

Высшее профессиональное образование

БАКАЛАВРИАТ

ГИДРАВЛИКА

УЧЕБНИК

В двух томах

Том 2

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ПРИВОДЫ

Допущено

*Учебно-методическим объединением по образованию
в области автоматизированного машиностроения
в качестве учебника для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению подготовки «Конструкторско-
технологическое обеспечение машиностроительных производств»*



Москва
Издательский центр «Академия»
2012

УДК 556.556(075.8)
ББК 30.123я73
Г464

Рецензенты:

зав. кафедрой «Гидравлика» Московского автомобильно-дорожного
института (Государственный технический университет),
д-р техн. наук, профессор *С. П. Стесин*;
профессор Московского автомобильно-дорожного
института (Государственный технический университет),
д-р техн. наук *К. Л. Навроцкий*

Г464 **Гидравлика** : в 2 т. — Т. 2 : Гидравлические машины и при-
воды : учебник для студ. учреждений высш. проф. образования /
[В. И. Иванов, И. И. Сазанов, А. Г. Схиртладзе, Г. О. Трифоно-
ва]. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 288 с. —
(Сер. Бакалавриат).

ISBN 978-5-7695-8056-7

Учебник создан в соответствии с Федеральным государственным обра-
зовательным стандартом по направлению подготовки «Конструкторско-
технологическое обеспечение машиностроительных производств» (квалифика-
ция «бакалавр»).

Рассмотрены гидравлические машины и гидропередачи объемного и
динамического типов и описана аппаратура управления ими. Приведены
основные характеристики гидравлических машин и методики их расчетов.
Часть материала посвящена вопросам применения гидравлических приводов
в технологическом оборудовании. Описаны средства смазки технологическо-
го оборудования.

Для студентов учреждений высшего профессионального образования.

УДК 556.556(075.8)
ББК 30.123я73

*Оригинал-макет данного издания является собственностью
Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом
без согласия правообладателя запрещается*

© Иванов В. И., Сазанов И. И., Схиртладзе А. Г.,
Трифонова Г. О., 2012
ISBN 978-5-7695-8056-7 (т. 2) © Образовательно-издательский центр «Академия», 2012
ISBN 978-5-7695-8055-0 © Оформление. Издательский центр «Академия», 2012

Совершенствование современного машиностроительного оборудования связано с необходимостью изготовления новых типов приводов, обеспечивающих высокую степень его автоматизации и возможность облегчения труда обслуживающего персонала. Автоматизированное технологическое оборудование направлено на повышение производительности труда и его эффективности, на улучшение качества продукции и на освобождение человека от непосильной или опасной для его здоровья работы.

Как правило, повышение производительности технологического оборудования определяется увеличением скоростей рабочих и вспомогательных движений исполнительных органов и нагрузок на них, что приводит к увеличению мощностей участвующих в работе приводов. Поэтому знания возможностей различных типов приводов приобретают главенствующее значение для грамотного выбора типа привода при решении конкретной технической задачи и разработке соответствующих нормативно-технических документов для эксплуатации и обслуживания не только привода, но и самого оборудования, оснащенного таким приводом.

Используемые в машинах и технологическом оборудовании приводы являются результатом накопленного человечеством многовекового опыта в создании разнообразных машин. Гидравлические приводы тоже имеют исторические корни. Уже в XVI—XVII вв. широко использовались в станках приводы с водяным колесом. Особенно широко гидравлические приводы стали применяться после того, как для их расчета стал использоваться закон Паскаля. Дальнейшее развитие гидропривод получил в результате использования в качестве рабочих жидкостей минеральных масел, обладающих хорошими смазывающими свойствами, и синтетических материалов в качестве уплотнительных элементов, химически стойких к воздействию минеральных масел. В последнее время в связи с бурным развитием ракетной техники, авиа- и судостроения гидравлические приводы получили еще один импульс для своего совершенствования.

В связи с этими факторами в настоящее время увеличился спрос на специалистов, квалифицированно ориентирующихся в широкой номенклатуре электромеханических, гидравлических, пневматических и комбинированных приводов, умеющих грамотно решать вопросы импортозамещения оборудования и его элементов, выбора того или иного типа привода, зная его структуру и особенности работы. Предполагается, что в обозримом будущем потребуется и такой

класс специалистов, который сможет заниматься не только вопросами создания гидравлических приводов, машин, аппаратов и их эксплуатации, но и вопросами маркетинга и экономической целесообразности нового гидрофицированного оборудования.

Одним из основных направлений повышения эффективности машиностроительного производства является автоматизация различных технологических процессов путем применения автоматизированного технологического оборудования, обеспечивающего повышение производительности машин и при сохранении или улучшении качества изделий. С этой точки зрения гидравлические приводы обладают рядом достоинств, позволяющих занять при решении задач автоматизации достойное высокое место. При этом нередко параллельно решается задача облегчения труда человека, оставляя за ним функции контроля и поддержания работоспособного состояния оборудования в течение всего срока эксплуатации.

Под оборудованием (по Трифонову О. Н.) зачастую понимается совокупность механизмов, машин, устройств, необходимых для качественного преобразования исходного продукта в готовый или промежуточный, полезный для человека продукт. При этом полезным продуктом может быть и энергия, преобразованная из одного вида в другой, и полезная работа, совершаемая с целью видоизменения продукта или изделия. Такое оборудование имеет в своем составе ряд исполнительных органов, которые непосредственно участвуют в преобразовании исходного продукта, и ряд устройств, связывающих источник энергии с этими исполнительными органами. Эти связующие устройства, которые приводят в действие исполнительные органы (механизмы, машины), называют приводами.

Приводы автоматизированного технологического оборудования можно разделить в соответствии с назначением исполнительного органа на главные и вспомогательные (обслуживающие) приводы. Главные приводы обеспечивают выполнение основных технологических операций и тратят на них наибольшую часть подведенной энергии. Вспомогательные приводы обеспечивают, как правило, выполнение вспомогательных операций, таких как транспортирование продукта или инструмента для его обработки, зажим продукта, его установка, кантование и т. д.

Нередко приводы подразделяют на разомкнутые и замкнутые. Разомкнутый привод отличается от замкнутого тем, что в процессе выполнения технологического процесса в его системе управления нет постоянной связи с исполнительным органом. В них требуется последовательность перемещений исполнительного органа достигается обычно за счет цикловой системы управления. В замкнутых приводах (или в приводах с замкнутой системой управления) осуществляется постоянная связь системы управления с исполнительным органом и тем самым контролируется ход выполнения им поставленной задачи. В этих приводах имеется так называемая обратная

связь, которая и является характерным признаком замкнутых систем приводов.

