

Некоторые вопросы статического расчета при проектировании высокоэффективного объемного нерегулируемого гидропривода

06, июнь 2014

Никитин О. Ф.

УДК: 62-82:681.581.5

Россия, МГТУ им. Баумана

nof1936@yandex.ru

Введение

В настоящей работе рассматривается вариант создания нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями с проведением отвечающих всем требованиям статических расчетов нерегулируемого гидропривода.

Принятые методы статического расчета нерегулируемого объемного гидропривода не ставят целью обеспечение высокоэффективной работы гидропривода с многими гидродвигателями. Целью и задачей проведенных аналитических исследований является определение путей и методов статических расчетов нерегулируемого гидропривода, обеспечивающих высокоэффективную работу гидропривода со строго заданными кинематическими и силовыми параметрами. Это позволяет определить типоразмеры и номенклатуру гидромашин и гидроаппаратов и подобрать необходимые гидроустройства по каталогам с обеспечением высоких энергетических показателей.

Целенаправленных исследований по рассматриваемому вопросу не проводилось. Представленные теоретические и схемные решения позволяют создавать нерегулируемые объемные гидроприводы с коэффициентом полезного действия в большинстве случаев близким к 0,9.

Пути достижения и выполнения поставленных целей и задач расчета

Современный уровень унификации гидроустройств при проектировании необходимого высокоэффективного объемного гидропривода в конкретных условиях ставит потребителя в условия необходимости рассмотрения двух вариантов:

- создание объемного гидропривода из существующей номенклатуры гидроустройств путем творческих усилий специалистов с наименьшими трудовыми и экономическими затратами;

- разработка новых конструктивных решений гидроустройств, отвечающих требованиям конкретных условий применения, включающая разработку, изготовление и отработку с испытаниями новых гидроустройств.

Все это может несколько менять объем и последовательность расчетов.

Под проектированием понимают весь комплекс работ по изысканиям, исследованиям, расчетам и конструированию, связанный с разработкой удовлетворяющих ряду заданных требований вновь создаваемых, а также реконструируемых или модернизируемых объектов.

Цель проектирования состоит в том, чтобы в разрабатываемом, но пока еще не существующем объекте, найти и зафиксировать тот минимум расчетов, который обеспечивает возможность четкого и однозначного исполнения гидропривода с получением наибольшего КПД.

При проведении такого расчета, называемого статическим расчетом, учитывают постоянные во времени нагрузки, скорости и перемещения выходных звеньев гидродвигателей.

При статическом расчете объемного гидропривода принимают следующие допущения:

- работа любого гидродвигателя происходит индивидуально;
- давление при всех случаях нагрузки каждого гидродвигателя не должно превышать принятое при разработке;
- должна быть исключена, по возможности, работа гидропривода с контролируемыми параметрами при включении напорного гидроклапана всего гидропривода, то есть когда имеет место перепуск рабочей жидкости через этот гидроклапан;
- режимы течения рабочей жидкости через гидроустройства должны быть установившимися;
- режимы теплообмена - установившиеся.

Заданные силовые (сила, момент) и кинематические (линейная скорость или угловая скорость вращения) параметры выходных звеньев гидродвигателей, которые составляют основные выходные параметры гидропривода, определяют полезную мощность разрабатываемого гидропривода.

В случае, когда необходимо провести анализ динамических свойств объемного гидропривода таких, как время разгона и торможения, вид и характер переходного процесса или частотных характеристик, выполняют динамический расчет объемного гидропривода.

Различают предварительный и поверочный расчеты.

При предварительном расчете по заданным силовым и кинематическим параметрам выходных звеньев гидродвигателей с учетом величин принятых номинального давления и потерь давления в напорной и сливной гидролиниях (от насосной установки до гидродвигателя и от гидродвигателя до гидробака насосной установки) определяют в первую очередь подачу насосной установки (насоса) и необходимость изменения её подачи, расходы, конструктивные параметры и давления, обеспечивающие выполнение заданных кинема-

тических и силовых параметров исполнительных гидродвигателей и гидропривода, типоразмеры и номенклатуру гидроустройств и гидроаппаратов.

При проектировании гидропривода следует стремиться к построению его преимущественно на базе серийно выпускаемых гидроустройств, что ускоряет и удешевляет процесс создания гидропривода. С учетом указанного обстоятельств на практике, как правило, максимальное рабочее давление выбирают на уровне, принятом в отрасли машиностроения, в которой предполагается использование проектируемого гидропривода.

При определении рабочей характеристики насосной установки - зависимости подачи от давления нагнетания при предварительном расчете является выбор номинального давления. Как показывает анализ современной техники, оптимальные величины номинального давления в современных объемных гидроприводах достигают 16-32 МПа.

Поверочный расчет выполняют после определения или подбора из каталогов необходимых существующих гидромашин, гидроустройств и гидроаппаратов с целью уточнения основных параметров и характеристик гидропривода, потерь давления в гидрелиниях и гидроустройствах.

При рассмотрении процесса проведения предварительного расчета качестве типового принят гидропривод (ГП), имеющий в своем составе три типа гидродвигателей, требующих для независимого управления каждым использованием индивидуальных гидрораспределителей. В число этих гидродвигателей входят: одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия, реверсивный гидромотор и, как исключение, двухштоковый гидроцилиндр двустороннего действия с дроссельным управлением.

Следует заметить, что увеличение числа гидродвигателей в рассматриваемом случае не влияет на порядок работ при создании гидропривода.

Из практики известно, что индивидуальная схема соединения гидродвигателей применяется в тех случаях, когда в нерегулируемом гидроприводе желают получить наилучшие энергетические характеристики (наибольший КПД гидропривода при работе на одном из каждого гидродвигателе) или когда одновременная работа гидродвигателей по условиям эксплуатации гидрофицированной машины является недопустимой.

