубах образуется смесь жидкости и воздуха (или газа) — эмульсия. Пузырьки воздуха (или газа) устремляются вверх, увлекая с собой жидкость. Достигнув верха труб, эмульсия изливается. Пузырьки воздуха (или газа) по мере движения вверх увеличиваются в объеме вследствие уменьшения в них давления, при этом возрастает скорость подъема эмульсии. При подъеме пузырьков часть жидкости не увлекается ими и падает вниз. Чем меньше скорость подъема эмульсии, тем больше утечка жидкости. Практикой установлены следующие оптимальные скорости движения эмульсии. При входе воздуха (или газа) $v \geq 3$ м/с, при изливе $v = 6 \div 8$ м/с. При увеличении скорости быстро возрастают потери давления, а при ее уменьшении увеличивается скольжение пузырьков воздуха (или газа), что приводит к увеличению потерь жидкости. На выходе эмульсии из газлифта сепаратором производится разделение газа и жидкости. Сепаратором для воды служит отражатель в виде зонта, установленный в приемном баке. Эмульсия ударяется о внутреннюю поверхность отражателя, воздух улетучивается, а вода стекает с отражателя в бак, откуда по трубам направляется в систему водоснабжения.

Для нормальной работы газлифта необходимо, чтобы высота слоя жидкости в скважине была больше высоты ее подъема ($H - h > h$), а также, чтобы уровень жидкости был постоянным (так называемый динамический уровень), а коэффициент погружения $K = H/h$ находился в пределах 1,7—3,5. Встречающиеся на практике газлифты имеют подачу 1—500 м³/ч с высотой подъема воды 10—200 м.

Несмотря на малый КПД (15—36 %) подъем жидкости с помощью газлифтов обладает следующими достоинствами: простота устройства, отсутствие в скважине механизмов, надежность и бесперебойность действия, невысокие требования к качеству жидкости.

К пневматическим подъемникам относится и пневматическое устройство периодического действия (рис. 2.16). Подъем воды из резервуара 1 в бак 2 на высоту H_r осу-

ществляется с помощью компрессора 3 и пневматического баллона 4. При отключенном компрессоре и открытых задвижках *a* и *б* баллон заполняется водой. Закрыв задвижки *a* и *б*, открывают задвижку *в* и, включив компрессор, вытесняют воду в бак. Цикл подачи осуществляется периодически.

§ 4. Области применения различных нагнетателей

Нагнетатели различных типов находят широкое применение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских, общественных и промышленных зданий, в системах тепло-, газо- и водоснабжения, в различных теплоэнергетических установках, в химической, добывающей, машиностроительной и других отраслях народного хозяйства.

Наибольшее применение получили *радиальные* (центробежные) нагнетатели со спиральным кожухом общего и специального назначения. Используемые в качестве насосов, они создают напор 3500 м и более и имеют подачу 100 000 м³/ч в одном агрегате; при использовании в качестве вентиляторов их подача достигает 1 000 000 м³/ч в одном агрегате.

В системах теплоснабжения центробежные насосы применяют для подачи сетевой воды.

В теплоэнергетических установках (рис. 2.17) центробежные насосы применяют для питания котлоагрегатов, а также подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды и циркуляционной воды в конденсаторы турбин. Их применяют также в системах гидрозолоудаления.

Большинство приточно-вытяжных установок гражданских, общественных и промышленных зданий оснащено радиальными вентиляторами низкого и среднего давления.

Радиальные вентиляторы являются неотъемлемой частью котлоагрегатов тепловых электрических станций и крупных котельных. Для отсасывания дымовых газов из топков котельных агрегатов применяют *дымососы*. Для подачи воздуха в топки котлоагрегатов предназначены *дутьевые вентиляторы*. При сжигании в топках котлоагрегатов неагрессивной угольной пыли ее пневматическая транспортировка осуществляется *мельничными вентиляторами*.

