О.Ф. Никитин

ОСНОВЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

СТАТИКА



BAUMANPRESS
ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н.Э. БАУМАНА

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»

О.Ф. Никитин

Основы объемного гидропривода

Статика

Учебное пособие

BAUMANPRESS
Москва
ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н.Э. Баумана
2025

УДК 62-82
ББК 30.126:34.447
Н62

Издание доступно в электронном виде по адресу
https://press.bmstu.ru/catalog/item/8518/

Факультет «Энергетическое машиностроение»
Кафедра «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика»

Рекомендовано Научно-методическим советом
МГТУ им. Н.Э. Баумана в качестве учебного пособия

Рецензент
нач. отдела АО «Центральный научно-исследовательский институт автоматики и гидравлики», д-р техн. наук *В.В. Феденков*

Никитин, О. Ф.

Н62 Основы объемного гидропривода. Статика : учебное пособие / О. Ф. Никитин. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2025. — 236, [2] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-6599-6

Содержит основы конструирования и статических гидравлических расчетов в области создания и совершенствования объемного гидропривода.

Для студентов, изучающих дисциплины «Основы объемного гидропривода» и «Гидропривод стационарных и мобильных объектов».

Пособие может быть полезно студентам МГТУ им. Н.Э. Баумана всех уровней обучения (бакалавриат, магистратура, специалитет) при изучении теоретических основ и выполнении домашних заданий и курсовых работ по дисциплинам «Техническая гидромеханика», «Гидропривод» и «Объемный гидропривод»

УДК 62-82
ББК 30.126:34.447

Уважаемые читатели! Пожелания, предложения, а также сообщения о замеченных опечатках и неточностях Издательство просит направлять по электронной почте: press@bmstu.ru

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2025
© Оформление. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2025

ISBN 978-5-7038-6599-6

Предисловие

В учебном пособии содержатся материалы, которые предназначены для углубления знаний, полученных студентами при освоении лекционного курса и самостоятельном изучении дисциплин «Основы объемного гидропривода» и «Гидропривод стационарных и мобильных объектов». Кроме того, пособие может быть использовано при подготовке к прохождению практикума по конструированию объемных гидроприводов.

Представленные в пособии сведения основаны на практических и теоретических достижениях в области объемного гидропривода.

Основной целью освоения материала учебного пособия является закрепление и практическое применение теоретических положений базовых дисциплин, а также получение практических навыков для решения задач анализа и синтеза объемных гидроприводов.

Учебное пособие состоит из шести глав. Материал распределен по главам таким образом, чтобы дать представление о процессе разработки объемного гидропривода, поэтому его необходимо прорабатывать последовательно для лучшего понимания изучаемых теоретических положений.

Глава 1 посвящена базовым терминам и понятиям в области объемного гидропривода. Приведены структурная и принципиальная гидравлическая схемы объемного гидропривода, классификация объемных гидроприводов.

В главе 2 изложены сведения об объемных гидромашинах, насосах и насосных установках. Рассмотрены принципы их действия, основные параметры и рабочие характеристики. Приведены краткие общие сведения о гидромоторах, гидроцилиндрах и поворотных гидродвигателях, а также о гидроаппаратах, гидролиниях, гидробаках, гидроаккумуляторах и трубопроводах.

Глава 3 содержит вопросы использования нерегулируемых гидроприводов с разомкнутым и замкнутым потоками, с несколькими объемными гидродвигателями. Рассмотрены схемы механизмов гидровинтовых опор, гидропривод подъема и опускания кузова самосвала, способы синхронизации работы исполнительных двигателей.

В главе 4 изложены общие сведения о гидроприводах с управлением, принципах управления, способах регулирования скорости.

Глава 5 посвящена гидроприводу с машинным управлением, и в частности, наиболее универсальному и распространенному способу машинного управления — регулированию рабочего объема насоса, что позволяет сохранять жесткость рабочей характеристики при значительной глубине регулирования.

В главе 6 приведены материалы по дроссельному регулированию. Такой способ регулирования применяется в гидроприводах поступательного, вращательного и поворотного движения небольшой мощности (до 5 кВт).

Рассмотрена схема гидропривода с машинно-дроссельным управлением (при постоянном давлении). Управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом и объемной гидромашиной (чаще всего — регулируемым насосом).

Учебное пособие содержит достаточное количество иллюстративного материала, что облегчает восприятие текстовой информации. По ходу изложения приведены ссылки на источники, в которых рассматриваемый материал представлен более углубленно и детально.

ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ И ЕГО ГИДРОУСТРОЙСТВАХ

1.1. Основные понятия

Привод — устройство или совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов машин или механизмов. Различают механические, электрические, пневматические и гидравлические приводы.

В *механических* приводах энергия передается и преобразуется с помощью шарнирных (рычажных), зубчатых, винтовых и других механизмов.

В *электрических* приводах, или *электроприводах*, электрическая энергия преобразуется в механическую с помощью электродвигателей.

В *пневматических* приводах, или *пневмоприводах*, механическая энергия рабочего тела — сжатого вещества в газообразном состоянии — преобразуется в механическую энергию твердого тела — выходного звена пневмодвигателя.

Гидравлическим приводом, или *гидроприводом*, называют устройство (агрегат) для приведения в движение машин или механизмов, преобразующее и передающее механическую энергию посредством рабочей жидкости и составленное из приводящего двигателя, насоса, гидродвигателя, устройств управления, дополнительных и вспомогательных устройств.

Различают два типа гидроприводов: объемный гидропривод и гидродинамический привод.

Объемным гидроприводом называется гидропривод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая среда (жидкость) находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. В объемном гидроприводе механическая энергия передается потоком рабочей жидкости как потенциальная составляющая в виде напора от гидростатического давления и геометрического напора при относительно малой кинетической составляющей механической энергии потока.

Предназначен объемный гидропривод для приведения в движение исполнительных механизмов и машин с помощью рабочей жидкости под давлением. Объемным гидропривод называется потому, что передача движения от источника энергии (насоса) к исполнительному механизму (гидродвигателю) осуществляется за счет перемещающихся внутри системы объемов жидкости, т. е. рабочая жидкость обеспечивает кинематические связи (перемещение, скорость) в системе путем вытеснения замкнутых объемов жидкости.