Таким образом, возникает задача выбора величины подачи насоса (насосной установки) и обеспечение работы каждого гидродвигателя по крайней мере в большинстве режимов с расходом, соответствующем подаче насоса. Это возможно обеспечить соответствующим подбором рабочих геометрических параметров гидродвигателей (рабочий объем гидромотора, эффективные рабочие площади поршней и штоков) и схемными решениями, например схемой подключения гидродвигателя, например, одноштокового или двухштокового с разными штоками гидроцилиндра (гидроцилиндра с разными рабочими полостями) - простая и дифференциальная.

При использовании насоса для питания нескольких гидродвигателей при выборе его подачи исходят из расходов, потребных для максимального обеспечения заданных скоростей движения выходного звена каждого из гидродвигателей, и циклограммы работы гид-

ропривода в целом. В этом случае, иногда в качестве источника подачи рабочей жидкости более рациональным может быть использование насосно-аккумуляторной станции.

Структурная схема гидропривода

Разрабатываемая в первую очередь структурная схема гидропривода (рис.1) определяет основные функциональные части гидропривода, их назначение и взаимосвязи.

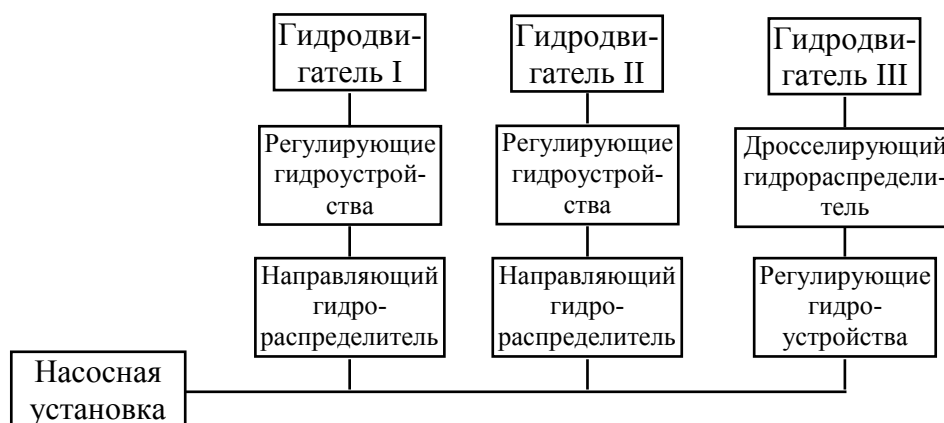


Рис.1. Структурная схема гидропривода

Функциональные части гидропривода на схеме изображают в виде прямоугольников, линии связи - сплошными основными линиями. Схему обычно выполняют без соблюдения масштаба. Действительное пространственное расположение функциональных частей гидропривода не учитывают. Графические обозначения частей следует располагать на поле схемы таким образом, чтобы получить линии связи наименьшей длины, а также наименьшее число их изломов и взаимных пересечений.

Взаимосвязь параметров насосной установки и конструктивных параметров гидродвигателей

При разработке высокоэффективного нерегулируемого гидропривода с несколькими гидродвигателями важно, чтобы расходы, поступающие в рабочие полости гидродвигателей, соответствовали подаче насоса (насосной установки) при давлениях нагнетания, создающих условия преодоления нагрузки на выходном звене гидродвигателя.

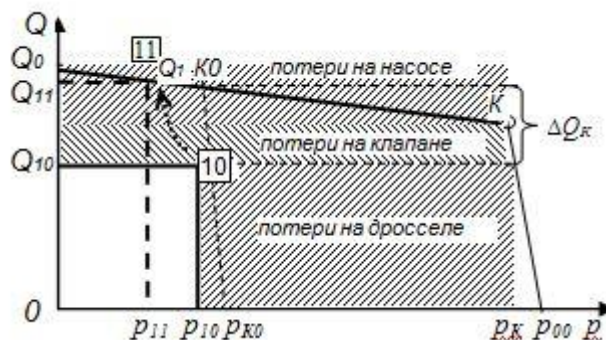


Рис.2. Сравнение мощностных диаграмм гидроприводов без регулирующего устройства.

Обоснованность этого положения можно видеть при сравнении мощностных диаграмм - (Q_0 и p_K) насоса и (Q_{10} и p_{10}) исполнительного гидродвигателя (рис.2). Параметры заданы исходно. Наложение рабочих параметров ($Q_{10}; p_{10}$) исполнительного гидродвигателя 1 на диаграмму рабочей характеристики $Q=f(p)$ насосной установки (рис.2) позволяет наглядно увидеть, как величина КПД гидропривода определяется соотношением площадей мощностных диаграмм в нерегулируемом гидроприводе - полезная мощность $N_{10} = p_{10}Q_{10}$ (область без заливки, ограниченная жирной линией), используемая энергия гидравлического потока в исполнительном гидродвигателе, и всей полезной мощности насосной установки $N = p_K Q_K$. О величине потерь энергии в рассматриваемом гидроприводе можно судить по заштрихованной области, в которой показаны потери мощности в нерегулируемом насосе, в напорном клапане ($p_K \Delta Q_K$) и дросселе $[(p_K - p_{10})(Q_K - \Delta Q_K)]$.

Общий КПД гидропривода при таком включении равен $\eta = p_{10}Q_{10} / p_K Q_0$.

При установке в напорной гидролинии гидродвигателя 1 напорного клапана с $p_{K0} \ll p_K$ потери энергии могут оказаться меньшими (рис.2), и общий КПД гидропривода при таком включении равен $\eta = p_{11}Q_{11} / p_{m11}(Q_{11} + \Delta Q_K)$.