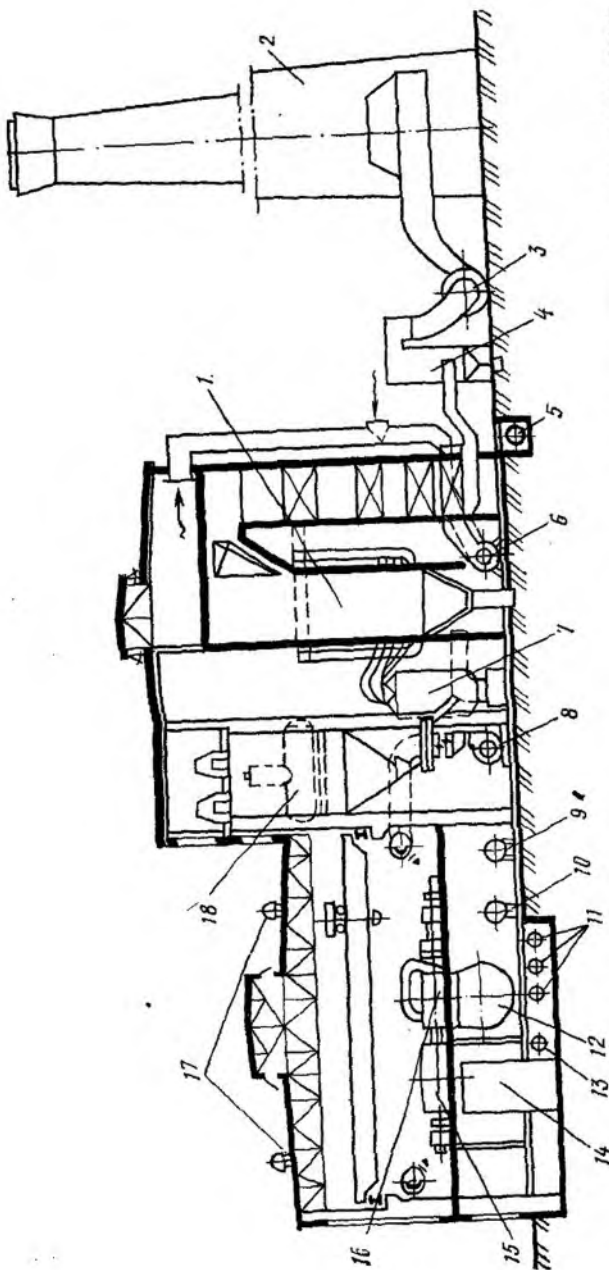


Рис. 2.17. Схема тепловой электрической станции

1 — котлоагрегат; 2 — дымовая труба; 3 — дымосос; 4 — мокрый золоуловитель; 5 — багровый насос; 6 — дутьевой вентилятор; 7 — пылеугольные мельницы; 8 — приточный вентилятор; 9 — питательный насос; 10 — сетевой насос; 11 — компрессорные насосы; 12 — конденсатор; 13 — циркуляционный насос; 14 — электрическое распределительное устройство; 15 — электрический генератор; 16 — турбина; 17 — вытяжной вентилятор; 18 — деаэратор

Малогобаритные радиальные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм в последние годы все шире используют для практического решения задач современной техники. Они применяются для создания микроклимата в ограниченном пространстве, охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, обслуживания портивных фильтров и других целей.

Радиальные вентиляторы среднего и высокого давления широко применяются в системах пневмотранспорта деревообрабатывающих, металлургических, машиностроительных и других предприятий.

Специфические особенности технологического процесса ряда производств обусловили появление радиальных вентиляторов, выполненных из нержавеющей стали, из алюминиевых сплавов с повышенной защитой от искрообразования, из титановых сплавов, пластмассы и т. д.

Осевые нагнетатели широко применяются как в качестве вентиляторов, так и в качестве насосов. Осевые вентиляторы используются в установках местного проветривания для вентиляции отдельных выработок, стволов и участков шахтной вентиляционной сети; для проветривания станций и перегонных тоннелей метрополитена; в вентиляторных градирнях тепловых электростанций и др. В последние годы в связи с увеличением мощностей паровых турбин циркуляционная вода в конденсаторы турбин подается быстроходными осевыми насосами.

