

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТЫ

DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-89-100

УДК 62-82:681.581.5

МЕТОД РАСЧЕТА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С НЕСКОЛЬКИМИ ОБЪЕМНЫМИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯМИ

О.Ф. Никитин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: nof1936@yandex.ru

Рассмотрены пути повышения КПД нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями. Проведенные исследования показали, что потери давления в линии нагнетания от насоса до входа в гидродвигатель должны быть минимальны. Предложен метод построения кривых постоянной мощности гидродвигателей, применение которого дает представление о значениях подачи и наибольшего давления, развиваемых насосной установкой, о возможных значениях давлений при требуемых режимах работы на входе каждого гидродвигателя, позволяет сделать выбор оптимальных параметров насосной установки и гидродвигателей. Предложены способы уменьшения потерь энергии: значения параметров потока необходимо выбирать как можно ближе к значениям подачи насосной установки. В случае конструктивных сложностей следует уменьшать дросселирующие потери энергии, используя регуляторы потока (расхода) и напорные клапаны. Аналитические проверки показали увеличение КПД трехдвигательного нерегулируемого гидропривода с 10...15% до 70...75%.

Ключевые слова: нерегулируемый объемный гидропривод, гидродвигатель, КПД, мощность, подача насоса, давление нагнетания, потери давления.

COMPUTATIONAL METHOD FOR POWERFUL NON-ADJUSTABLE VOLUME HYDRAULIC DRIVE WITH SEVERAL VOLUME HYDRAULIC MOTORS

O.F. Nikitin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: nof1936@yandex.ru

The paper considers some ways of improving efficiency of the non-adjustable volume hydraulic drive with several volume hydraulic motors. The research shows that pressure losses must be the lowest ones along the pumping curve coming from the pump to the hydraulic motor input. The method of curve plotting for the hydraulic motor constant power is proposed. Its implementation gives an indication of both supply pressure values and the maximum pressure of the pumping unit. It also provides information about possible pressure values in the certain operational modes at the input of each hydraulic drive. It allows us to determine the optimal parameters of both the pumping unit and hydraulic drives. The ways of reducing energy losses are proposed: the liquid flow values should be determined as close to the supply values

of the pumping unit as possible. In case of structural complexity, it is necessary to reduce throttling energy losses while using a flow control (consumption) and pressure valves. Analytical tests showed an increase in the efficiency of the 3-motor non-adjustable hydraulic drive from 10–15 % up to 70–75 %.

Keywords: non-adjustable volume hydraulic drive, hydraulic motor, efficiency, power, pump supply, discharge pressure, pressure losses.

Вопросы повышения КПД технических изделий всегда актуальны. Широко применяемая методика создания нерегулируемых объемных гидроприводов при современном уровне унификации гидромашин и гидроустройств не позволяет получить относительно высокий КПД.

Современный уровень унификации гидроустройств при определении геометрических параметров гидромашин (диаметров поршня и штока, рабочего объема) и назначении рабочего давления для гидродвигателей в конкретных условиях ставит потребителя перед выбором одного варианта из двух:

- создание объемного гидропривода из существующей номенклатуры гидромашин и гидроустройств;
- разработка (в условиях крайней необходимости), изготовление и полная отработка с испытаниями новых конструкций гидромашин и гидроустройств, отвечающих требованиям конкретных условий применения.

Цель проектирования в таком случае состоит в том, чтобы в разрабатываемом, но пока еще не существующем объекте найти и зафиксировать те рабочие параметры гидромашин и гидроустройств, которые обеспечат возможность четкого и однозначного исполнения требуемого нерегулируемого объемного гидропривода с получением наибольшего КПД [1].

При проведении такого метода расчета учитывают постоянные во времени нагрузки, скорости и перемещения выходных звеньев гидродвигателей, поэтому иногда такой расчет называют статическим.