В связи с этим в учебнике приведены сведения об устройстве, принципе действия, достоинствах и недостатках составных частей любого гидравлического привода, к которым относятся источники и потребители гидравлической энергии, аппараты и устройства регулирования, управления и контроля. В нем представлены методики создания и расчета гидравлических систем и их элементов, описаны наиболее широко используемые гидравлические следящие приводы, системы синхронизации движений и смазки оборудования.

Это поможет будущим специалистам успешно решать поставленные перед ними задачи автоматизации технологического оборудования.

Авторы выражают благодарность Заслуженному деятелю науки и техники Российской Федерации, д-ру техн. наук, профессору Трифонову Олегу Николаевичу за помощь в подготовке книги.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

1.1. Особенности гидравлических приводов

В качестве систем приводов различного технологического оборудования (металлорежущие станки, промышленные роботы и манипуляторы, автоматические линии, авиационная, автомобильная, сельскохозяйственная и другая техника) широко используются гидравлические передачи объемного действия. Под *объемным действием* понимается принцип работы гидравлических устройств, который основан на вытеснении рабочей среды (рабочей жидкости) из замкнутого объема, на высоком модуле упругости жидких рабочих сред и на законе Б. Паскаля. Из рассмотренного ранее уравнения Д. Бернулли видно, что движущаяся жидкость обладает тремя видами энергии: энергией положения (геометрический напор), энергией сжатой жидкости (пьезометрический напор, давление) и кинетической энергией потока (скоростной напор). Два первых вида представляют собой разновидности потенциальной энергии. Поэтому нетрудно видеть, что уравнение Д. Бернулли, по сути своей, есть закон сохранения энергии в изложении для движущейся жидкости. Посмотрим теперь, в каких случаях превалирует тот или иной вид энергии.

Энергия положения характеризуется высотой нахождения массы жидкости относительно плоскости сравнения. Этот вид энергии будет превалировать над другими при описании движения падающего с некоторой высоты потока движущейся с небольшой скоростью жидкости, например воды, поэтому геометрический напор учитывается при создании гидроэлектростанций.

Кинетическая энергия движущейся жидкости зависит от ее скорости. Поэтому этот вид энергии используется при разработке гидродинамических передач, в которых рабочая среда имеет сравнительно высокие скорости движения (например, центробежные насосы).

Энергия сжатой жидкости характеризуется *давлением*, которое есть нормальное напряжение сжатия слоев рабочей среды под действием объемных и поверхностных сил. Так как в машиностроительном и мобильном оборудовании масса и скорость движущейся жидкости гидроприводов сравнительно невелики, а перепады высот трубопроводов не превышают нескольких метров, в

таких приводах преобладающим является именно энергия сжатой жидкости.

Рассмотрим ряд основных терминов и определений, встречающихся при изучении гидравлических приводов.

Объемная гидромашина — это машина, преобразующая механическую энергию ее привода в потенциальную энергию потока рабочей среды при работе в генераторном (насосном) режиме или потенциальную энергию потока рабочей среды в механическую энергию на выходе гидромашин при ее работе в двигательном режиме. К объемным гидромашинам относятся гидравлические насосы объемного действия (объемные гидронасосы) и объемные гидродвигатели.

Наряду с объемными гидромашинами в технике применяются и лопастные (динамические) гидравлические машины, которые преобразуют кинетическую энергию потока жидкости в механическую энергию или наоборот (механическую энергию в кинетическую энергию потока жидкости). Такие машины нередко называют центробежными, или гидродинамическими, машинами.

Рабочий объем гидромашин v — это объем рабочей жидкости гидромашин, вытесняемой ею за один оборот ее ротора. Фактически это есть суммарный конструктивный объем всех камер вытеснения гидромашин.

Объемным насосом называется гидравлическая машина, которая преобразует механическую энергию ее привода (энергию, приложенную к ее входному звену) в гидравлическую энергию потока жидкости на ее выходе. Иначе можно сказать, что насос есть машина, обеспечивающая создание потока жидкости и его направление по трубопроводам к двигателю для выполнения той или иной работы. Насос — это источник гидравлической энергии.

Объемный гидродвигатель — это машина, преобразующая энергию рабочей жидкости на ее входе в механическую энергию ее выходного звена. Иначе можно сказать, что гидродвигатель есть потребитель гидравлической энергии потока жидкости. К объемным гидравлическим двигателям относятся гидравлические моторы и гидравлические цилиндры.

Гидравлический мотор (гидромотор) — это двигатель для осуществления вращательных движений в гидравлических приводах.

Гидравлический цилиндр (гидроцилиндр) — это двигатель для осуществления возвратно-поступательных движений в гидравлических приводах.

Объемной гидравлической передачей называется такое устройство, которое содержит в себе объемный насос, объемный двигатель и трубопроводы (или каналы), соединяющие между собой гидромашин. Если гидравлическая передача оснащена еще и множеством различного типа аппаратуры, то она уже будет называться *гидравлическим приводом* или *гидравлической системой*. Гидропривод обе-

спечивает приведение в действие машин или механизмов и состоит из источника энергии, ее потребителей, аппаратуры и трубопроводов, по которым перемещается рабочая среда (рабочая жидкость).

Среда называется рабочей, потому что является носителем энергии и выполняет определенную работу и ряд функций (смазывание, охлаждение, вынос продуктов износа и др.). Гидравлическая передача является устройством, преобразующим энергию движущейся жидкости в механическую энергию. По сути своей гидропередача есть гидравлический привод, выполняющий передачу энергии от ее источника к двигателю и связанному с ним исполнительному органу машины.

Подачей насоса называется объем рабочей жидкости $W_{ж}$, вытесняемой насосом в единицу времени t , и обозначается символом Q_H , т. е. $Q_H = W_{ж}/t$.

Эта же формула соответствует формуле расхода жидкости по трубопроводу или каналу, поэтому нередко подачу насоса называют расходом насоса. Но правильнее называть этот параметр подачей насоса. Понятие «расход» больше подходит к определению величины потока, проходящего через гидромотор в единицу времени, поскольку при своей работе гидромотор расходует энергию потока жидкости, подводимой к двигателю. Встречающееся понятие «производительность насоса» тоже по сути есть подача насоса.

Подачу насоса и расход гидромотора Q_M легко выразить через рабочий объем гидромашины:

$$Q_H = v_H n_H \text{ и } Q_M = v_M n_M,$$

где n_H , n_M — частота вращения ротора насоса и гидромотора; v_H , v_M — их рабочий объем соответственно.