Отсюда можно видеть, что подбор конструктивных геометрических параметров гидродвигателей - рабочего объема или эффективных рабочих площадей при выполнении кинематических параметров (скорость вращения или перемещения выходного звена) следует исходить из величины подачи насосной установки (насоса).

Конструктивные геометрические параметры гидродвигателей являются определяющими в использовании исполнительных гидродвигателей, так как силовые параметры являются реакцией на воздействующие нагрузки. В объемном гидроприводе изменение нагрузки не влияет существенно на кинематический параметр гидродвигателя.

Для рассматриваемого варианта это выражается в принятии величины потребляемого гидродвигателем расхода $Q_{11} \approx Q_0$. Отсюда получают предварительные величины рабочего объема $V_0 = Q_0 / \omega_{ГМ}$ или эффективных рабочих площадей гидродвигателей $S_{эфф} = Q_0 / V_{ГЦ}$ при выполнении заданных кинематических параметров (ω угловая скорость вращения или $V_{П}$ - скорость перемещения выходного звена). При подборе конструктивных параметров гидродвигателей с выполнением заданных кинематических (V или ω) параметров обеспечиваются силовые (R или M) параметры из условия постоянства мощности, как это показано на рис.2: $Q_{10} \cdot p_{10} = Q_{11} \cdot p_{11}$, где $Q_{11} = Q_H$ (криволинейная стрелка на рис.2)

Выбор параметров насосной установки

Одним из наиболее важных параметров гидропривода является максимальная полезная мощность его насоса, определяемая по формуле

$$N = p_{наг} Q_H,$$

где $p_{\text{наг}}$ - максимальное рабочее давление насоса; Q_H - подача насоса.

При определении полезной мощности насоса исходными являются данные о максимальных выходных мощностях каждого из трех гидродвигателей (гидромоторов и гидроцилиндров), которые определяются по формулам

$$N_{ГМ} = M_{ГМ} \cdot \omega_{ГМ} \text{ и } N_{ГЦ} = V_{ГЦ} \cdot R_{ГЦ},$$

где $N_{ГМ}$, $M_{ГМ}$ и $\omega_{ГМ}$ - мощность, момент и угловая скорость вращения вала гидромотора; $N_{ГЦ}$, $V_{ГЦ}$ и $R_{ГЦ}$ - мощность, скорость перемещения и усилие на штоке гидроцилиндра.

Так как заданы по два режима (прямой и обратный ходы) для каждого из 3-х гидродвигателей, то должны получиться пять - шесть значений мощности. По максимальной величине полученного значения мощности $N_{ГД\text{max}}$ и принятого общего КПД $\eta_{ГП} = 0,8$ гидропривода "насос (насосная установка) + гидродвигатель с $N_{ГД\text{max}}$ " при проведении предварительного расчета гидропривода определяется максимальная величина полезной мощности насоса

$$N = N_{ГД\text{max}} / \eta_{ГП}.$$

Приняв максимальное рабочее давление ($p_{\text{max}} = 16...32$ МПа) на уровне, принятом в отрасли машиностроения, в которой предполагается использование проектируемого гидропривода, определяем предварительно подачу насоса Q_H по формуле

$$Q_H = N / p_{\text{max}}.$$

По параметрам (Q_H ; p_{max}) подбирается (предварительно) объемная нерегулируемая насосная установки (или объемный нерегулируемый насос).

При предварительном расчете по заданным силовым и кинематическим параметрам выходных звеньев гидродвигателей с учетом величин принятых номинального давления определяют в первую очередь величину подачи насосной установки (насоса) при принятой величине максимального рабочего давления. Учет величин потерь давления в напорной и сливной гидролиниях (от насосной установки до гидродвигателя и от гидродвигателя до гидробака насосной установки) смещает влево рабочую точку (Q_K ; p_K) не изменяя существенно величину подачи.

Далее, приняв расходы исполнительных гидродвигателей, необходимые для выполнения наибольших скоростей движения выходных звеньев и близкие к величине подачи насосной установки, определяют конструктивные параметры - эффективные площади и рабочие объемы гидродвигателей. Разработка новых гидродвигателей производится по определенным в этом случае параметрам, а подбор имеющихся в номенклатурных списках готовых гидродвигателей производится с принятием некоторых решений по корректировке либо кинематических параметров гидродвигателя либо части структурной схемы рассматриваемого гидродвигателя для обеспечения требуемых кинематических и силовых параметров с наивысшим КПД гидропривода.

Определение основных конструктивных параметров гидродвигателей

Расчет основных конструктивных параметров и потребных параметров расхода и давления производят из условия обеспечения требуемых скоростей и силовых параметров

гидродвигателя, не меньших заданным в требованиях к гидроприводу. При проведении предварительных расчетов за величину расхода любого гидродвигателя следует принимать величину подачи Q_H насосной установки (при максимальном давлении нагнетания).

Одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия

Основные рабочие параметры: усилие на штоке и скорость перемещения штока при прямом ходе R_{IIP} и V_{IIP} ; усилие на штоке и скорость перемещения штока при обратном ходе R_{IOB} и V_{IOB} .

Прямым ходом называют направление движения штока при подаче рабочей жидкости в поршневую полость (шток выдвигается наружу). Обратный ход - втягивание штока внутрь.

Определение минимально допустимого диаметра сечения штока из условия прочности на растяжения (сжатие) производится по формуле

$$d_{min\ uum} = \sqrt{\frac{4R_{l\ max} nk}{\pi[\sigma]}},$$

где: $R_{l\ max}$ - максимальная сжимающая (или растягивающая) нагрузка на штоке; $n = 2$ запас прочности; $k = 2$ коэффициент запаса по нагрузке; $[\sigma]$ - допустимое напряжение сжатия материала штока, можно принять $\sigma \approx 400$ МПа. С учетом конструктивных особенностей (наличие резьбы, канавок на штоке и т.п.) принимается конструктивный минимально допустимый диаметр штока $d_{uumKmin} > d_{minimum}$.