В соответствии с ГОСТ 17752–81 «Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения» *гидросистема* — совокупность гидроустройств,

входящих в состав гидропривода, т. е. понятие «гидропривод» шире понятия «гидросистема». На практике это способствовало распространению термина «гидросистема» на совокупность гидроприводов и гидроустройств, установленных на различных агрегатах (экскаватор, самолет и т. п.). Справедливость такой трактовки подтверждается необязательностью наличия насоса в составе объемного гидропривода. Современная гидросистема, помимо нескольких гидроприводов, включает в себя большую совокупность законченных элементов (в том числе насосов) и гидроустройств, встроенных в системы контроля и управления.

В *гидродинамическом* приводе, в отличие от объемного гидропривода, жидкостью обеспечивается существование силовых связей.

Объемные гидроприводы и гидродинамические приводы во многих случаях позволяют отказаться от громоздких зубчатых редукторов (коробок передач) или упростить их, значительно расширить диапазон регулирования скорости, снизить массу и габариты трансмиссии, автоматизировать ее рабочий процесс, уменьшая тем самым недостатки тяговых характеристик двигателей внутреннего сгорания.

В состав объемного гидропривода входят следующие устройства:

– один или несколько насосов;

– один или несколько объемных гидродвигателей (гидроцилиндров, гидромоторов, неполноповоротных гидродвигателей);

– гидроаппаратура (клапаны, дроссели, гидрораспределители и др.);

– кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, теплообменники и др.);

– гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы);

– гидролинии.

Насосы преобразуют механическую энергию приводных двигателей (тепловых, электрических и других) в энергию потока жидкости.

Объемные гидродвигатели преобразуют энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходных звеньев (исполнительных механизмов), при этом используется кинетическая составляющая механической энергии потока рабочей жидкости.

В зависимости от характера движения объемные гидродвигатели выходного звена подразделяют на *гидромоторы* (гидродвигатели вращательного движения), *гидроцилиндры* (гидродвигатели поступательного движения) и *поворотные гидродвигатели* (гидродвигатели возвратно-поворотного движения).

Гидроаппараты (гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители) предназначены для управления потоком рабочей жидкости: изменения или поддержания заданного давления или расхода рабочей жидкости либо изменения направления, пуска и остановки потока рабочей жидкости, а также открытия или перекрытия отдельных гидролиний. С помощью гидроаппаратов осуществляются управление гидроприводом и его защита от перегрузок.

Кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, отделители влаги и воздуха, холодильники, нагреватели) обеспечивают поддержание ее необходимых ка-

чественных показателей и состояния. К ним относятся фильтры, теплообменники (охладители и нагреватели), влагоотделители и др.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) служат для хранения рабочей жидкости, которая используется в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости или передачи давления от одного устройства гидропривода к другому либо внутри устройства от одной полости (камеры) к другой. Различают гидролинии *всасывающие*, *напорные*, *сливные*, *исполнительные*, *дренажные*, *управления* и др.

Динамический насос устроен так, что жидкость в нем перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса.

В *объемных насосах* жидкость перемещается за счет периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса.

Самовсасывающие насосы создают вакуум в камерах, объем которых увеличивается, в результате чего рабочая жидкость всасывается из бака при одновременном вытеснении вытеснителями жидкости из камер, объем которых уменьшается; *несамовсасывающие насосы* выполняют лишь последнюю функцию.

Объемные гидромашины в принципе могут быть обратимы, т. е. работать как в качестве насоса, так и в качестве гидродвигателя. Однако обратимость конкретных гидромашин связана с особенностями их конструкции.

В зависимости от вида используемых составляющих механической энергии потока рабочей жидкости различают объемные гидроприводы и гидродинамические передачи.

В *гидродинамической передаче*, состоящей из лопастных насосного и турбинного колес с общей рабочей полостью, крутящий момент передается за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости.

Объемные гидроприводы и гидродинамические передачи различны по конструкции и областям применения и рассматриваются по отдельности.

Согласно ГОСТ 17752–81, подавляющее большинство терминов и определений технических устройств гидро- и пневмоприводов — сложные слова с первой частью «гидро-» или «пневмо-». Прилагательные «гидравлический» или «пневматический» применяются крайне ограниченно.

Все термины и определения, используемые в настоящем пособии, соответствуют ГОСТ 17398–72 «Насосы. Термины и определения» и ГОСТ 17752–81, «Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения», а условные схемные обозначения и схемы гидравлических и пневматических устройств и приводов — ГОСТ 2.780–96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические», ГОСТ 2.781–96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные», ГОСТ 2.782–96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические» и ГОСТ 2.784–96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов».

Структурная схема объемного гидропривода приведена рис. 1.1.

Объемный гидропривод включает в себя насос, гидродвигатель, различные гидроустройства, соединенные гидролиниями, и предназначен для передачи энергии от приводящего двигателя к звеньям машины.



Рис. 1.1. Структурная схема объемного гидропривода

Объемным гидроприводом осуществляется передача энергии с двойным ее преобразованием: сначала механическая энергия приводящего двигателя преобразуется насосом в механическую энергию потока рабочей жидкости, потом механическая энергия потока рабочей жидкости преобразуется в гидродвигателе в механическую энергию на выходном звене гидродвигателя.

Устройства управления объемного гидропривода предназначены для изменения направления и параметров потока рабочей жидкости. Гидроаппараты предназначены для изменения или поддержания заданных направлений и параметров потока рабочей жидкости. Кондиционеры рабочей среды, гидроемкости, предназначены для поддержания заданных качественных показателей и состояния рабочей жидкости.

Гидролинии, по которым проходят потоки рабочей жидкости, соединяют насос, гидродвигатель и гидроаппараты.

Рабочая жидкость, применяемая в объемном гидроприводе, является рабочей средой, с помощью которой механическая энергия потока передается к гидродвигателю.