При своей работе гидравлические машины испытывают на себе или преодолевают нагрузку, действующую на них.

Под *нагрузкой* понимается (по Т. М. Баште) комплекс статических и динамических сил, действующих на выходное звено гидравлической машины при ее движении по заданному закону. Что же представляют собой эти силы?

Как правило, это силы, действующие на шток гидроцилиндра, крутящие моменты на валу гидромотора, инерционные силы или моменты сил, силы трения и т. п. Для того чтобы преодолеть такого рода нагрузку с помощью жидкой среды, в ней и развивается давление (напряжение сжатия), чаще всего обозначаемое в технической литературе p . Отсюда следует, что давление в жидкости возникает не по воле насоса (т. е. насос не создает давление), а лишь при наличии на пути жидкости от насоса различного рода сопротивлений и сил. Задачей насоса является создание потока жидкости. Насос может качать жидкость как при минимальных, так и при максимальных, допустимых его конструкцией, значениях давления.

Определений у давления достаточно много, и зависят они от места его нахождения. Так, например, *давление нагнетания* — это давление, возникающее при работе насоса на его выходе в нагнетательной камере (а значит, в начале напорного, нагнетательного трубопровода).

Давление всасывания $p_{вс}$ — давление рабочей жидкости во всасывающей полости (камере) насоса или на входе в насос.

Рабочее давление p гидромотора или гидроцилиндра — это давление на входе в гидромотор (в его напорной полости) или гидроцилиндр (в рабочей полости цилиндра).

Давление слива p_c — это давление рабочей среды в сливной гидролинии (в сливном трубопроводе).

Напор H — это фактически давление рабочей среды, выраженное (измеренное) в линейных единицах — в метрах, миллиметрах ртутного столба. Зависимость эта может быть представлена следующим выражением:

$$p = \gamma H,$$

где γ — удельный вес рабочей жидкости.

Понятие напора очень важно для гидравлических передач центробежного (динамического) действия. Если же вспомнить из курса гидравлики уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости:

$$z + p/\gamma + v^2/(2g) = H,$$

то оно представляет собой сумму геометрического, пьезометрического и скоростного напоров соответственно, которая называется полным напором.

Насосы объемного действия являются насосами самовсасывающими. Это означает, что при их работе жидкость сама заполняет всасывающую полость насоса. Для этих насосов, как и для всех других, важна *высота всасывания* (самовсасывания). Под нею понимается высота, на которую может подняться жидкость от уровня бака насоса до всасывающей полости насоса по всасывающему трубопроводу. Фактически высота всасывания есть величина разрежения во всасывающей камере насоса, выраженная в метрах.

Гидролиния (трубопровод) есть устройство в виде труб разной длины и диаметра для обеспечения прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидравлических машин. Различают гидролинии (трубопроводы) в с а с ы в а ю щ и е, соединяющие насос с гидравлическим баком, н а п о р н ы е (нагнетательные), по которым жидкость движется под давлением от насоса к потребителям гидравлической энергии, с л и в н ы е, по которым жидкость движется в бак после выполнения ею поставленной задачи, и д р е н а ж н ы е, по которым

отводятся в бак утечки рабочей среды. Трубопроводы могут быть выполнены из металлических труб или гибких шлангов (рукавов).

Рабочая жидкость (рабочая среда) — это носитель гидравлической энергии: например, вода, различные масла, негорючие жидкости, жидкие металлы. В машиностроительных гидравлических приводах в качестве рабочей жидкости применяются различного рода минеральные масла, а также искусственные жидкости.

Выбор того или иного типа привода при проектировании какого-либо оборудования или машины во многом определяется учетом его особенностей при соответствующих условиях работы.

Особенностями гидравлических приводов являются следующие их характеристики и возможности.

1. Наиболее важной особенностью является *высокая энергоёмкость* гидравлических приводов, т.е. возможность получения больших сил и мощностей при сравнительно небольших габаритных размерах и собственной массе гидравлических двигателей. Например, размеры современных гидромоторов составляют примерно 20 % габаритных размеров электродвигателей переменного тока той же мощности. Обычно энергоёмкость характеризуется отношением развиваемой двигателем мощности к его объёму или массе. По этому показателю гидравлические двигатели имеют преимущество перед другими типами двигателей.

2. *Высокая напряженность рабочей среды* (возможность получения высоких давлений). В гидроприводах общемашиностроительного назначения давление рабочей среды может достигать 35... 50 МПа, в приводах специального назначения — 100 МПа и более. По этому показателю гидравлические двигатели значительно опережают электрические двигатели. Так, например, если представить напряженность магнитного поля в воздушном зазоре между статором и ротором электродвигателя в виде давления, то последнее составит лишь 0,5... 1,0 МПа. Высокие давления в гидроприводах достигаются благодаря большой жесткости рабочей жидкости, на что указывает значительный по величине ее модуль упругости, достигающий 1 500 МПа и более. Именно благодаря такому достоинству и получают высокие силы и мощности при малых габаритных размерах и массе гидравлических двигателей.

3. Возможность получения простыми средствами *бесступенчатого регулирования скорости в широком диапазоне*. Так, для поступательных движений изменение скоростей может быть в пределах 3... 90 м/мин, для вращательных — 0,1... 50 000 мин⁻¹. Диапазон регулирования скорости гидромотора (величина отношения максимальной частоты вращения к минимальной) может достигать 1 000.

4. *Малая инерционность и компактность двигателей*, что позволяет производить частые и быстрые переключения гидродвигателя с одного направления движения на противоположное (реверсы). Так, например, для гидромоторов указанная частота может достигать

10 Гц, для гидроцилиндров — до 7 Гц. Время, затрачиваемое гидромотором мощностью 3,75 кВт на реверс с частоты вращения $2\ 500\ \text{мин}^{-1}$ и набор этой скорости в противоположном направлении, составляет 0,02 с, что почти на два порядка быстрее, чем у асинхронного электродвигателя такой же мощности.

5. *Отсутствие*, как правило, *дополнительных механических передач* между гидродвигателем и исполнительным органом машины или технологического оборудования, необходимых для согласования их нагрузочных и скоростных характеристик.

6. Возможность *стабилизации работы* привода *при переменных нагрузках и температуре* простыми средствами.

7. *Простота и надежность предохранения* гидравлического привода от поломок при внезапных перегрузках.

8. *Долговечность и надежность* гидравлического привода благодаря его работе в условиях хорошей смазываемости (при применении в качестве рабочих жидкостей минеральных масел), обеспечивающей слабый износ и малые силы трения.