При проведении предварительных расчетов геометрических параметров - диаметров поршня и штока в связи с их приближением к стандартным величинам по ГОСТ 6540-68 величину объемного КПД не учитывают.

Определение диаметра поршня при совершении прямого хода производится исходя из величин подачи Q_H выбранного насоса и максимальной заданной скорости перемещения поршня

$$D_{In} = \sqrt{\frac{4Q_H}{V_{IIP}\pi}},$$

где: Q_H - подача насоса (насосной установки); V_{IIP} - скорость перемещения штока (поршня) при прямом ходе.

Полученную величину диаметра поршня округляют до величины D_{II} ($D_{II} \geq D_{In}$), [мм], определяемой ГОСТ 6540-68.

Величину диаметра штока определяем из условия обеспечения скорости движения штока при совершении обратного хода

$$d_{uumn} = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi V_{IOB}} - D_{II}^2},$$

где: V_{IOB} - скорость перемещения штока (поршня) при обратном ходе. Как правило, должно быть $d_{uumn} > d_{uumKmin}$.

Полученную величину диаметра поршня $d_{шт.н}$ округляют до величины $d_{шт}$ ($d_{шт} \geq d_{шт.н}$), [мм], определяемой ГОСТ 6540-68.

Если длина хода штока не задана, то при проведении предварительных расчетов можно принять $L \approx 4...6 D_{П}$. Такое допущение обосновано тем, что ход не оказывает существенного влияния на силовые и кинематические параметры гидроцилиндра.

По полученным геометрическим параметрам $D_{П} \times d_{шт} \times L$ по каталогам подбирается одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия - ГЦ с геометрическими рабочими параметрами $D_{ПК} \times d_{ШТК} \times L_K$, где $D_{ПК} \geq D_{П}$, $d_{ШТК} \geq d_{шт}$, $L_K \approx L$, и номинальным рабочим давлением $p_{номК} \geq p_{ном}$. Как правило, $D_{ПК} \geq D_{П}$, $d_{ШТК} \geq d_{шт}$.

Уточнение получаемых рабочих параметров выбранного одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия.

Прямой ход.

Из уравнения равновесия сил на штоке одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия

$$p_{1ПК} \frac{\pi D_{ПК}^2}{4} = \frac{R_{1ПР}}{\eta_{мехц}} + \frac{\pi}{4} (D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2) \sum p_{iсшТ-Б}$$

определяется давление рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, необходимое для преодоления заданной нагрузки

$$p_{1ПК} = \frac{4R_{1ПР}}{\pi D_{ПК}^2 \eta_{мехц}} + \frac{D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2}{D_{ПК}^2} \sum p_{iсшТ-Б}.$$

Здесь $R_{1ПР}$ - заданная нагрузка на штоке при прямом ходе; $D_{ПК}$ и $d_{ШТК}$ - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{мехц}$ - механический КПД гидроцилиндра, $\eta_{мехц} = 0,97...0,99$; $\sum \Delta p_{iсшТ-Б}$ - сумма потерь давления в гидролиниях от штоковой полости гидроцилиндра до гидробака насосной установки. Так как неизвестны размеры и параметры сливной гидролинии, то потери давления на сливной гидролинии от штоковой полости до гидробака можно принять равными половине всех потерь на напорной и сливной гидролиниях, т.е. $\sum \Delta p_{iсшТ-Б} = 0,5$ МПа.

Необходимое давление нагнетания p_{11} насоса при совершении прямого хода равно

$$p_{11} = p_{1ПК} + \sum \Delta p_{iнапН-ПП} = p_{1ПК} + 0,5 \text{ [МПа]}.$$

Уточнение величины скорости, развиваемой штоком при прямом ходе, проводится по величине расхода $Q_{Н1}$, получаемого от насосной установки при давлении нагнетания $p_{Н1}$, проводят по формуле

$$V_{1ПР} = \sqrt{\frac{Q_{Н1} 4 \eta_{обц1}}{\pi D_{ПК}^2}}.$$

где $V_{1ПР}$ - скорость штока (поршня) при прямом ходе; $D_{ПК}$ - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{обц1}$ - объемный КПД гидроцилиндра, $\eta_{обц1} =$

0,97...0,99 (меньшая величина КПД выбирается при давлении 32МПа, наибольшая - при 16 МПа).

Расхождение величин скоростей $V_{ПР}$ и $V_{ПР}$ можно принять допустимым в пределах $\pm 3 \%$.

В случае большего расхождения $V_{ПР} \neq V_{ПР}$ принимаются меры по изменению поступающего расхода в поршневую полость гидроцилиндра с односторонним штоком. В частности определяется расход рабочей жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, необходимый для обеспечения требуемой скорости прямого хода штока, по формуле

$$Q_{ПРК} = \frac{V_{ПР} \pi D_{ПК}^2}{4 \eta_{обц}} = Q_{11},$$

где $V_{ПР}$ - необходимая скорость штока (поршня) при прямом ходе; $D_{ПК}$ - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{обц}$ - объемный КПД гидроцилиндра, $\eta_{обц} = 0,97...0,99$ (меньшая величина КПД выбирается при давлении 32МПа, наибольшая - при 16 МПа).

При $Q_{11} \gg Q_{ПРК}$ может быть рассмотрен вариант подбора другой насосной установки или подбора гидроцилиндра с другим (меньшим) диаметром поршня.

Обратный ход.