Прямоточные радиальные вентиляторы используют в установках с ограниченными размерами. Представляется, что такие вентиляторы найдут применение в кондиционерах (исходя из их компоновочных возможностей и организации потоков).

Смерчевые вентиляторы целесообразно применять для перемещения среды, которую нельзя подвергать механическому повреждению, а также для пневматического транспортирования материалов, вызывающих большой износ лопаток и дисков рабочих колес.

Дисковые вентиляторы благодаря своей малозумности устанавливаются в местных кондиционерах для вентиляции помещений, где недопустим шум, и в других специальных установках. Разработаны конструкции дисковых насосов, обладающих высокими антикавитационными качествами.

Вихревые насосы обычно применяют при необходимости создания большого напора при малой подаче. Поэтому их широко применяют в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов, где при малых подачах (мала скорость протекания химических реакций) необходимы высокие напоры (велики гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Вихревые машины используют в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления. В последние годы они находят применение в системах перекачки сжиженного газа.

Диаметральные вентиляторы благодаря их конструктивным особенностям начинают широко использоваться в системах вентиляции и кондиционирования воздуха кабин самоходных сельскохозяйственных машин, в лазерных технологических установках, в электротермическом оборудовании, в бытовых установках и т. п.

Поршневые насосы применяются для питания паровых котлоагрегатов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлоагрегатов. На тепловых электростанциях поршневые компрессоры служат для обдува поверхностей нагрева котельных агрегатов с целью их очистки от летучих золы и сажи, а также для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента.

Роторные нагнетатели применяются на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин (шестеренные насосы), часто используются в качестве компрессоров.

Струйные нагнетатели получили широкое применение во многих отраслях народного хозяйства: в промышленной теплоэнергетике; в теплофикационных установках — в качестве элеваторов на вводах теплосети в здания; в системах вентиляции цехов химических предприятий, взрыво- и пожароопасных помещений — в качестве эжекторов в вытяжных установках; в холодильных установках и для питания паровых котлов в передвижных паросиловых установках — в качестве инжекторов; в установках пневмо- и гидротранспорта, водоснабжения и др.

Применение газлифтов целесообразно в случае подачи агрессивных жидкостей на небольшую высоту. Такие

случаи встречаются в химической и пищевой отраслях промышленности. Газлифты иногда применяют на тепловых электростанциях для подъема воды из буровых скважин основного или резервного хозяйственного водоснабжения.

Центробежные компрессоры являются основным видом компрессорных машин в химическом и металлургическом производствах. Эти машины получают распространение в системах магистрального газоснабжения.

Компрессоры используются практически во всех отраслях народного хозяйства. Сжатый воздух как энергоноситель применяется в различных пневматических устройствах на машиностроительных и металлообрабатывающих заводах, в горно-добывающей и нефтяной промышленности, при производстве строительных и ремонтных работ. Компрессоры необходимы в газовой промышленности при добыче, транспортировке и использовании природных и искусственных газов.

В установках умеренного и глубокого холода, а также в газотурбинных установках компрессоры являются органической частью, в значительной степени определяющей экономичность агрегатов.

ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

§ 5. Принцип работы и основы гидродинамики лопастных нагнетателей

Наибольшее распространение среди лопастных нагнетателей получили центробежные и осевые. Принцип работы этих нагнетателей рассмотрим на примере обтекания потоком жидкости решетки аэродинамических профилей (рис. 3.1). Пусть имеется неподвижная решетка, составленная из профилей несимметричного сечения, установленных под некоторым углом α_0 к потоку жидкости, движущемуся с относительной скоростью w . Поток, подойдя к нижней части профиля, отклоняется и меняет свое направление.