Заданные силовые (сила, момент) и кинематические (линейная скорость или угловая скорость вращения) параметры выходных звеньев гидродвигателей составляют основные выходные параметры гидропривода и определяют полезную мощность разрабатываемого гидропривода. Об эффективности нерегулируемого объемного гидропривода судят по общему КПД гидропривода [2, 3].

Рассмотрим вариант создания объемного нерегулируемого гидропривода, состоящего из нерегулируемой насосной установки (НУ) и одноштокового гидроцилиндра двухстороннего действия, как наиболее представительного по разнообразию рабочих параметров. Рабочие скоростные и силовые параметры гидроцилиндра (скорость и силовая нагрузка на выходном звене) заданы как при прямом V_1 и R_1 , так и при обратном V_2 и R_2 перемещениях. Прямым ходом называют направление движения штока при подаче рабочей жидкости в поршневую

полость (шток выдвигается наружу). Обратный ход – втягивание штока внутрь. В рассматриваемом варианте параметры потоков обозначим индексами ГД1 и ГД2. Иногда в техническом задании указывается допустимое номинальное давление при работе гидроцилиндра.

Параметры нерегулируемой НУ при разработке гидропривода задаются, как правило, в виде рабочей характеристики $Q_H = f(p_H)$.

На практике расчеты начинаются с определения (выбора и подбора) стандартных геометрических размеров эффективных рабочих площадей гидроцилиндра. По предварительно принятым геометрическим значениям расчетом определяют значения рабочих давлений $p_{ГД1}$ и $p_{ГД2}$ и расходов рабочей жидкости $Q_{ГД1}$ и $Q_{ГД2}$, обеспечивающие выполнение гидроцилиндром заданных скоростных и силовых параметров.

На диаграмму, называемую мощностной, с системой координат $Q_H \dots p_H$ (рис. 1) в область, ограниченную рабочей характеристикой НУ $Q_H = f(p_H)$, нанесены рабочие параметры потоков рабочей жидкости ($Q_{ГД1}$ и $p_{ГД1}$, $Q_{ГД2}$ и $p_{ГД2}$) гидроцилиндра, получающего ее от НУ.

На диаграмме видно, что полезная мощность гидропривода при совершении прямого и обратного ходов выходного звена определяется как произведение $Q_{ГД1}p_{ГД1}$ и $Q_{ГД2}p_{ГД2}$, а потребляемая насосом мощность в обоих вариантах равна $Q_K p_{00} / \eta_H$, где η_H – общий КПД насоса при давлении p_{00} в линии нагнетания. Площади частей диаграммы $Q_H \dots p_H$ за вычетом площадок с белой окантовкой соответствуют потерям энергии на направляющих и регулирующих гидроустройствах (дресселях, клапанах), т.е. соответствуют потерянными мощностям (при дросселировании потока на входе жидкости в гидродвигатель, сливе рабочей жидкости через напорный клапан, потери в гидролиниях).

Таким образом, при совершении прямого и обратного рабочих ходов общие КПД гидропривода на каждом режиме соответственно равны $\eta_1 = Q_{ГД1}p_{ГД1}\eta_H / Q_K p_{00}$ и $\eta_2 = Q_{ГД2}p_{ГД2}\eta_H / Q_K p_{00}$.

На рис. 2 показана гидравлическая схема предлагаемого гидропривода. Рабочая жидкость из НУ через гидрораспределитель, установленный в позицию I, направляется в полость I гидроцилиндра

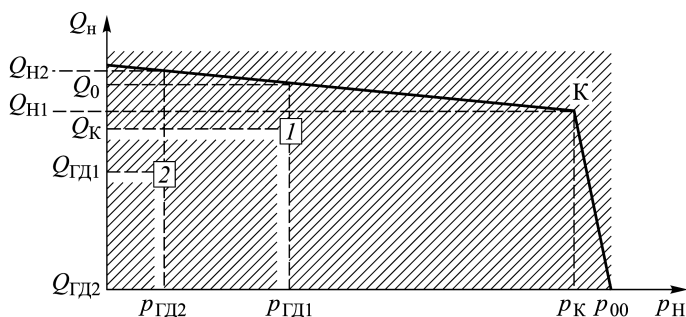


Рис. 1. Нанесение рабочих параметров гидроцилиндра на рабочую характеристику насосной установки