В состав объемного гидропривода входят и другие гидроустройства, в том числе электротехнические изделия.

1.2. Принцип работы, основные кинематические и силовые зависимости, классификация объемных гидроприводов

Принцип работы объемного гидропривода основан на следующих положениях:

– практическая несжимаемость рабочей жидкости (высокий модуль объемной упругости рабочей жидкости, который для минеральных масел, применяемых в гидроприводах, находится в пределах 1350...1750 МПа);

– использование закона Паскаля: внешнее давление, производимое на жидкость, заключенную в закрытом сосуде, передается жидкостью во все точки без изменения;

– применение уравнения Бернулли, позволяющего учесть течение реальной жидкости и гидравлическое сопротивление в гидросистеме.

Следует отметить, что для большинства практических инженерных расчетов в уравнении Бернулли можно пренебрегать геометрическим и скоростным напорами ввиду их малости.

Простейшая схема объемного гидропривода (рис. 1.2, *а*), из которой можно понять принцип его работы, состоит из двух гидромашин.

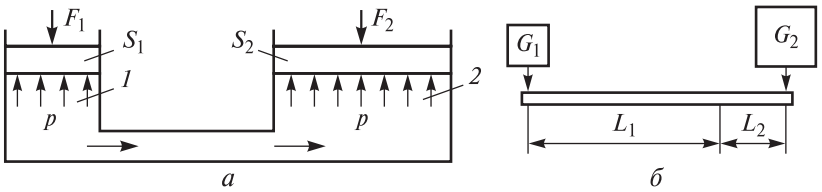


Рис. 1.2. Объемный гидропривод:

а — принципиальная гидравлическая схема; *б* — схема равновесия сил

Гидродвигатель (гидроцилиндр) *1* предназначен для работы в режиме насоса и преобразует механическую энергию твердого тела в механическую энергию потока жидкости в виде гидростатического давления, гидроцилиндр *2* — для работы в режиме объемного гидродвигателя, который преобразует механическую энергию потока жидкости в механическую энергию перемещаемого твердого тела по преодолению нагрузки F_2. На поршень гидроцилиндра *1* действует сила давления F_1, на поршень гидроцилиндра *2* — внешняя нагрузка F_2.

Принцип работы объемного гидропривода основан на преобразовании сил с учетом закона Паскаля. При перемещении поршня гидроцилиндра *1* вниз рабочая жидкость вытесняется из него в гидроцилиндр *2* и приводит его поршень в движение. При этом давление p_1, создаваемое в гидроцилиндре *1* силой F_1, действует также и на поршень гидроцилиндра *2* согласно закону Паскаля. В гидроцилиндрах *1* и *2* устанавливается статическое давление, которое без учета потерь составляет: $p_1 = F_1/S_1 = F_2/S_2 = p_2 = p$, где S_1, S_2 — рабочие площади поршней гидроцилиндров *1* и *2*. Сила $F_2 = pS_2 = F_1S_2/S_1$ возрастает во столько раз, во сколько раз площадь поршня большого гидроцилиндра *2* больше площади поршня малого гидроцилиндра *1* (без учета сил трения и разности масс поршней).

Равновесие сил, действующих в рассматриваемой схеме, можно сравнить с равновесием рычага первого рода с нагрузками: $F_1 = G_1$ и $F_2 = G_1$, приложенными по его концам (рис. 1.2, *б*). Длины плеч L_1 и L_2 коромысла и силы тяжести G_1 и G_2 связаны отношением $G_1/G_2 = L_2/L_1$. Соответственно для гидравлической схемы (см. рис. 1.2, *а*), состоящей из двух гидроцилиндров площадью S_1 и S_2, на поршнях которых установлены грузы, развивающие

силы F_1 и F_2, эти параметры связаны соотношением $F_1/F_2 = S_1/S_2$. Из этого соотношения следует, что при соответствующем выборе площадей гидроцилиндров представляется возможным уравновесить большой груз малым.

Для нахождения *основных кинематических и силовых зависимостей* рассмотрим схему, приведенную на рис. 1.2, *а*. Исходя из условия герметичности гидроцилиндров *1* и *2*, с учетом несжимаемости жидкости полагаем, что перемещения z_1 и z_2 поршней гидроцилиндров *1* и *2* связаны зависимостью $z_1S_1 = z_2 S_1$ или $z_2 = z_1 d_1^2 / d_2^2$, где d_1, d_2 — диаметры поршней.

Пренебрегая гидравлическим сопротивлением и трением поршней *1* и *2* при их движении и принимая во внимание, что $F_1 = pS_1$ и $F_2 = pS_1$, получаем $F_2 = F_1 d_2^2/d_1^2$. Если перемещение поршня гидроцилиндра происходит за время t, то скорость перемещения определяется как $V = z/t$, расход — как $Q = VS$. Разделив работу $A = Fz$ на время перемещения, найдем мощность объемного гидропривода:

$$N = \frac{A}{t} = \frac{F_1 z_1}{t} = F_1 V_1 = F_2 V_2 = pS_1 V_1 = pS_2 V_2 = pQ.$$

При работе рассматриваемого гидравлического механизма в насосе (гидроцилиндре *1*) и гидродвигателе (гидроцилиндре *2*) возникают потери энергии на преодоление трения (механического и вязкого), сжимаемость и объемные утечки, зависящие от давления и зазоров. Потери в этих гидромашинах характеризуются общим КПД гидромашин $\eta_н$ и $\eta_{гд}$.

Полезную мощность гидродвигателя определяют как $N_{гд} = F_{гд} V_{гд}$.

Принятое допущение о том, что давление нагнетания $p_{нг} = p_1$ на выходе из насоса и давление на входе в гидродвигатель $p_{гд} = p_2$, т. е. $p_{нг} = p_{гд} = p$, справедливо только при отсутствии расхода. Часть энергии потока рабочей жидкости (давления) при движении жидкости по гидросистеме в результате трения жидкости переходит в тепловую энергию и давление снижается на величину $\Delta p_{гд} = p_н - p_{гд}$.