9. *Нагрев рабочей жидкости* и омываемых ею *деталей привода*, что приводит к уменьшению вязкости рабочей среды, увеличению зазоров и, как следствие, росту объемных потерь. Это, в свою очередь, снижает коэффициент полезного действия привода и вызывает дополнительные затраты на сбор утечек, охлаждение и устранение возможной нестабильности движения исполнительных органов.

10. *Простота и удобство монтажа* гидравлических устройств и аппаратов (особенно при использовании гибких шлангов). Местоположение источника энергии не влияет на компоновку исполнительных механизмов оборудования.

11. *Необходимость квалифицированного* и опытного обслуживающего персонала, вызванная использованием в гидроприводах достаточно сложного, точного и дорогостоящего оборудования и аппаратов.

12. *Повышенная пожарная опасность* при применении в качестве рабочих сред минеральных масел и возможность загрязнения окружающей среды и оказания вредного влияния на здоровье человека.

Анализируя указанные особенности приводов и накладывая их на реальные условия работы проектируемого привода, можно определить направление поиска подходящего технического решения в области типа привода.

1.2. Принцип действия объемных гидромашин

Энергия сжатой рабочей среды легко преобразуется в механическую работу. Поясним это на примере простейшей объемной гидравлической передачи, приведенной на рис. 1.1 и состоящей из двух цилиндров 1 и 2, соединенных трубопроводом 3.

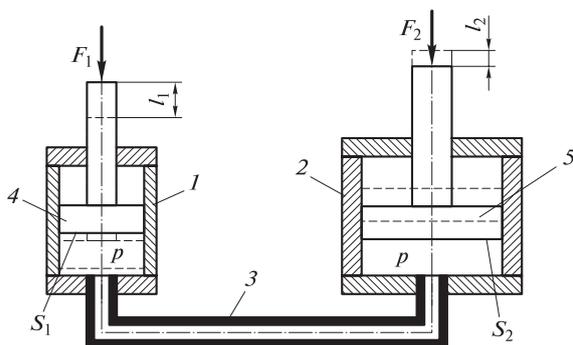


Рис. 1.1. Схема простейшего объемного гидروпривода:

1, 2 — цилиндры; 3 — трубопровод; 4, 5 — поршни

Для того чтобы поршень 5 цилиндра 2 переместился, преодолевая силу сопротивления F_2 , на расстояние l_2 , необходимо совершить работу $A = F_2 l_2$. Для этого в нижнюю полость цилиндра 2 с эффективной площадью S_2 необходимо подать объем жидкости $W = S_2 l_2$ под давлением p , определяемым действием силы сопротивления F_2 , т. е. $p = F_2 / S_2$. Этот объем жидкости совершит работу, которая и нужна для перемещения поршня: $A = pW = pS_2 l_2 = F_2 l_2$. Необходимый объем рабочей среды W имеет массу $m = \rho S_2 l_2$, где ρ — плотность рабочей среды. Если разделить работу A на массу m , получим удельную (единичную) энергию: $E_y = A/m = pS_2 l_2 / (\rho S_2 l_2) = p/\rho$. Таким образом, последнее выражение показывает, что каждая частица объема W сжатой рабочей среды плотностью ρ имеет удельную энергию давления p/ρ , которая легко преобразуется в механическую работу. Но для того чтобы подать рабочую среду в цилиндр 2, нужен, например, еще один цилиндр 1. При движении его поршня 4 вниз рабочая среда будет вытесняться в нижнюю полость цилиндра 2. Однако для выполнения этого движения к поршню цилиндра 1 следует приложить силу F_1 , которая будет преодолевать силу сопротивления, вызываемую давлением p . В соответствии с законом Паскаля это давление одинаково с давлением в полости цилиндра 2. Тогда без учета сил трения и инерции получим равенство $p = F_1 / S_1 = F_2 / S_2$. Отсюда легко видеть, что, приложив к поршню цилиндра 1 силу F_1 , поршень цилиндра 2 может преодолеть силу F_2 во столько раз большую, во сколько раз площадь S_2 больше площади S_1 , т. е. $F_2 = F_1 S_2 / S_1$. С другой стороны, чтобы вытеснить необходимый для перемещения поршня цилиндра 2 объем W , поршень цилиндра 1 должен переместиться на расстояние l_1 (без учета возможных утечек). Тогда можно записать следующее выражение для объема: $W = l_2 S_2 = l_1 S_1$. Отсюда нетрудно получить $l_2 = l_1 S_1 / S_2$ и сделать вывод о том, что перемещение поршня 5 цилиндра 2 будет меньшим перемещения

поршня цилиндра 1 во столько раз, во сколько раз площадь поршня цилиндра 1 меньше площади поршня цилиндра 2. Таким образом, получаем подтверждение «золотого правила» механики для объемных гидроприводов: выигрываем в силе — проигрываем в пути. Такое свойство гидравлических приводов изменять силы и длину перемещения часто называют *гидравлическим рычагом* по аналогии с механическим рычажным устройством.

Рассмотренная работа двух соединенных между собой цилиндров раскрывает принцип действия объемных гидравлических передач, на котором построены и гидравлические усилители, и гидравлические прессы, и другие гидравлические машины и устройства.

1.3. Машины коловратного типа и их особенности

Машинами гидравлических приводов обычно называют насосы и двигатели, поскольку они выполняют определенную работу для выполнения своего служебного назначения. Насосы преобразуют подведенную к ним энергию в энергию движущейся жидкости, а двигатели подведенную к ним энергию рабочей среды преобразуют в работу исполнительных органов оборудования, оснащенного гидравлическими приводами.

Насосы и гидравлические моторы объемного типа по принципу действия можно разделить на три большие группы:

- ♦ роторно-зубчатые;
- ♦ роторно-поршневые;
- ♦ роторно-пластинчатые.

Роторно-зубчатые насосы по конструктивному исполнению разделяются на шестеренные, винтовые и героторные (от слов «генерирующий ротор»). Их нередко называют машинами коловратного типа, так как в них рабочими деталями являются вращающиеся винты.

Шестеренные насосы. К наиболее простым по конструкции насосам относятся шестеренные насосы (рис. 1.2). В корпусе 1 в подшипниковых узлах 5 расположены два вала-шестерни 2 и 3, находящихся в зацеплении и уплотненных со стороны торцов втулками 4 и прокладками 6. Вал 2 является ведущим, и к нему с помощью муфты подсоединяется приводной двигатель (электродвигатель или двигатель другого типа, например внутреннего сгорания). Корпус насоса закрывается торцевыми крышками 7 и 8. К входному отверстию А подсоединяется всасывающий трубопровод, а к выходному отверстию Б — напорный.