Изменение направления движения жидкости связано с изменением скорости. Поэтому те частички жидкости,

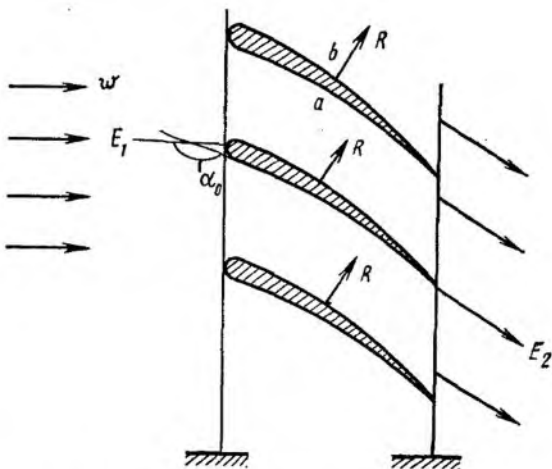


Рис. 3.1. Схема обтекания потоком решетки аэродинамических профилей

которые обтекают профиль снизу, тормозятся. Следовательно, скорость жидкости вблизи точки a (w_a) меньше, чем скорость жидкости вблизи точки b (w_b). В соответствии с уравнением Д. Бернулли давление в точке a (p_a) будет больше, чем давление в точке b (p_b), т. е. $p_b < p_a$.

Таким образом, на каждый профиль решетки действует сила давления, которая дает результирующую R . Суммарная сила воздействия потока на решетку определится суммой всех сил, действующих на каждый профиль. Но до тех пор, пока решетка неподвижна, никакой работы эта сила не производит, и энергия, которой обладает поток жидкости до решетки E_1 , равна энергии потока за решеткой E_2 . Но стоит только убрать связи и дать возможность решетке перемещаться с некоторой переносной скоростью u , как сразу же произойдет работа, и энергия потока за решеткой уменьшится. Проведенные рассуждения показывают, что для совершения работы при обтекании потоком жидкости решетки профилей необходимо существование двух видов движения: относительного (со скоростью w) и переносного (со скоростью u). Существование одного из этих видов движения вызовет появление другого только в том случае, если обтекание профилей носит несимметричный характер.

Рассмотренный пример обтекания потоком жидкости решетки относится к пояснению работы турбин. Для того чтобы от турбины перейти к насосу, достаточно заставить двигаться решетку профилей.

Рабочее колесо любого лопастного нагнетателя представляет собой решетку несимметрично установленных профилей, которые приводятся в движение (вращение) с помощью электродвигателя. Переносное движение, вызванное вращением рабочего колеса, и несимметричное расположение профиля по отношению к жидкости вызывают появление сил реакции между профилем и жидкостью. При работе этих сил осуществляется передача энергии жидкости, в результате чего появляется относительное движение жидкости и, следовательно, ее непрерывное нагнетание.

Механизм возникновения сил взаимодействия между потоком жидкости и обтекаемой им лопасти машины рассмотрим на примере обтекания одиночного профиля плоскопараллельным потенциальным потоком жидкости. Расположение профиля, показанное на рис. 3.2, соответствует нагнетателю, лопасти турбины которого обращены своей выпуклостью в обратную сторону.

Систему координат примем таким образом (см. рис. 3.2), чтобы ось x совпадала с направлением движения потока, скорость которого на большом расстоянии от тела равна w_0 , а давление — p_0 . Как известно, при относительном движении тела и жидкости между ними возникают силы взаимодействия. Допустим, что равнодействующая этих сил, возникающая как реакция тела на поток, равна R и направлена произвольно в сторону, противоположную направлению движения потока. Разложим эту силу на составляющие вдоль выбранных осей координат и обозначим эти составляющие через F_x и F_y . Назовем F_x продольной, а F_y поперечной составляющей силы взаимодействия. Продольную составляющую F_x (направленную навстречу потоку) принято называть *силой лобового сопротивления*; поперечную составляющую F_y — *подъемной силой*.

Оценим возможность существования каждой из этих сил в случае обтекания тела плоскопараллельным потоком идеальной жидкости. Применим для этого случая теорему импульсов, согласно которой изменение вектора количества движения массы жидкости равно импульсу равнодействующей сил, приложенных к этой массе.