Относительные потери давления характеризуются гидравлическим КПД устройств

$$\eta_г = \frac{p_н - \Delta p_{гд}}{p_н} = \frac{p_{гд}}{p_н}.$$

Мощность, необходимую для привода насоса, определяют с учетом потерь давления и расхода жидкости:

$$N_н = \frac{V_2 F_{гд}}{\eta_н \eta_{гд} \eta_{н.мех} \eta_г} = \frac{N_{гд}}{\eta_{гп}},$$

где $\eta_{гп}$ — полный КПД гидропривода.

Полный (общий) КПД гидропривода вследствие объемных, гидравлических и механических потерь в насосе и гидродвигателе всегда меньше единицы, равен произведению полных КПД насоса, гидродвигателя и ги-

дроустройств и определяется отношением полезной мощности на выходе гидродвигателя и мощности приводного двигателя (привода насоса).

Основная рабочая характеристика любого привода (внешняя статическая характеристика) — это зависимость развиваемого силового параметра на выходном звене двигателя (усилия или момента) от скорости движения этого звена. Для гидропривода вращательного движения (выходное звено — вал гидромотора) это $n_{\text{гм}} = f(M_{\text{гм}})$ — зависимость момента сопротивления на валу гидромотора от частоты вращения вала гидромотора; для привода поступательного движения (выходное звено — поршень или корпус гидроцилиндра) — это зависимость $F = f(V)$ силы, развиваемой указанным поршнем, от скорости его движения.

Только часть усилия гидродвигателя используется для преодоления сопротивления $F_{\text{гд}}$:

$$F_{\text{гд}} = p_{\text{гд}} S_2 - F_{\text{гд.тр}}; \quad \eta_{\text{гд.мех}} = \frac{F_{\text{гд}}}{p_{\text{гд}} S_2}.$$

Потери на механическое и гидравлическое трение приводят к необходимости увеличения давления в системе и усилия привода насоса $F_{\text{н.мех}}$ для преодоления сопротивления $F_{\text{гд}}$:

$$p_{\text{гд}} = \frac{F_{\text{гд}}}{S_2 \eta_{\text{гд.мех}}}; \quad p_{\text{н}} = \frac{p_{\text{гд}}}{\eta_{\text{г}}}; \quad F_{\text{н}} = F_{\text{гд}} \frac{S_1}{S_2 \eta_{\text{н.мех}} \eta_{\text{гд.мех}} \eta_{\text{г}}}.$$

Необходимые для движения поршней зазоры определяют наличие утечек рабочей жидкости в системе. Расход утечек в насосе $\Delta Q_{\text{н}}$ и гидродвигателе $\Delta Q_{\text{гд}}$ зависит от давления и размеров зазоров и характеризуется объемными КПД насоса $\eta_{\text{н}W}$ и гидродвигателя $\eta_{\text{гд}W}$:

$$\eta_{\text{н}W} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{н}}}; \quad \eta_{\text{гд}W} = \frac{V_2 S_2}{V_2 S_2 + \Delta Q_{\text{гд}}}.$$

Объемные потери определяют необходимость увеличения подачи насоса $Q_{\text{н}}$ для обеспечения заданной скорости выходного звена гидродвигателя:

$$Q_{\text{н}} = \frac{V_2 S_2}{\eta_{\text{гд}W}}.$$

При длительной эксплуатации гидропривода зазоры в трущихся элементах увеличиваются и объемный КПД снижается.

Возможность применения отдельных типов гидроагрегатов, и прежде всего насосов и гидродвигателей, зависит от *режима работы объемного гидропривода*, который оценивают по следующим показателям:

– коэффициент использования номинального давления

$$k_p = \frac{p_{\text{экв}}}{p_{\text{ном}}}; \quad p_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^{n} \frac{p_i^3 t_i}{T}},$$

где $p_{экв}$ — эквивалентное давление; $p_{ном}$ — номинальное давление; t_i — время работы привода при давлении p_i; T — общее время работы привода; n — число режимов давления p_i за время T;

– коэффициент использования по времени в смену $k_в = t_{нагр} / t_{см}$, где $t_{нагр}$ — время работы привода под нагрузкой; $t_{см}$ — продолжительность смены;

– годовой коэффициент использования по времени $k_г = t_р / t_г$, где $t_р$ — общее время работы за год; $t_г$ — годовой фонд времени;

– коэффициент относительного колебания давления в системе $k_д = (p_{max} p_{min})/p_{ср}$, где p_{max}, p_{min} — среднее максимальное и среднее минимальное давление соответственно; $p_{ср}$ — среднее давление жидкости.

В зависимости от значений показателей объемного гидропривода принято выделять режимы работы: *весьма тяжелый* (ВТ), *тяжелый* (Т), *средний* (С) и *легкий* (Л) (табл. 1.1). Режим работы гидропривода связан с предельно допустимым износом гидроагрегатов, который характеризуется минимальным значением объемного КПД.

Таблица 1.1

Характеристика режимов работы объемных гидроприводов

Режим	$k_р$	$k_в$	Число включений	$k_г$	$k_д$	Объемный КПД
Легкий	< 0,4	0,1–0,4	< 100	< 0,5	< 0,2	0,55–0,60
Средний	0,4–0,7	0,3–0,5	100–200	0,5–0,7	0,2–0,4	0,6–0,7
Тяжелый	0,7–0,9	0,5–0,8	200–400	0,7–0,9	0,4–0,8	0,7–0,8
Весьма тяжелый	> 0,9	0,8–0,9	400–800	> 0,9	> 0,8	> 0,8

Классификация объемных гидроприводов по различным признакам приведена на рис. 1.3.

Насосный гидропривод (п. 17 ГОСТ 17752–81, далее приводятся номера пунктов без указания на этот ГОСТ) — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель насосом, входящим в состав гидропривода. В насосных гидроприводах используются как объемные, так и динамические насосы. Насосный гидропривод может быть с замкнутой и разомкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В насосном гидроприводе с *замкнутым потоком* (п. 36) рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно на вход насоса. Преимуществами таких схем гидроприводов являются благоприятные условия защиты рабочей жидкости от загрязнений, возможность применения реверсивных регулируемых насосов. К недостаткам следует отнести необходимость применения для каждого гидродвигателя своего насоса, сравнительно быстрый нагрев замкнутого объема рабочей жидкости и трудности обеспечения требуемого класса чистоты основного потока рабочей жидкости.