Расход рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра, необходимый для обеспечения требуемой скорости обратного хода штока, определяется по формуле

$$Q_{ШТК} = \frac{V_{ШТК} \pi (D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2)}{4 \eta_{обц}} = Q_{12},$$

где $V_{ШТК}$ - скорость штока (поршня) при обратном ходе; $D_{ПК}$ - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра; $d_{ШТК}$ - диаметр штока выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{обц}$ - объемный КПД гидроцилиндра, $\eta_{обц} = 0,97...0,99$; $Q_{12} \leq Q_{Н1}$.

При $Q_{ШТК} \gg Q_{Н1}$ может быть рассмотрен вариант подбора гидроцилиндра с другим (меньшим) диаметром поршня или установки гидроустройств, уменьшающих расход в штоковую полость дроссельным способом.

Аналитические исследования показывают, что $\frac{V_{ШТК}}{V_{ПР}} = \frac{D_{ПК}^2}{D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2} = 1,5...2,7$. Это все- лает уверенность в обеспечении прямого и обратного хода одноштокового гидроцилиндра полной подачей рабочей жидкости насосной установки.

Из уравнения равновесия сил на штоке одноштокового гидроцилиндра двусторонне- го действия при совершении обратного хода

$$p_{ШТК} \frac{\pi}{4} (D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2) = \frac{R_{ШТК}}{\eta_{мех}} + \frac{\pi}{4} D_{ПК}^2 \sum \Delta p_{i \text{ вл. ПП-Б}}$$

давление рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра, необходимое для пре- одоления заданной нагрузки, определяется по формуле

$$p_{1ШТК} = \frac{4R_{1ОБ}}{\pi(D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2)\eta_{мехц}} + \frac{D_{ПК}^2}{D_{ПК}^2 - d_{ШТК}^2} \sum \Delta p_{исл\ ПП-Б},$$

где: $R_{1ОБ}$ - заданная нагрузка на штоке при обратном ходе; $D_{ПК}$ - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра; $d_{ШТК}$ - диаметр штока выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{мехц}$ - механический КПД гидроцилиндра, $\eta_{мехц} = 0,97...0,99$; $\sum \Delta p_{исл\ ПП-Б}$ - сумма потерь давления в сливной гидролинии от поршневой полости гидроцилиндра до гидробака насосной установки, $\sum \Delta p_{исл} = 0,5$ МПа.

Необходимое давление нагнетания $p_{обц}$ насоса при совершении поршнем обратного хода равно $p_{12} = p_{1ШТК} + \sum \Delta p_{исл} = p_{1ШТК} + 0,5$ [МПа].

Таким образом, для работы выбранного по каталогу одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия необходимо, чтобы насос обеспечивал

- при прямом ходе расход Q_{11} рабочей жидкости, получаемый поршневой полостью гидроцилиндра, соответствовал подаче насоса $Q_{Н1}$ при давлении нагнетания p_{11} ;
- при обратном ходе величину расхода Q_{12} в штоковую полость гидроцилиндра желательно иметь близкую к подаче насоса $Q_{Н1ОБ}$ при давлении нагнетания p_{12} .

Гидромотор

Основные рабочие параметры: момент на валу и угловая скорость вращения вала $M_{ПР}$ и $\omega_{ПР}$ при совершении прямого хода; момент на валу и угловая скорость вращения вала $M_{ОБ}$ и $\omega_{ОБ}$ при совершении обратного хода при рекомендованном давлении в гидролинии нагнетании $p \leq p_{ном}$.

Определение основного рабочего параметра гидромотора рабочего объема производится при преодолении наибольшей заданной нагрузки и угловой скорости при поступающем расходе в гидромотор, соответствующем подаче насоса $Q_{2Н} \approx Q_K$, по формуле

$$V_0 = \frac{2\pi Q_{2Н}}{60\omega_{ПР}},$$

где $Q_{2Н}$ - подача насоса; $\omega_{ПР}$ - угловая скорость вращения вала гидромотора.

По каталогам производится подбор существующего гидромотора с рабочим объемом $V_{0К} \geq V_0$ и номинальным рабочим давлением $p_{номК}$. Проводится поверочный расчет вала гидромотора на прочность при воздействии передаваемого крутящего момента, т.е. должно быть $d_{валаК} \geq d_{вал\ min}$.

Уточнение получаемых рабочих параметров выбранного гидромотора

Прямой ход.

За направление прямого хода примем направление вращения вала при преодолении наибольшей заданной нагрузки. Частота вращения вала при этом будет частотой вращения вала при прямом ходе. Обратный ход - вращение в обратном направлении.

Расход, который необходим для обеспечения требуемой угловой скорости вращения вала гидромотора при прямом ходе, определяются по формуле

$$Q_{змПРК} = V_{0K} \frac{\omega_{ПР}}{\eta_{обзм}} = Q_{21},$$

где $\omega_{ПР}$ - заданная угловая скорость вращения вала гидромотора при прямом ходе; $\eta_{обзм}$ - объемный КПД гидромотора, $\eta_{обзм} = 0,96...0,98$ (меньшая величина КПД выбирается при номинальном давлении 20МПа, наибольшая - при 12 МПа).

Необходимый перепад давления для преодоления заданной нагрузки равен

$$\Delta p_{змПРК} = \frac{2\pi M_{ПР}}{V_{0K} \eta_{мехзм}},$$

где $M_{ПР}$ - заданный момент на валу гидромотора в прямом направлении вращения; $\eta_{мехзм}$ - механический КПД гидромотора, $\eta_{мехзм} = 0,96...0,98$ (меньшая величина КПД выбирается при номинальном давлении ≥ 20 МПа, наибольшая - при 12 МПа).