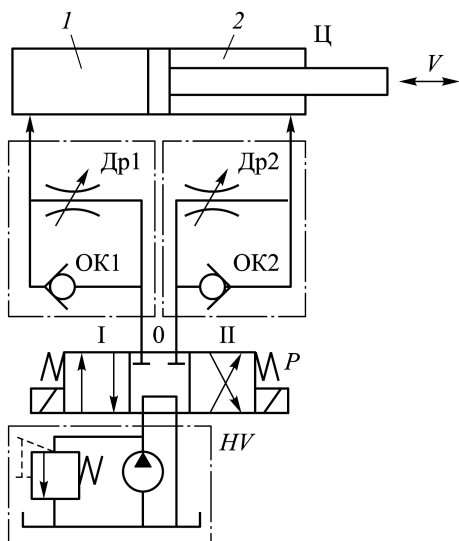


Рис. 2. Схема рассматриваемого гидродви́гателя

проходит через дроссель Др2, расход ее составляет $Q_{ГД2} = V_{12}S_{ШП}$, расход рабочей жидкости, сливаемой через напорный клапан НУ, равен $Q_{К2} = Q_{Н2} - Q_{ГД2}$. Из полости 1 вытесняемая рабочая жидкость сливается через дроссель Др1 и бóльшая ее часть — через обратный клапан ОК1 в бак НУ.

Подачи $Q_{Н1}$ и $Q_{Н2}$ НУ соответствуют давлениям $p_{ГД1}$ и $p_{ГД2}$ (точки расположены на характеристике НУ, см. рис. 1), обеспечивающим преодоление заданных скоростей V_1 и V_2 и нагрузок R_1 и R_2 .

Энергетический анализ диаграммы нерегулируемого объемного гидродви́гателя (см. рис. 1) показывает, что высокий КПД нерегулируемого гидродви́гателя достигается, когда давление в линии нагнетания на выходе из насоса наиболее близко суммарному давлению, обеспечивающему преодолению заданной нагрузки и гидравлических потерь в гидроустройствах и гидролиниях, и когда расход жидкости, поступающей в каждый гидроцилиндр, по значению должен быть максимально близок к значению подачи НУ (насоса), т.е. равен подаче насоса при давлении преодоления нагрузки и гидравлических потерь.

Первое выполняется установкой таких гидроустройств, как дроссель, регулятор расхода и напорный гидроклапан и т.п. [4, 5]. На рис. 3 приведены схемы установки этой гидроаппаратуры и рабочая характеристика.

Установленный дроссель (Др) (рис. 3, а, б), должен пропускать жидкость с расходом $Q_{Др} = Q_{ГД} < Q_{Н1}$, что обеспечит выполнение требуемой скорости перемещения.

через гидродроссель (Др1). На гидродросселе теряется давление $\Delta p_{Др} = p_{К1} - p_1$ при расходе $Q_{ГД1} = V_1 S_{П}$ и преодолении нагрузки $R_1 = p_{ГД1} S_{П}$. Через напорный клапан НУ сливается рабочая жидкость с расходом $Q_{К1} = Q_{Н1} - Q_{ГД1}$. Вытесняемая рабочая жидкость из полости 2 сливается через дроссель Др2 и обратный клапан (ОК2) в бак НУ. Значительно бóльшая часть вытесняемого расхода проходит обратный клапан.