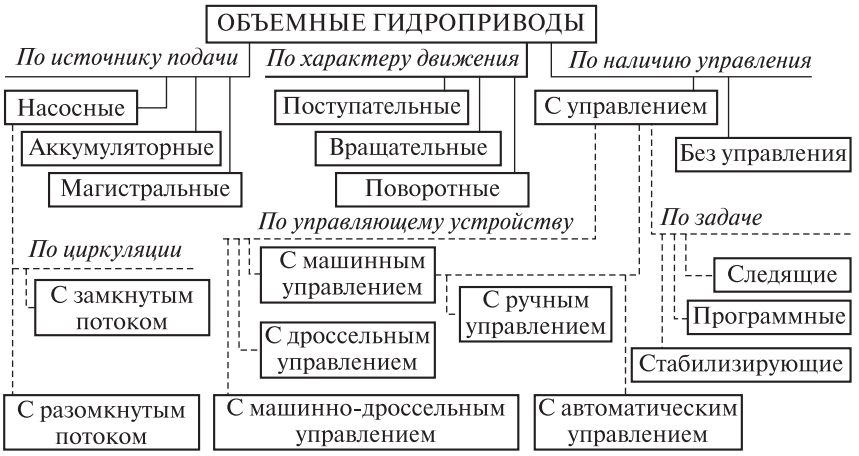


Рис. 1.3. Классификация объемных гидроприводов

В гидроприводе с *разомкнутым потоком* рабочая жидкость от гидродвигателя поступает непосредственно в гидробак, откуда ее забирает насос. Основные преимущества таких гидроприводов — возможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу, хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости.

В *аккумуляторном гидроприводе* (п. 18) рабочая жидкость подается в гидродвигатель из гидроаккумулятора, предварительно заряженного от внешнего источника, не обязательно входящего в состав гидропривода.

В *магистральном гидроприводе* (п. 19) рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали, не входящей в состав гидропривода. Под гидромагистралью (п. 19) понимают трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от насосной установки к группе гидроприводов, не связанных между собой конструктивно и имеющих возможность подключения или монтажа независимо от других гидроприводов.

Гидропривод с управлением (п. 24) — это гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя с использованием каких-либо внешних средств.

Осуществление функций управления и контроля всегда связано с необходимостью выполнения ряда операций логического и вычислительного характера. Поскольку физиологические возможности человека как управляющей системы ограничены, эффективное использование существующих и разработка новых высокопроизводительных установок возможны лишь при передаче функций управления машинам. Задачей *автоматического управления* (п. 26) является осуществление процесса управления без непосредственного участия человека.

Применяют разомкнутые и замкнутые системы автоматического управления. В *разомкнутых системах* (п. 35) отсутствует сравнение состояния управляемого объекта с заданным, а управляющее воздействие формируется на основе цели управления и свойств управляемого объекта.

В *замкнутых системах* (п. 36) управляющее воздействие формируется на основе результата сравнения текущего (или в контрольных точках) состояния объекта управления, обеспечиваемого применением обратной связи, с заданными (требуемыми).

В *следящем гидроприводе* (п. 29) регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее неизвестно. В *программных гидроприводах* (п. 28) изменение выходных параметров происходит по заранее заданной программе. В *стабилизирующих гидроприводах* (п. 27) параметр выходного звена поддерживается постоянным с помощью автоматического управления.

Независимо от источника энергии, механизма передачи и преобразования энергии (движения) и аппаратуры управления каждый гидропривод описывается тремя следующими характеристиками:

1) нагрузочная (рабочая, механическая) характеристика — зависимость скорости движения выходного звена от внешней преодолеваемой нагрузки ($V = f(R)$ или $\omega = f(M)$) при постоянном значении параметра регулирования;

2) регулировочная (скоростная) характеристика — зависимость скорости движения выходного звена привода от параметра регулирования σ ($V = f(\sigma)$ или $\omega = f(\sigma)$);

3) энергетическая характеристика — зависимость КПД привода от скорости движения выходного звена при постоянной внешней нагрузке.

Очень часто три характеристики строят для относительных параметров.

Под *относительной скоростью* движения выходного звена $\overline{V}$ или $\overline{\omega}$ понимают отношение текущего значения скорости V или ω при заданной нагрузке к максимально возможному значению этой скорости V_{max} (или ω_{max}) при этой же нагрузке.

Под *относительной нагрузкой* $\overline{R}$ или $\overline{M}$ на выходном звене гидропривода (гидродвигателя) понимают отношение значения преодолеваемой нагрузки R или M к максимальному значению нагрузки (тормозной) R_{max} или M_{max}.

Выходным звеном гидропривода (гидродвигателя) называют выходное звено гидродвигателя (вал, шток), совершающее полезную работу.

1.3. Способы регулирования объемного гидропривода

В основе всех способов регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя объемного гидропривода лежат соотношения и способы обеспечения подачи насоса $Q_н$ и расхода $Q_{гд}$ поступающей в гидродвигатель рабочей жидкости.

Способ регулирования гидропривода принято называть по способу изменения рабочих параметров.

Машинное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода заключается в изменении рабочих объемов гидромашин.

В гидроприводе с машинным управлением в каждый момент времени соблюдаются следующие равенства (без учета потерь): $Q_н = Q_{гд}$, где $Q_н$ — по-

дача нерегулируемого или регулируемого насоса; $Q_{гд}$ — расход жидкости, поступающей в гидродвигатель с нерегулируемыми или регулируемыми рабочими параметрами (рабочий объем, рабочая площадь поршня).

Отличительной особенностью машинного способа регулирования скорости является то, что не происходит непроизводительного слива части потока рабочей жидкости. Вследствие этого такие приводы имеют более высокие энергетические характеристики.