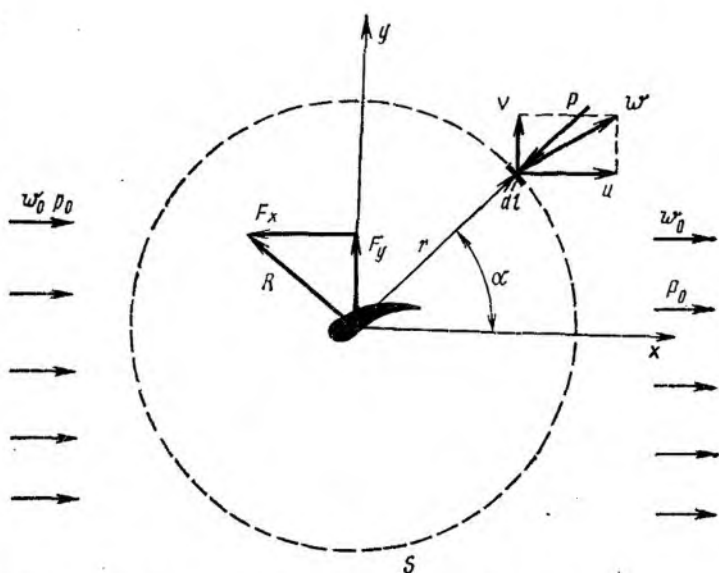


Рис. 3.2. Схема к выводу теоремы о подъемной силе

Для правильного применения теоремы импульсов в гидродинамике рассматриваемую массу жидкости принято ограничивать замкнутой, так называемой контрольной поверхностью (на рис. 3.2 эта поверхность проведена пунктирной линией). В этом случае векторная сумма всех сил, действующих на жидкость, заключенную внутри контрольной поверхности, уравнивается изменением количества движения жидкости относительно последней.

§ 6. Теорема Н. Е. Жуковского

Для определения сил взаимодействия лопасти нагнетателя с обтекающей ее жидкостью Н. Е. Жуковский применил теорему импульсов к контрольной поверхности в виде круглого цилиндра.

Повторим вкратце вывод теоремы Н. Е. Жуковского для случая, когда длина образующей цилиндра равна b , радиус площади основания r , а его ось совпадает с осью аэродинамического профиля (см. рис. 3.2).

Запишем уравнение, выражающее теорему импульсов в проекции на координатные оси x и y . Для этого вы-

берем на контрольной поверхности элементарную площадку $ds = bdl$. На этой площадке действуют только силы гидродинамического давления, равные pds . Составляющие скорости потока жидкости, проходящего через контрольную поверхность в продольном и поперечном направлении, обозначим через u и v соответственно.

Проекция на ось x всех сил, действующих на массу жидкости, заключенную внутри контрольной поверхности, равна

$$-F_x = \int_s pds \cos \alpha; \quad (3.1)$$

на ось y —

$$F_y = \int_s pds \sin \alpha. \quad (3.2)$$

Действие этих сил приводит к изменению количества движения (ρQw) массы жидкости, проходящей в единицу времени через контрольную поверхность. Проекция на ось x изменения количества движения массы жидкости, прошедшей в единицу времени через поверхность s , равна:

$$\rho \int_s (u \cos \alpha + v \sin \alpha) u ds; \quad (3.3)$$

на ось y —

$$\rho \int_s (u \cos \alpha + v \sin \alpha) v ds. \quad (3.4)$$

Выражение $(u \cos \alpha + v \sin \alpha) ds$ определяет расход жидкости, проходящий через элементарное живое сечение ds на контрольной поверхности.