Принцип действия шестеренного насоса заключается в следующем. При вращении шестерен 2 и 3, установленных в корпусе 1 (рис. 1.3), в направлении, показанном на рисунке, во всасывающей камере А создается разрежение за счет ее увеличения при выходе зуба

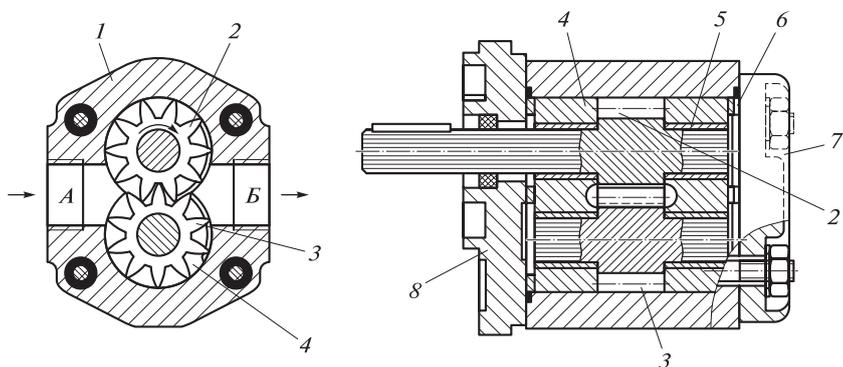


Рис. 1.2. Устройство шестеренного насоса:

1 — корпус; 2, 3 — валы-шестерни; 4 — втулка; 5 — подшипниковый узел; 6 — прокладка; 7, 8 — торцевые крышки

одного колеса из впадины другого. Вследствие этого на концах всасывающего трубопровода 4 создается разность давлений (между атмосферным давлением p_a и разрежением в камере насоса) и сила, поднимающая жидкость из бака 5 в полость насоса А. Жидкость заполняет эту полость и находящиеся в ней впадины зубьев обеих шестерен, и переносится ими по периферии зубчатых колес при их вращении в полость Б, где зубья входят во впадины и вытесняют рабочую жидкость в напорную гидролинию насоса, создавая поток Q_H . Величина этого потока будет зависеть от числа впадин зубьев и их размеров.

Рассмотренный ранее шестеренный насос по виду зубчатого зацепления является насосом внешнего зацепления. Имеются и шестеренные насосы внутреннего зацепления (рис. 1.4). Шестерни

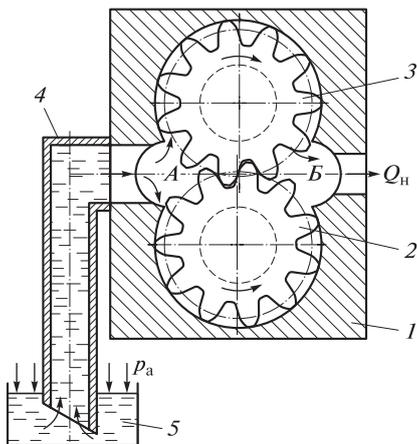
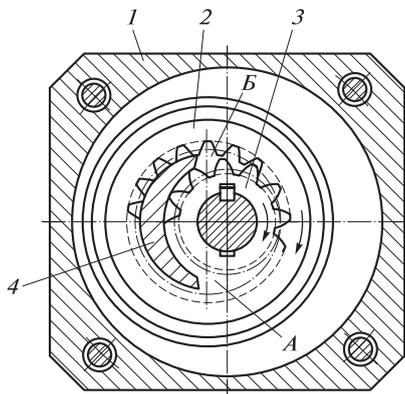


Рис. 1.3. Принцип действия шестеренного насоса:

1 — корпус; 2, 3 — шестерни; 4 — трубопровод; 5 — бак

Рис. 1.4. Устройство шестеренного насоса внутреннего зацепления:

1 — корпус; 2, 3 — шестерни с внутренним и внешним зубом соответственно; 4 — разделитель



2 и 3, установленные в корпусе 1, вращаются в одном направлении, что обеспечивает плавную и бесшумную работу в сравнении с насосами внешнего зацепления. Ведущей шестерней является обычно зубчатое колесо с внешним зубом 3, что обеспечивает симметричное расположение приводного вала относительно корпуса в отличие от шестеренных насосов внешнего зацепления. Однако шестеренные насосы внутреннего зацепления более сложны и трудоемки в изготовлении и соответственно более дороги, поскольку необходима установка разделителя 4, обеспечивающего невозможность соединения всасывающей А и нагнетательной В камер насоса.

Большим недостатком шестеренных насосов является то, что такие насосы подают в гидросистему пульсирующий поток, который приводит к колебаниям давления, повышенному шуму в работе и неравномерности скорости движения исполнительных органов. Установка косозубых шестерен с углом наклона до 10° уменьшает пульсацию потока. Однако в этом случае наряду с радиальными силами возникают и осевые. Для компенсации осевых сил требуется установка упорных подшипников, что усложняет конструкцию. Для снижения осевых сил могут применяться шевронные шестерни с небольшим углом наклона зуба.

В связи с переносом рабочей среды во впадинах зубьев при работе шестеренного насоса создаются постоянные по направлению радиальные силы F (рис. 1.5, а), действующие на опоры валов и вызывающие их *повышенный износ* и снижающие долговечность. Одним из средств борьбы с этим фактором может быть гидростатическая разгрузка опор, как это показано на рис. 1.5, б, когда карманы гидростатических опор, расположенные по направлению действия сил F , соединены с напорной гидролинией, а карманы, расположенные в плоскости под углом к направлению силы F , — с гидролинией всасывания.