Дроссельное регулирование скорости движения выходного звена гидропривода осуществляется изменением (управлением) расхода жидкости, поступающей в гидродвигатель, за счет отвода части потока жидкости от насоса в гидробак без совершения полезной работы:

$$Q_{н} = Q_{гд} + Q_{п.кл} \text{ или } Q_{н} = Q_{гд} + Q_{др},$$

где $Q_{н}$ — подача нерегулируемого насоса; $Q_{гд}$ — расход жидкости, поступающей в гидродвигатель; $Q_{п.кл}$, $Q_{др}$ — расход жидкости, проходящей через переливной гидроклапан и гидродроссель соответственно.

Управление расходом рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, возлагается на регулируемый гидродроссель, специально устанавливаемый в гидропривод.

В обоих случаях регулирования изменяемая скорость движения выходного звена определяется объемом жидкости, проходящей через объемный гидродвигатель.

При рассмотрении принципиальных схем регулируемых гидроприводов для упрощения рассуждений и обеспечения корректности при сравнении полученных результатов сделаем общие допущения:

– потерями энергии при движении рабочей жидкости в гидролиниях пренебрегаем;

– КПД гидромашин принимаем равным единице.

Гидросистемы и гидроприводы предназначены в основном для передачи энергии и управления рабочими органами машин и механизмов. Гидроустройства, входящие в состав гидросистем (гидроприводов), как правило, собраны по типовой (общепринятой) схеме из унифицированных узлов (насосы, гидродвигатели, направляющая и распределительно-регулирующая гидроаппаратура и др.) и отличаются размерами, расположением на месте использования, приводом насосов и способом соединения выходных звеньев гидродвигателей с приводными механизмами машин и механизируемых агрегатов.

Проектирование гидросистем осуществляется по техническому заданию, содержащему требования к действиям, выполняемым приводными устройствами механизмов (скорость перемещения, преодолеваемые нагрузки, цикличность и т. п.), условия эксплуатации (температурный диапазон, ударные и вибронагрузки и т. п.).

Для выполнения приводами, входящими в состав гидросистем, все возрастающего числа задач разрабатываются и применяются системы передачи

механической энергии потока рабочей жидкости с необходимым обеспечением высокого КПД передачи.

Анализ современных способов получения и передачи энергии гидроприводам гидросистем показывает, что наибольшей эффективностью обладают объемные насосы с постоянным рабочим объемом — с нерегулируемой подачей. Они имеют ряд преимуществ: относительно невысокую стоимость, простоту распределительных устройств (в основном направляющих), долговечность и сравнительно высокий КПД при работе на одного потребителя с постоянным расходом.

К недостаткам объемных насосов можно отнести то, что получить два и более независимых мощностных и расходных потоков для приводов рабочих органов гидросистемы можно с помощью многозолотниковых гидрораспределителей только способом дроссельного регулирования, что не обеспечивает разветвления потоков мощности. Такие схемы имеют низкий КПД при использовании регуляторов расхода, значительное снижение КПД и увеличение потерь на холостом ходу. В изложенной схеме подачи механической энергии потока рабочей жидкости основные потери энергии происходят при недогрузке исполнительных гидродвигателей по расходу (и давлению).

Учет изложенных достоинств и недостатков позволяет установить, что как для гидросистем с несколькими насосами, так и для гидроприводов использование нерегулируемых насосов с постоянной подачей энергетически выгодно только в тех случаях, когда работа потребителей не связана со значительным изменением расхода рабочей жидкости, т. е. не требуется регулирования скорости исполнительных органов в широких пределах.

Системы с использованием насосов и автоматическим регулированием подачи по давлению нагрузки (изменение рабочего объема насоса в зависимости от изменения давления нагнетания на выходе насоса), иногда называемые *системами с постоянным давлением*, позволяют повысить КПД дроссельного регулирования, но такое решение приводит к конструктивному усложнению гидросистемы (регулируемый насос — с переменным объемом).

С использованием регуляторов расхода и специального избирательного устройства — клапана ИЛИ на два потребителя и более можно поддерживать давление рабочей жидкости в автоматическом регуляторе подачи насоса, равное давлению в наиболее нагруженном потребителе. Потери мощности возрастают с увеличением перепада давления рабочей жидкости на выходе из насоса и на выходе в гидродвигатель. Вследствие изменения подачи насоса потери мощности не зависят от расхода жидкости (вся подача направляется потребителю).

Очевидно, что системы постоянного давления выгодно использовать, когда требуется регулирование скорости выходных звеньев гидродвигателей в большом диапазоне. В этой схеме подачи механической энергии потока рабочей жидкости основные потери энергии происходят при недогрузке исполнительных гидродвигателей по давлению.

Регулируемые насосы нашли широкое применение в гидроприводах ходовых и следящих гидросистем. Регулирование скорости движения

мобильной машины может осуществляться за счет изменения рабочего объема насоса, одновременно рабочих насоса и гидромотора, только гидромотора. Учитывая то, что при регулировании не теряется подача насоса, КПД равен единице. Сложность состоит в одновременной работе двух и более гидромоторов от одного регулируемого насоса.

1.4. Проектирование схем объемных гидроприводов мобильных машин

При проектировании схем гидроприводов строительно-дорожных машин необходимо учитывать возможности применения гидроаппаратуры и гидроагрегатов, производимых отечественными и зарубежными заводами и предприятиями для машиностроительной отрасли, а также рекомендации по рациональному использованию возможностей объемного гидропривода.

Принципиальная гидравлическая схема строительно-дорожной машины разрабатывается на основе следующих типовых схем:

– схемы гидроприводов поступательного движения, в которых перемещение выходного звена — штока гидроцилиндра — может осуществляться с регулированием или без регулирования скорости, при фиксации или без фиксации положения штока;

– схемы гидроприводов поступательного движения с параллельным и последовательным включением гидроцилиндров, управление которыми осуществляется с помощью гидроустройств, контролирующих путь и время перемещения выходных звеньев, а также нагрузку на них;

– схемы гидроприводов поступательного движения с синхронизацией движения нескольких гидроцилиндров на базе регуляторов и делителей потока;

– схемы гидроприводов вращательного движения, в которых выходными элементами являются гидромоторы различных типов, соединенные параллельно, последовательно или независимо друг от друга (в отдельных контурах), подключенные от одного или нескольких насосов;

– схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, с дроссельным или объемным регулированием скорости выходных звеньев гидродвигателей;

– схемы гидроприводов с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости и объемным способом регулирования скорости движения пяти выходных звеньев гидродвигателей.