Используя выражения (3.1) и (3.3), уравнение сохранения импульса в проекции на ось x запишем в виде

$$-F_x = \int_l p b dl \cos \alpha = \rho \int_l (u \cos \alpha + v \sin \alpha) u b dl. \quad (3.5)$$

Воспользуемся известным соотношением

$$dl = r d\alpha$$

и подставим его в уравнение (3.5). Учитывая, что $b = \text{const}$, заменяя переменные и пределы интегрирования, вместо выражения (3.5) получаем

$$-F_x = b \int_0^{2\pi} p r \cos \alpha d\alpha = \rho b \int_0^{2\pi} u^2 r \cos \alpha d\alpha + \rho b \int_0^{2\pi} v u r \sin \alpha d\alpha. \quad (3.6)$$

При увеличении радиуса окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения $r=r_0$, при котором поток, проходящий через контрольную поверхность, становится невозмущенным (от воздействия профиля), видно, что продольная составляющая скорости u стремится к скорости невозмущенного потока w_0 , поперечная составляющая скорости v стремится к нулю, а давление p на контрольной поверхности стремится к давлению в невозмущенном потоке p_0 . С учетом сказанного уравнение (3.6) переписывается в виде

$$-F_x - p_0 r_0 b \int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha = p r_0 w_0^2 \int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha. \quad (3.7)$$

Имея в виду, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \cos \alpha d\alpha = 0,$$

из выражения (3.7) получаем

$$F_x = 0. \quad (3.8)$$

Полученное выражение (3.8) показывает, что в случае обтекания тела потоком идеальной жидкости сила лобового сопротивления отсутствует. Поэтому для возникновения лобового сопротивления необходимо наличие в потоке вязких сил.

Запишем уравнение сохранения импульса в проекции на ось y , для чего воспользуемся выражениями (3.2) и (3.4). В этом случае имеем

$$F_y = \int_s p ds \sin \alpha = \rho \int_s (uv \cos \alpha + v^2 \sin \alpha) ds. \quad (3.9)$$

Преобразуем правую часть уравнения (3.9), подставив в него выражение, полученное из треугольника скоростей (см. рис. 3.5):

$$v^2 = w^2 - u^2.$$

Имеем последовательно

$$\begin{aligned} & \int_s (uv \cos \alpha + w^2 \sin \alpha - u^2 \sin \alpha) ds = \\ & = \int_s [u(v \cos \alpha - u \sin \alpha) + w^2 \sin \alpha] ds. \end{aligned}$$

Заметим, что выражение

$$v \cos \alpha - u \sin \alpha = v_\tau$$

есть проекция скорости потока w на касательную к контрольной поверхности, выраженная через составляющие u и v . Тогда с учетом принятых обозначений уравнение (3.9) можно записать в виде

$$F_y - b \int_0^{2\pi} \rho r \sin \alpha da = \rho b \oint uv_\tau dl + \rho b \int_0^{2\pi} w^2 r \sin \alpha da. \quad (3.10)$$

Увеличивая радиус окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения r_0 , видим, что в невозмущенном потоке продольная составляющая скорости u в первом слагаемом правой части стремится к w_0 , скорость потока w во втором слагаемом правой части также стремится к w_0 . Имея в виду сказанное выше, а также то, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \sin \alpha da = 0,$$

уравнение (3.10) можно представить в виде

$$F_y = \rho w_0 b \oint v_\tau dl. \quad (3.11)$$

Сравнивая интеграл правой части выражения (3.11) с равенством (1.15), видим, что подъемная сила F_y пропорциональна циркуляции скорости Γ по замкнутому контуру. Таким образом, для подъемной силы, возникающей на профиле длиной b , получаем формулу Н. Е. Жуковского:

$$F_y = \rho w_0 \Gamma b. \quad (3.12)$$

Из теоремы Н. Е. Жуковского следует, что если при обтекании аэродинамического профиля потенциальным потоком жидкости имеет место циркуляция скорости вокруг профиля, то возникает подъемная сила, направленная по нормали к вектору относительной скорости.

§ 7. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Конструкция рабочего колеса насоса или вентилятора представляет собой систему лопаток (аэродинамических профилей), заканчивающихся острой кромкой. Профили закреплены между двумя дисками, один из кото-