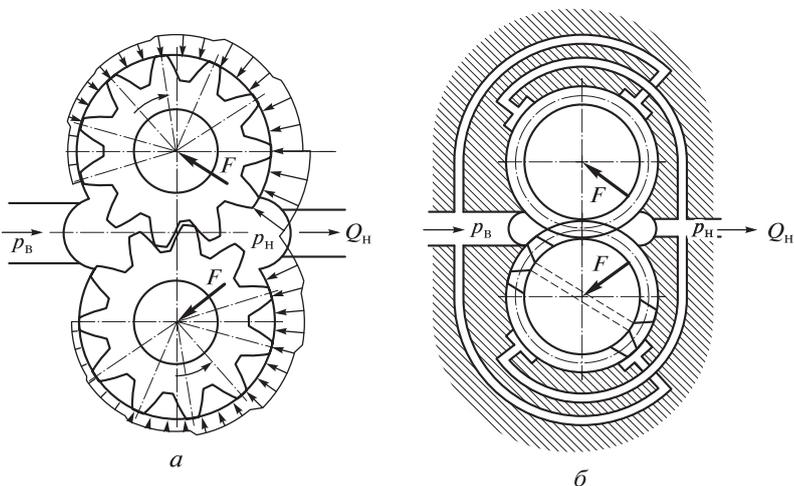


Рис. 1.5. Разгрузка опор шестеренного насоса:
а — эпюра давлений; *б* — схема разгрузки опор

К таким достоинствам шестеренных насосов, как простота и относительная их дешевизна, следует отнести также компактность конструкции, достаточно высокий коэффициент полезного действия, достигающий 90 %, нежесткие требования к очистке рабочей жидкости (насосы работоспособны при тонкости фильтрации не хуже 100 мкм) и возможность работы в широком диапазоне изменения вязкости рабочей жидкости.

Рабочий объем шестеренных насосов может быть от 3,5 до 100 см³, частота вращения приводного вала — 400...4000 мин⁻¹, а их подача — до 300 л/мин. Шестеренные насосы внешнего зацепления могут работать при давлениях до 30 МПа, а внутреннего зацепления — до 10 МПа.

Винтовые насосы. Разновидностью роторно-зубчатых насосов являются винтовые насосы. Они легко преобразуются из шестеренных путем уменьшения числа зубьев шестерен и увеличения угла наклона зубьев. Таким образом, шестерня превращается в винт. Конструктивно винтовой насос представляет собой находящиеся в зацеплении винты 2 и 3, расположенные в корпусе 1 (рис. 1.6, *а*). Принцип действия винтового насоса заключается в следующем. При вращении ведущего винта 2 и находящегося с ним в зацеплении двух винтов-замыкателей 3 в винтовых канавках возникают замкнутые объемы, а винтовые нарезки представляют собой в этом случае поршни, перемещающиеся вдоль оси. Вследствие этого в полости, соединенной с баком (на рис. 1.6 не показан) трубопроводом через канал *А*, создается разрежение, она заполняется под действием силы, воз-

никающей от разности давлений (атмосферного и в камере всасывания), жидкостью, которая переносится винтами в полость нагнетания и вытесняется ими далее через канал *Б* в гидравлическую систему.

Аналогично работает и двухвинтовой насос (рис. 1.6, *б*), однако из-за несимметричной схемы зацепления ведущий винт *2* (равно как и винт-замыкатель *3*) испытывает неуравновешенную радиальную нагрузку, вызывающую изгиб вала и связанный с этим повышенный износ опор. С другой стороны, двухвинтовой насос более прост в изготовлении и имеет меньшие размеры в радиальном направлении.

Винтовые насосы работоспособны лишь тогда, когда длина винтов должна быть больше их шага *t*. Обычно она берется в пределах трех-восьми шагов. Радиальные размеры назначаются в зависимости от наружного диаметра винта-замыкателя d_n (рис. 1.6, *в*). Так, принимают наружный диаметр ведущего винта $D_n = 5d_n/3$, его внутренний диаметр $d_b = d_n$, внутренний диаметр винтов-замыкателей $d_{вн} = d_n$. Шаг винтов $t = 10d_n/3$. Рабочий объем винтовых насосов тоже рас-

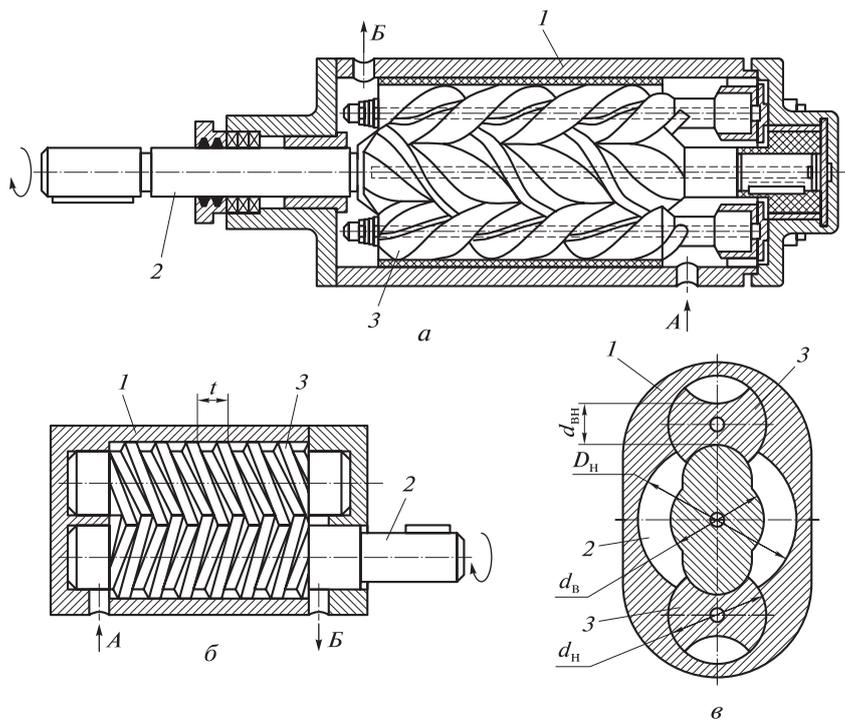


Рис. 1.6. Конструктивные исполнения винтовых насосов:

а — трехвинтовой; *б* — двухвинтовой; *в* — поперечное сечение трехвинтового насоса; *1* — корпус; *2*, *3* — винты

считывается в зависимости от диаметра винтов-замыкателей d_n по формуле $v_0 = 4,14d_n^3$.