Принципиальная схема объемного гидропривода отражает состав элементов и связи между ними, дает детальное представление о принципах работы строительно-дорожной машины.

Выбор давления обусловлен тем, на какое давление ориентируются заводы — изготовители гидроаппаратуры при разработке конструкций насосов, гидромоторов и других элементов гидропривода.

Исходя из заданной скорости движения (частоты вращения) рабочего органа, номинальный расход $Q_{ном}$, л/мин, выбирают по ГОСТ 13825–80 «Гидроприводы объемные и смазочные системы. Номинальные расходы жидкости. Обозначения».

При правильно выбранном расходе общие потери давления в гидросистеме не должны превышать 5-6 % от давления насоса.

После принятия решений по всем указанным выше пунктам вычерчивают принципиальную схему гидропривода дорожно-строительной машины и составляют краткое описание его работы.

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией строительно-дорожной машины, в гидроприводе может применяться машинное и дроссельное регулирование скорости движения выходных звеньев гидродвигателей или сочетание этих способов.

Машинное регулирование скорости осуществляется изменением подачи насоса или гидромотора в зависимости от рабочего объема, который изменяется автоматически или с помощью управляющих устройств.

При дроссельном регулировании изменяются размеры проходных сечений дросселей или дросселирующих гидрораспределителей.

Способ регулирования следует выбирать с учетом оценки машинного и дроссельного регулирования по трем показателям: нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости элементов гидропривода.

Нагрузочная характеристика гидропривода выражает зависимость скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора) от нагрузки на нем: $V = f(R)$ или $\omega = f(M)$.

При этом значения рабочих объемов гидромашин (в случае объемного регулирования) или проходного сечения дросселя (в случае дроссельного регулирования) остаются неизменными. Нагрузочная характеристика отражает степень стабильности скорости движения выходного звена при изменяющейся нагрузке. По этому показателю наибольшей стабильностью по сравнению с вариантами гидросистем с дроссельным регулированием обладают гидроприводы с объемным регулированием.

Гидроприводы с машинным регулированием имеют существенно более высокий КПД по сравнению с гидроприводами, работающими по принципу дроссельного регулирования.

Очевидно, что по двум важнейшим показателям — нагрузочной характеристике и КПД — лучшие качества имеет гидропривод с объемным регулированием.

С экономической позиции гидроприводы с машинным регулированием более дорогостоящие, чем нерегулируемые, по причине большей стоимости регулируемых насосов и гидромоторов по сравнению с нерегулируемыми. Значительные капитальные затраты при проектировании гидроприводов с машинным регулированием компенсируются меньшими эксплуатационными расходами вследствие высокого КПД.

По указанным причинам машинное регулирование применяют в тех случаях, когда существенными являются энергетические показатели, на-

пример, в дорожно-строительных машинах большой мощности, которые обеспечивают непрерывные технологические процессы и длительное время работают в тяжелых нагрузочных режимах.

Гидропривод с дроссельным регулированием применяют для маломощных систем (до 5 кВт), а также при кратковременных режимах непрерывной работы. При этом стремятся применить недорогие гидромашины, например шестеренные.

При определении места установки дросселя нужно учитывать следующее. При знакопеременной нагрузке возможно только одно местоположение дросселя — после гидродвигателя в гидросхеме (гидромотора или гидроцилиндра), поскольку при других положениях (перед гидродвигателем или в параллельной гидролинии) не обеспечивается регулирование в момент, когда направление внешней нагрузки совпадает с направлением движения выходного звена гидропривода. Другими словами, схемы с дросселем в сливной магистрали обеспечивают двухстороннюю жесткость гидродвигателя, создавая наибольшую устойчивость против автоколебаний, и в особенности при малой скорости движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора).

Рассмотрим *особенности требований к гидроприводам стационарных и мобильных объектов*.

Применяемые в стационарных и мобильных объектах гидроприводы имеют различные схемы и устройство, а также ряд особенностей, вызванных условиями эксплуатации и тактико-техническими требованиями:

– широкий температурный диапазон (+50...–50 °С, особо следует отметить низкие температуры –40...–50 °С);

– большое давление (32...40 МПа), что требует учета сжимаемости рабочей жидкости;

– широкий диапазон изменения скорости движения исполнительных органов и нагрузок;

– необходимость жесткой фиксации исполнительного органа в любом промежуточном положении, удержания этого положения в течение длительного времени, синхронизации движений исполнительных органов (домкратов, аутригеров, стяжек), восприятия отрицательных (попутных) нагрузок;

– необходимость в предохранительных, блокировочных и страховочных устройствах для защиты от перегрузок и аварийных разрывов трубопроводов;

– большие знакопеременные нагрузки.

ГЛАВА 2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ, НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

2.1. Объемные гидромашины

Гидравлической машиной, или *гидромашиной*, называют устройство, элементы которого совершают движение с целью преобразования механической энергии твердого тела в механическую энергию потока рабочей жидкости или, наоборот, механической энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию твердого тела и передачи ее рабочему органу машины для полезного использования.

Классификация гидромашин по принципу действия. Силы, возникающие на рабочих органах гидромашины при преобразовании энергии, являются результатом действия распределенных в жидкости сил. Из гидромеханики известно, что в общем случае результирующая сила, которая действует со стороны потока жидкости на ограничивающие его стенки, может быть представлена как сумма гидродинамической и гидростатической составляющих.

Гидродинамические силы возникают на рабочих органах — лопастях вращающегося рабочего колеса гидромашины в результате обтекания их жидкостью. Такие гидромашины получили название *лопастных* или *динамических*.