Необходимое давление нагнетания p_{21} насоса при совершении гидромотором прямого хода равно

$$p_{21} = \Delta p_{змПРК} + \sum \Delta p_i = \Delta p_{змПРК} + 1,0, [\text{МПа}].$$

где $\Delta p_{змПРК}$ - перепад давления на гидромоторе; $\sum \Delta p_i$ - потери давления в напорной и сливной гидролиниях; принимаем в случае использования гидромотора $\sum \Delta p_i = 1,0$ МПа.

Обратный ход.

Расход, который необходим для обеспечения требуемой угловой скорости вращения вала гидромотора при обратном ходе, определяются по формуле

$$Q_{змобК} = V_{0K} \frac{\omega_{ОБ}}{\eta_{обзм}} = Q_{22},$$

где $\omega_{ОБ}$ - заданная угловая скорость вращения вала гидромотора в обратном ходе; $\eta_{обзм}$ - объемный КПД гидромотора, $\eta_{обзм} = 0,96...0,98$.

Необходимый перепад давления для преодоления заданной нагрузки в обратном направлении равен

$$\Delta p_{змОБК} = \frac{2\pi M_{ОБ}}{V_{0K} \eta_{мехзм}},$$

где $M_{ОБ}$ - заданный момент на валу гидромотора в обратном направлении вращения; $\eta_{мехзм}$ - механический КПД гидромотора, $\eta_{мехзм} = 0,96...0,98$.

Необходимое давление нагнетания p_{22} насоса при совершении гидромотором обратного хода равно

$$p_{22} = \Delta p_{змОБК} + \sum \Delta p_i = \Delta p_{змОБК} + 1,0, [\text{МПа}].$$

Таким образом, для работы выбранного по каталогу гидромотора необходимо чтобы насос обеспечивал

- при прямом ходе расход рабочей жидкости Q_{21} в гидромотор при давлении нагнетания p_{21} ;
- при обратном ходе расход рабочей жидкости Q_{22} в гидромотор при давлении нагнетания p_{22} .

Гидроцилиндр с двусторонним штоком

Гидроцилиндр с двусторонним штоком находит широкое применение в гидроприводах с дроссельным регулированием параметров, например в гидроприводах с дросселем на входе или выходе гидродвигателя. Диаметры штоков, как правило, одинаковы. Основные рабочие параметры: сила полного торможения $R_{\max}$ [кН] и скорость холостого хода $V_{\max}$ [м/с]. Движение штока в прямом и обратном направления осуществляется при одинаковых параметрах.

Определение минимально допустимого диаметра сечения штока производится из условия прочности на растяжение (сжатие) по формуле

$$d_{\min \text{ шт}} = \sqrt{\frac{4R_{\max} n k}{\pi[\sigma]}},$$

где $R_{\max}$ - максимальная сжимающая нагрузка на штоке; $n = 2$ запас прочности; $k = 2$ коэффициент запаса по нагрузке; $[\sigma]$ - допустимое напряжение сжатия материала штока, можно принять $\sigma \approx 400$ МПа. С учетом конструктивных особенностей (наличие резьбы, канавок на штоке и т.п.) принимается конструктивный минимально допустимый диаметр штока $d_{\text{штКmin}} > d_{\min \text{ шт}}$.

Определение диаметра поршня при совершении хода производится исходя из величин подачи Q_H выбранного насоса и максимальной заданной скорости (холостого хода) перемещения поршня

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4Q_H}{V_{\text{ш}}\pi} + d_{\text{шт}}^2},$$

где Q_H - подача насоса, определенная по рабочей (напорной) характеристике выбранного насоса; $V_{\text{ш}}$ - скорость перемещения штока (поршня) при холостом ходе; $d_{\text{шт}} \geq d_{\text{штКmin}}$, округленную до величин $d_{\text{шт}}$ [мм], определяемых ГОСТ 6540-68.

Длину хода штока, если это не задано, примем равной $L \approx 4...6 D_{\Pi}$.

По полученным D_{Π} х $d_{\text{штК}}$ х L по каталогу подбирается гидроцилиндр с двусторонним штоком с номинальным рабочим давлением $p_{\text{номК}} \geq p_{\text{ном}}$ и рабочими параметрами $D_{\text{ПК}}$ х $d_{\text{штКК}}$ х L_K , где $D_{\text{ПК}} \geq D_{\Pi}$, $d_{\text{штКК}} \geq d_{\text{штК}}$, $L_K \approx L$.

Определение (уточнение) получаемых рабочих параметров выбранного одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия.

Расход рабочей жидкости через дросселирующий гидрораспределитель в рабочую поршневую полость гидроцилиндра, необходимый для обеспечения максимальной скорости движения штока без нагрузки (скорость холостого хода) равен

$$Q_{\text{зш}} = \frac{V_{\max} \pi (D_{\text{ПК}}^2 - d_{\text{штК}}^2)}{4\eta_{\text{обц}}},$$

где $V_{\max}$ - максимальная заданная скорость движения штока (поршня); $D_{\text{ПК}}$ и $d_{\text{штКК}}$ - диаметры поршня и штока выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{\text{обц}}$ - объемный КПД гидроцилиндра, $\eta_{\text{обц}} \approx 1,0$.