Одно из главных достоинств винтовых насосов — отсутствие пульсации потока рабочей жидкости благодаря непрерывности процесса всасывания. К достоинствам относятся также малый диаметр винтов и связанная с этим низкая инерционность самого насоса, что позволяет развивать высокие частоты вращения ведущего вала и обеспечивать большую подачу рабочей среды до 15 000... 20 000 л/мин. Но работают такие насосы при сравнительно невысоких давлениях до 30 МПа. Это объясняется тем, что для работы на больших давлениях необходимо, чтобы по длине винта было больше замкнутых объемов жидкости. Тогда на каждый замкнутый в пределах шага винта объем будет приходиться меньший перепад давления, а значит, меньшими будут и перетечки рабочей жидкости из напорной полости насоса во всасывающую. Это повышает коэффициент подачи насоса. При проектировании винтовых насосов рекомендуется принимать перепад давления на один замкнутый объем (шаг винта) в пределах 2... 3 МПа, что обеспечивает минимальные объемные потери. Но если необходимо создать насос, работающий, например, при давлении 30 МПа, то придется длину винтов назначить не менее 10 шагов, что приведет к резкому увеличению осевых размеров насоса. Вместе с тем увеличение длины винта при сохранении его диаметра снижает его жесткость, что, в свою очередь, ставит задачу эффективной разгрузки ведущего винта от радиальных нагрузок. Это может быть достигнуто путем установки не двух, а четырех ведомых винтов по симметричной схеме, что усложняет и удорожает такой насос. Если учесть, что винтовые насосы дороги в изготовлении из-за сложной технологии производства винтов со специальным профилем (чаще всего с циклоидальным, реже с прямоугольным или трапециевидальным), то стоимость усложненных насосов может возрасти значительно. Однако этот недостаток перекрывается возможностью получения насоса, обеспечивающего равномерную, без пульсаций, подачу жидкости в огромных размерах при низком уровне шума.

Героторные насосы. Еще одним видом роторно-зубчатых насосов являются героторные насосы. Они представляют собой разновидность шестеренных насосов с внутренним зацеплением. Однако героторные насосы имеют существенные отличия. Рассмотрим устройство героторного насоса (рис. 1.7). Внутреннее зубчатое колесо 2 с внешними зубьями имеет число зубьев лишь на единицу меньше, чем наружное зубчатое колесо 1 с внутренним зубом. Это одно отличие состоит в том, что колесо 1 неподвижно, а вращается лишь внутреннее колесо 2, совершая планетарное движение (перекатываясь по колесу 1). Кроме того в героторном насосе нет разделительного элемента, необходимого для предотвращения соединения всасывающей и нагнетательной камер насоса.

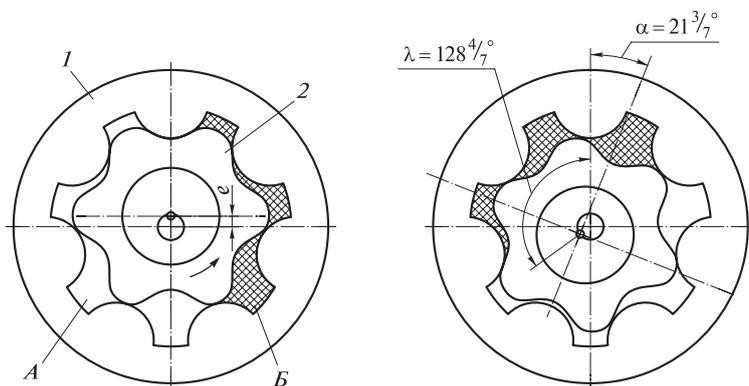


Рис. 1.7. Устройство героторного насоса:
 1, 2 — наружное и внутреннее зубчатое колесо соответственно

Работа насоса происходит следующим образом. При вращении шестерни 2, являющейся ротором насоса, ее зубья входят во впадины зубчатого колеса 1, вытесняя жидкость в напорную гидролинию и генерируя гидравлическую энергию. Одновременно противоположные зубья выходят из впадин колеса 1, всасывая жидкость из бака. Таким образом, при вращении ротора каждая впадина наружного колеса 1 попеременно становится всасывающей камерой А и напорной камерой В такого насоса. Если роторная шестерня 2 имеет шесть зубьев, а статорная шестерня 1 соответственно семь зубьев, то за один оборот приводного вала колесо 2 совершает шесть оборотов относительно зубчатого колеса 1. В правой части рис. 1.7 показано, что повороту вала на угол примерно $21\frac{3}{7}^\circ$ соответствует поворот шестерни примерно на $128\frac{4}{7}^\circ$. Таким образом, фактический рабочий объем героторного насоса с такими параметрами шестерен в 6 раз больше конструктивного объема семи впадин колеса 1.

Главное достоинство героторного насоса заключается в том, что он обеспечивает высокую подачу жидкости при небольших собственных габаритных размерах, и покрывающее основной недостаток — сложность конструкции и технологии изготовления.

Героторные насосы могут работать при давлениях до 15 МПа и обеспечивать производительность 150... 200 л/мин. При небольших размерах ($220 \times 105 \times 130$ мм) они имеют рабочие объемы 80... 250 см³. По уровню шума они соответствуют шестеренным насосам внутреннего зацепления. Предназначены для работы с рабочими жидкостями с кинематической вязкостью 12... 1 500 Ст и тонкостью фильтрации до 60 мкм.

Гидравлические двигатели вращательных движений называются гидромоторами. Они бывают (как и насосы) шестеренного (роторно-

зубчатого), роторно-пластинчатого и роторно-поршневого типов. Конструктивно они аналогичны соответствующим типам насосов и в большинстве случаев взаимно обратимы, т. е. насос может работать в режиме мотора, а мотор — в режиме насоса.

Величина крутящего момента $M_{вр}$, развиваемого любым гидромотором, зависит от разности давлений на нем и рабочего объема гидромашин v_0 и определяется по формуле

$$M_{вр} = v_0(p_1 - p_2)/(2\pi) = 0,159v_0(p_1 - p_2),$$

где p_1 и p_2 — давления соответственно на входе и выходе гидромотора.

Из шестеренных гидравлических двигателей наиболее широко применяются героторные гидромоторы. На рис. 1.8 показана конструктивная схема такого гидромотора, обеспечивающего получение высоких крутящих моментов при небольших габаритных размерах. Рабочая жидкость с расходом Q подается в гидромотор по каналу П в корпусе 2. Проходя специальные проточки распределительной втулки 7, она попадает в рабочие полости мотора Р. В них создается крутящий момент, приводящий во вращение зубчатый ротор 4, который начинает совершать планетарное движение, обкатываясь по роликам 6 обоймы 5. Вращение ротора 4 с помощью карданного