Для того чтобы на рабочем органе гидромашины возникли силы от действия гидростатического давления, необходимо создать на поверхностях рабочего органа перепад давления. Подобный принцип образования силы обусловливает существование в гидромашине некоторых замкнутых, герметично разделенных пространств. Причем в процессе преобразований механической энергии твердого тела и механической энергии потока жидкости при перемещении рабочих органов объем этих пространств изменяется. Такой принцип работы осуществлен в *объемных гидромашинах*.

Необходимо отметить следующие особенности гидромашин. Входная и выходная полости лопастных гидромашин постоянно сообщаются между собой, и только в работающей машине вследствие силового взаимодействия рабочих органов с жидкостью происходит их разделение. У объемных гидромашин полости всегда герметично отделены друг от друга и жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, попеременно сообщающейся с входом и выходом (насос), или рабочая жидкость передает силовое воздействие на рабочий элемент машины. Как следствие, лопастные гидромашины используют для перемещения бóльших объемов жидко-

сти при меньшем напоре, а объемные, наоборот, для перемещения меньших объемов жидкости, но при высоком напоре (давлении).

Принципиально важно, что расход и напор объемных гидромашин — независимые между собой величины (жесткая характеристика), а у лопастных — взаимосвязанные. Объемные гидромашины имеют лучшие энергетические показатели при использовании вязких жидкостей (более 1...3 Ст), чем лопастные.

Лопастную гидромашину называют *проточной,* так как в ней внутренняя полость всегда сообщается как с входной, так и с выходной полостью, а объемную — *герметичной,* так как ее герметичная рабочая камера может быть подключена либо только к входной, либо только к выходной полости (вход и выход всегда герметично разделены).

Основные параметры и рабочие характеристики гидромашин. *Характеристикой гидромашины* называют функциональную зависимость между ее некоторыми параметрами при неизменных других параметрах, определяющих ее состояние. Характеристики гидромашин выражают аналитически, в виде таблиц и чаще — в виде диаграмм. Функциональные зависимости и параметры гидромашин (за исключением рабочего объема и давления) приводят с указанием температуры рабочей жидкости, значения кинематической вязкости, давления в некоторых местах схемы (на входе в насос — давление всасывания, давление на выходе из гидродвигателя и т. п.).

Коэффициент полезного действия гидромашины позволяет оценить, какая часть мощности потребляется и теряется в гидромашине.

В гидравлических машинах различают три основных вида потерь энергии — гидравлические, механические и объемные.

Гидравлические потери — это потери напора при движении жидкости в каналах гидромашины, которые оценивают с помощью гидравлического КПД $\eta_г$.

Механические потери — это потери на механическое трение в подшипниках, сопряженных деталях и уплотнениях гидромашины; их оценивают с помощью *механического КПД* $\eta_{мех}$.

Объемные потери — потери на утечки рабочей жидкости из циркулирующего объема и перетечки рабочей жидкости через зазоры внутри гидромашины из области высокого давления в область низкого давления, не участвующие в рабочем процессе; их оценивают с помощью объемного КПД $\eta_{об}$. Эти потери возникают вследствие множества зазоров с неподвижными и подвижными стенками, в которых происходят основные потери энергии.

В объемных гидромашинах механическая энергия твердого тела преобразуется в механическую энергию потока рабочей жидкости в процессе попеременного заполнения объема рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснения ее из рабочей камеры или обратно. Рабочие процессы в объемных гидромашинах происходят в рабочих камерах.

Рабочая камера объемной гидромашины — пространство объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями рабочих элементов,

периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл объемной гидромашины состоит из следующих рабочих процессов: в насосах — всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидродвигателях — заполнения (нагнетания) и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется с помощью распределительных устройств разнообразных видов.

Объемные гидромашины классифицируют по конструкции рабочих элементов — замыкателей (шестеренные, пластинчатые, радиально- и аксиально-поршневые); по типу устройств разделения рабочих процессов (торцовые, цапфенные, клапанные и клапанно-щелевые); по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала (одно-, двух- и многократного действия); по возможности регулирования объема рабочей камеры (регулируемые и нерегулируемые) или подаваемого объема жидкости; по возможности изменения направления потока рабочей жидкости (реверсивные и нереверсивные), для насоса направление вращения вала не изменяется.

К основным *особенностям объемных гидромашин*, которые обусловлены их принципом действия, относятся:

– цикличность рабочего процесса, чем обусловлена неравномерность подачи и других параметров;

– герметичность машин — разделение полостей всасывания и нагнетания;

– жесткость рабочей характеристики — теоретическая подача не зависит от давления в линии нагнетания;

– независимость давления, создаваемого объемной гидромашиной, от скорости движения входного звена — вала и скорости жидкости;

– самовсасывание.

Способность удалять воздух из гидролинии подвода рабочей жидкости к насосу (от свободной поверхности гидробака до рабочей камеры насоса) — *самовсасывание* — обеспечивается за счет того, что движение жидкой среды в рабочие камеры насоса происходит под действием внешних сил, создаваемых подпором (давлением в гидробаке, столбом жидкости или подпиточным насосом).

Для того чтобы учесть отличие действительных средних значений подачи насоса (расхода машины) и момента от теоретических (идеализированных), вводят коэффициенты — подачи насоса (расхода машины) k_Q и момента k_M, позволяющие учесть фактические расход $Q_ф$ и момент $M_ф$ и их отклонения ΔQ и ΔM от теоретических (идеализированных) значений $Q_т$ и $M_т$.

Иногда коэффициент подачи k_Q отождествляют с объемным КПД $\eta_{об}$, а коэффициент момента k_M — с гидромеханическим КПД $\eta_{гидромех} = \eta_г\eta_{мех}$, где $\eta_г$, $\eta_{мех}$ — гидравлический и механический КПД соответственно. Различие заключается в том, что КПД является энергетической характеристикой и представляет собой отношение полезной работы к затраченной, а коэффициенты k_Q и k_M только констатируют факт отличия действительных значений от теоретических, что не всегда связано с энергетическими потерями.