Давление в рабочей поршневой полости гидроцилиндра при возникновении нагрузки торможения определяется по формуле

$$p_{ПК} = \frac{4R_{\text{пнк}}}{\pi(D_{ПК}^2 - d_{штК}^2)\eta_{\text{мехц}}}} + \sum \Delta p_{\text{исл}},$$

где $R_{\text{пнк}}$ - максимальная заданная нагрузка на штоке (нагрузка торможения); $D_{ПК}$ и $d_{штК}$ - диаметры поршня и штока выбранного из каталога гидроцилиндра; $\eta_{\text{мехц}}$ - механический КПД гидроцилиндра, $\eta_{\text{мехц}} = 0,97 \dots 0,99$ (меньшая величина КПД выбирается при давлении 20 МПа, наибольшая - при 12 МПа); $\sum \Delta p_{\text{исл}}$ - сумма потерь давления в гидрелиниях от штоковой полости гидроцилиндра до гидробака насосной установки, приведенные к давлению поршневой полости. Так как неизвестны размеры и параметры напорной и сливной гидрелиний, то потери давления на сливной гидрелинии можно принять равными половине всех потерь в напорной и сливной гидрелиниях, т.е. $\sum \Delta p_{\text{исл}} = 0,5$ [МПа].

Необходимое давление нагнетания $p_{Нц}$ насоса при совершении хода равно

$$p_{Нз} = p_T = p_{ПК} + \sum \Delta p_{\text{нап}} = p_{ПК} + 0,5, \text{ [МПа]}.$$

Таким образом, для работы выбранного по каталогу гидроцилиндра с двусторонним штоком необходимо, чтобы насос обеспечивал подачу расхода рабочей жидкости $Q_{3ХХ}$ в поршневую полость гидроцилиндра при давлении нагнетания $p_{3Т}$.

Уточнение параметров и выбор насосной установки

Для проведения уточнения рабочих параметров насосной установки потребные расходы гидродвигателей при необходимых давлениях сводятся в таблицу 1.

Таблица 1 Потребные расходы и давления гидродвигателей

параметры	Гидроцилиндр одноштоковый(11 и 12)		гидромотор (21 и 22)		гидроцилиндр с двусторонним штоком (3)
Q [л/мин]	$Q_{Н1}=Q_{11}$	$Q_{Н1ОБ} \geq Q_{12}$	$Q_{Н2}=Q_{21}$	$Q_{Н2ОБ} \geq Q_{22}$	$Q_{Н3}=Q_{3ХХ}$
p [МПа]	$p_{Н1ПР}=p_{11}$	$p_{Н1ШТ}=p_{12}$	$p_{Н2гмПК}=p_{21}$	$p_{Н2гмОБК}=p_{22}$	$p_{Н3}=p_{3Т}$

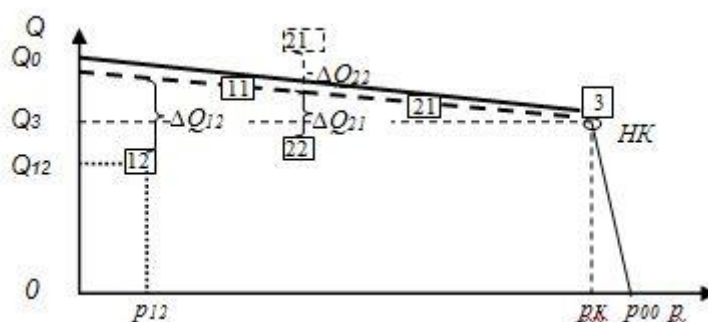


Рис.2. Нанесение рабочих параметров гидродвигателей на рабочую характеристику насосной установки

На поле диаграммы $Q...0...p$ (рис.3) наносят точки, соответствующие рабочим параметрам гидродвигателей ($Q_i; p_i$). Рабочую характеристику насосной установки уточняют проведением прямой жирной линии по наибольшим расходам для работы гидродвигателей.

По параметрам гидродвигателя 3 ($p_K = p_{3T}; Q_3$), обладающего максимальной потребной мощностью, был предварительно выбран насос с рабочей точкой $Q_H = Q_K$ при p_K . Параметр Q_0 рабочей характеристики насоса находим по выражению $Q_H = \eta_{обН} Q_0$, приняв объемный кпд насоса равным $\eta_{обН} = 0,95$. Можно использовать рабочую характеристику предварительно выбранного насоса.

Две охватывающие прямые Q_0HK и HKp_{00} образуют рабочую характеристику насосной установки. Точка HK соответствует моменту открытия напорного клапана или включения устройства, регулирующего подачу насоса.

По полученным параметрам Q_0 ; Q_{HK} и p_{00} по каталогам уточняется насосная установка или принимаются эти параметры для создания насосной установки.

Параметры типа 12 и 22, не расположенные на прямой Q_0HK , обеспечиваются применением подбираемых по каталогам гидроаппаратов, обеспечивающих необходимый расход с помощью дросселей, напорного клапана, регулятора расхода и других элементов.

При установке в напорной гидролинии гидродвигателя 1 напорного клапана с $p_{12} \sim p_{HK}$ $i < p_K$ потери энергии значительно меньше, чем при p_K и Q_{HK} . Общий КПД гидрораспределения при таком включении равен $\eta = \frac{p_{12} Q_{12}}{p_{m12} (Q_{12} + \Delta Q_{12})}$.

В случае расположения параметров гидродвигателя 3 близко к второй линии HKp_{00} характеристики насосной установки с регулирующим гидроустройством или напорным (предохранительным) гидроклапаном возможны два варианта обеспечения потребного расхода гидродвигателю:

- настройкой регулирующего гидроустройства или гидроклапана;
- установкой гидродросселя в гидролинию напора между направляющим гидро-распределителем и гидродвигателем.

Однако при невозможности изменения геометрических параметров гидродвигателей следует использовать обеспечение необходимого расхода гидроаппаратурой дроссельного управления расходом - дроссель, регулятор расхода, синхронизаторы. На рис. 3 показаны схемы установки этой гидроаппаратуры.