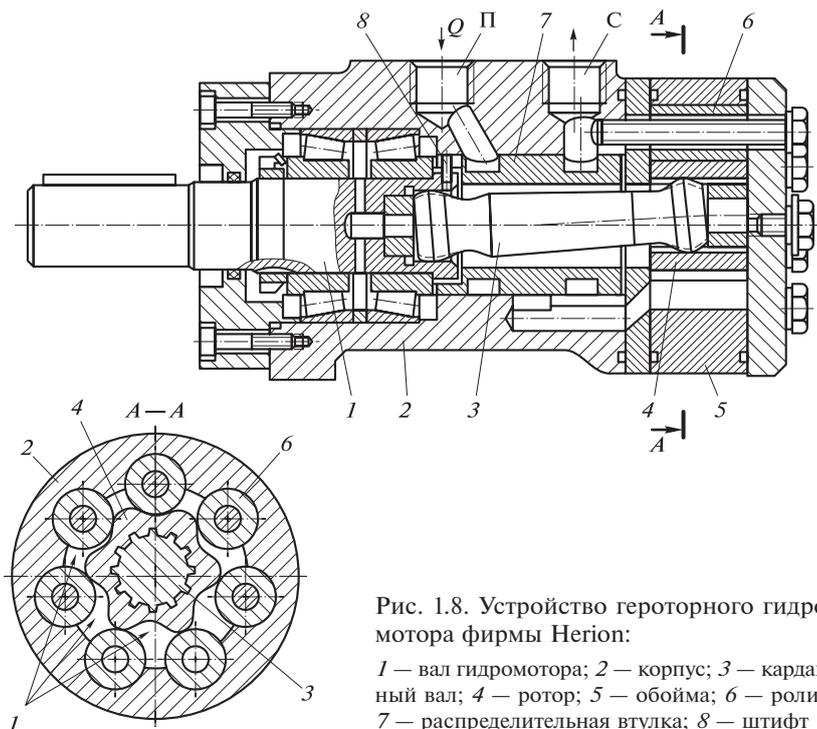


Рис. 1.8. Устройство героторного гидромотора фирмы Негюн:

- 1 — вал гидромотора; 2 — корпус; 3 — карданный вал; 4 — ротор; 5 — обойма; 6 — ролик; 7 — распределительная втулка; 8 — штифт

вала 3 передается валу 1 гидромотора. Вместе с ним вращается и распределительная втулка 7, соединенная с валом 1 штифтом 8, благодаря чему осуществляется подвод жидкости в рабочие полости мотора, соответствующие положению ротора 4. Героторные гидромоторы отличаются высокой энергоемкостью, возможностью работы при давлениях до 25 МПа. Рабочий объем таких машин достигает 500 см^3 , а развиваемый вращающий момент — до $1\,000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

1.4. Основные характеристики объемных гидромашин

Объем жидкости, вытесненный насосом за один оборот его ведущего вала при отсутствии давления в напорной полости, называется *рабочим объемом гидравлической машины* и является одной из основных характеристик насоса. Теоретически рабочий объем насоса равен объему всех камер вытеснения, работающих во время одного оборота ведущего вала. Для шестеренного насоса камеры вытеснения — это впадины зубьев, а вытеснителями являются сами зубья. Объем этих камер вытеснения определяется высотой зуба, равной двум модулям m зубчатого колеса, его шириной b и числом зубьев z . За один оборот ведущего вала в работе участвуют впадины обеих шестерен. При равенстве объема впадины объему самого зуба можно считать, что за один оборот ведущего вала вытесняется объем жидкости, равный объему всех впадин и зубьев ведущей шестерни, как показано на рис. 1.9 в виде заштрихованного кольца (ширина шестерни b не показана). Тогда рабочий объем шестеренного насоса $v_{н.ш} = 2\pi m^2 b z$. Для шестеренных насосов с небольшим числом зубьев $z = 8 \dots 16$ величина рабочего объема несколько выше, чем рассчитанная по этой формуле, так как при таком числе зубьев объем впадины немного больше объема зуба. Поэтому при расчете $v_{н.ш}$ таких насосов в формулу следует подставить коэффициент 6,5 вместо 2 π . Если же в шестеренном насосе используются шестерни с разным числом зубьев (такие конструкции тоже могут быть), то при расчете рабоче-

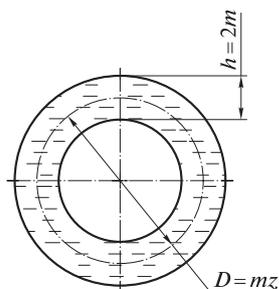


Рис. 1.9. Схема к расчету рабочего объема шестеренного насоса

го объема такого гидронасоса берется значение числа зубьев ведущего колеса. Рабочий объем гидравлических машин измеряется в кубических сантиметрах.

Зная рабочий объем насоса, легко определить и подачу насоса Q_n . *Подачей насоса* называется объем рабочей жидкости, вытесненной гидромашинной за единицу времени. Для насоса с частотой вращения ведущего вала n_n его подача Q_n определяется как произведение рабочего объема v_n на частоту вращения:

$$Q_n = v_n n_n.$$

Подачу насоса часто называют производительностью насоса. Измеряется она в $\text{см}^3/\text{с}$, $\text{дм}^3/\text{мин}$ или $\text{л}/\text{мин}$.

Еще одной важной характеристикой насосов является *вакуумметрическая высота всасывания* $H_{\text{вс}}$, под которой понимается измеряемое в метрах разрежение во всасывающей камере насоса. Если в технических данных насоса приведен этот параметр, то он фактически показывает предельную высоту установки насоса над уровнем рабочей жидкости в баке. Если, например, указано, что $H_{\text{вс}}$ составляет 2 м, то это значит, что расстояние от поверхности жидкости в баке до оси входного отверстия насоса (см. рис. 1.3) не может превышать этой величины, иначе насос не будет качать жидкость в гидравлическую систему. Это объясняется тем, что разность давлений атмосферного p_a и во всасывающей камере $p_{\text{вс}}$ будет компенсироваться давлением столба жидкости высотой $H_{\text{вс}}$, т.е. без учета сил трения и скоростного напора жидкости во всасывающей трубе можно записать:

$$p_a - p_{\text{вс}} = \rho g H_{\text{вс}},$$

где ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения.

Разрежение, которое может создать насос при его запуске, зависит не только от точности изготовления деталей гидромашинной и качества ее сборки, но и от так называемого вредного пространства всасывающей полости насоса. Им называют тот объем всасывающей камеры насоса, который не меняется во время процесса всасывания. Например, для шестеренного насоса вредным пространством может считаться объем расточки A в корпусе (см. рис. 1.3) и входящего в нее отверстия для подсоединения трубопровода. Чем больше вредное пространство, тем хуже процесс всасывания (неполное заполнение всего объема всасывающей полости насоса рабочей жидкостью) и уменьшение подачи насоса по сравнению с теоретически возможной. Поэтому для обеспечения полноценной работы регулируемого (изменяющего рабочий объем) насоса, особенно на малых подачах, применяют насосы подпитки, которые принудительно (с давлением подпора) заполняют всасывающие камеры основного регулируемого насоса.