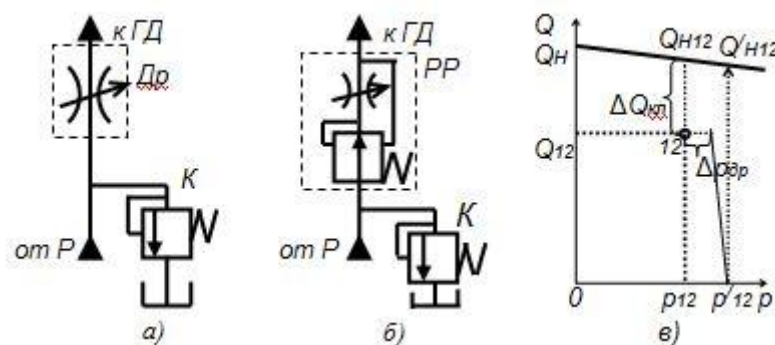


Рис. 3. Схемы установки гидроаппаратуры дроссельного управления расходом: а - дроссель, б - регулятор расхода, в - рабочая характеристика

Дроссель Dp , установленный в схемах *a* и *б* рис.3, должен пропускать расход $Q_{dp} = Q_{12} < Q_{H12}$, обеспечивающий выполнение требуемой скорости перемещения, с потерей давления на дросселе $\Delta p_{dp} = f(Q_{dp}) \approx 0,03...0,05$ МПа. Открытие клапана K на сброс рабочей жидкости происходит при давлении $p_{OK} = p_{12} + \Delta p_{dp}$. Приращение перепада давления на клапане $\Delta p_{кл}$ будет определяться величиной расхода через клапан $\Delta Q_{кл} = Q_{H12} - Q_{12}$, где Q_{H12} - подача насосной установки, обеспечиваемая при давлении нагнетания p_{12} , и жесткостью пружины клапана. Практически потребляемый расход гидродвигателем в режиме 12 обеспечивается подачей жидкости рабочей жидкости при давлении нагнетания равном $p'_{12} = p_{12} + \Delta p_{dp} + \Delta p_{кл}$. Таким образом, при работе гидродвигателя в режиме 12 величина потребляемой энергии определяется как произведение $p'_{12}Q'_{H12}$, а полезная энергия равна $p_{12}Q_{12}$. Разницы между величинами как расходов Q_{H12} и Q'_{H12} при давлений нагнетания p_{12} и p'_{12} очень незначительны, то часто принимают, что $Q_{12} = Q'_{H12}$.

Это наглядно иллюстрирует повышение КПД гидропривода в рассматриваемом режиме.

Следует не забывать об установке параллельно регулирующему гидроустройству обратного гидроклапана, чтобы беспрепятственно пропускать поток рабочей жидкости в обратном направлении.

При подборе из каталога образца регулирующего гидроустройства или гидроклапана проводится пересчет каталожных рабочих параметров на требуемые рабочие параметры методом постоянной проводимости, состоящего в следующем. При использовании выбранного гидроустройства с каталожными параметрами Δp_K при пропускании расхода Q_K величина перепада давления Δp_i на гидроустройстве при протекании необходимого расхода Q_i при условии сохранения постоянства проводимости определяется по выражению

$$\frac{Q_K}{\sqrt{\Delta p_K}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} = \sigma.$$

В случае выхода ΔQ_{21} (пунктир на рис.2) за пределы рабочей характеристики насоса, следует попробовать перестановкой направления потока в гидродвигателе решить эту проблему. При неудачных попытках можно рассмотреть вариант применения аккумуляторов в напорной гидролинии соответствующего гидродвигателя.

Определение рабочих параметров направляющих гидрораспределителей

Величины расходов и давлений на выходе (напорная гидролиния) каждого направляющего гидрораспределителя (рис.1) и входе в направляющий гидрораспределитель (слив в направляющий гидрораспределитель) представлены в таблице 2.

Таблица 2 Расходы и потери давления потока рабочей жидкости при выборе направляющего гидрораспределителя

параметры	гидроцилиндр одноштоковый (11 и 12)		гидромотор (21 и 22)		гидроцилиндр с двусторонним штоком (3)
вход	Q_{11}	$Q_{H12}=Q_{12}+ \Delta Q_{12}$	Q_{21}	$Q_{H22}=Q_{22}+\Delta Q_{12}$	Q_{H3}
выход	$Q_{11}d^2/D^2$	$Q_{12}D^2/d^2$	Q_{21}	$Q_{0K}=Q_{22}+Q_{11}$	Q_{H3}
Δp [МПа]	$p_{пкi}$	$p_{пкi}$	$p_{пкi}$	$p_{пкi}$	$p_{пкi}$

При подборе направляющего распределителя, при необходимости, производится пересчет потерь давления при пропускании требуемого расхода при условии сохранения постоянства проводимости определяется по выражению $\frac{Q_K}{\sqrt{\Delta p_K}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} = \sigma$.

Выводы

При создании высокоэффективного нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями следует:

- предварительный выбор насосной установки осуществлять по величине наибольшей необходимой мощности гидродвигателя, входящего в состав нерегулируемого гидродвигателя с учетом максимальное рабочее давление ($p_{max} = 16...32$ МПа) на уровне, принятом в отрасли машиностроения, в которой предполагается использование проектируемого гидропривода;
- конструктивные параметры гидродвигателей (эффективная рабочая площадь и рабочий объем) определять по величине расхода, потребляемого гидродвигателем при прямом ходе и равного подаче насоса;
- при обратном ходе уменьшить дросселирующие потери энергии с помощью регуляторов расхода и напорных клапанов;
- при подборе каталожных гидроустройств проводить пересчет потерь давления при пропускании требуемого расхода при условии сохранения постоянства проводимости гидроустройства.

Список литературы

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. - 304 с. (Б-ка конструктора)

2. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие - 2-е изд., испр. и доп.- М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.-430.
3. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.