При подаче рабочей жидкости в полость 2 гидроцилиндра гидродистрибутор устанавливается в положение II и рабочая жидкость

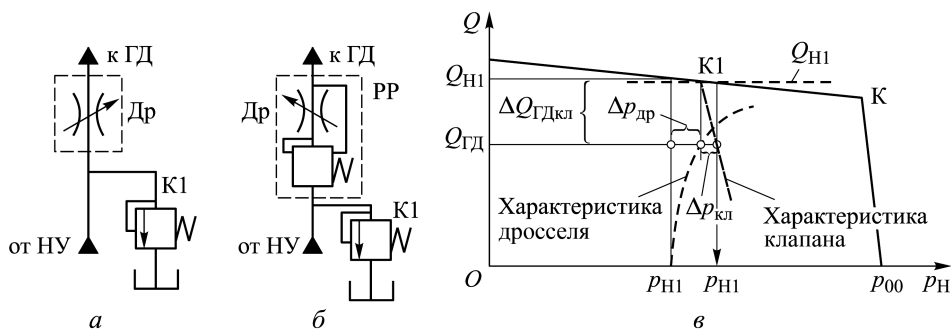


Рис. 3. Схемы установки гидроаппаратуры дроссельного управления расходом:
а – дроссель; *б* – регулятор расхода; *в* – рабочая характеристика

Открытие клапана К1 на сброс рабочей жидкости происходит при давлении $p_{\text{К1откр}} = p_{\text{Н1}} + \Delta p_{\text{др}}$, где $p_{\text{Н1}}$ – давление в рабочей жидкости, поступающей от НУ; $\Delta p_{\text{др}}$ – потеря давления на дросселе при проходе жидкости с расходом $Q_{\text{ГД}}$ (практически стараются получить $\Delta p_{\text{др}} = f(Q_{\text{др}} \leq 0,03 \dots 0,05 \text{ Мпа})$). Приращение перепада давления на клапане $\Delta p_{\text{кл}}$ будет определяться расходом рабочей жидкости через клапан $\Delta Q_{\text{кл1}} = Q_{\text{Н1}} - Q_{\text{ГД}}$, где $Q_{\text{Н1}}$ – подача НУ при давлении нагнетания $p'_1 = p_1 + \Delta p_{\text{др}}$. Потери на клапане зависят не только от расхода рабочей жидкости, но и от жесткости пружины клапана. Практически, расход жидкости, необходимой гидродвигателю на режиме *1*, будет обеспечиваться подачей рабочей жидкости при давлении нагнетания, равном $p'_{\text{Н1}} = p_{\text{Н1}} + \Delta p_{\text{др}}$, так как $\Delta p_{\text{пкл}} \approx 0$ ввиду малости расхода и выбранной при проектировании малой жесткости пружины. Таким образом, при работе гидродвигателя на режиме *1* потребляемая энергия определяется как произведение $p'_1 Q'_{\text{Н1}} / \eta_{\text{Н1}}$, а полезная энергия равна $p_1 Q_{\text{ГД}}$. Разность между значениями подач $Q_{\text{Н1}}$ и $Q'_{\text{Н1}}$ при давлениях нагнетания p_1 и p'_1 очень незначительна, и часто принимают $Q_{\text{Н1}} \approx Q'_{\text{Н1}}$.

Значение дросселируемого расхода при перепаде давления $\Delta p_{\text{др}}$ зависит от расхода, определяющего выполнение требуемых скоростей движения выходного звена, т.е. $Q_{\text{др}} = Q_{\text{ГД}}$. Остающийся расход рабочей жидкости $Q_{\text{кл}} = Q_{\text{Н}} - Q_{\text{ГД}}$, где $Q_{\text{Н}}$ – подача НУ при давлении p_i ; $Q_{\text{ГД}}$ – расход рабочей жидкости, необходимый гидродвигателю для выполнения заданной скорости, отводится через напорный клапан (К) в линию слива.

Таким образом, при работе гидропривода общий КПД на режиме *1* равен

$$\eta_1 = Q_1 p_{\text{ГД1}} \eta_{\text{Н1}} / Q_{\text{Н1}} p'_1 \cong Q_1 p_{\text{ГД1}} \eta_{\text{Н1}} / (Q_1 + \Delta Q_{\text{кл1}} p'_1).$$

Из приведенных выкладок следует, что установка дополнительного напорного клапана (К1), отрегулированного на давление открытия p'_1 , позволяет повысить КПД гидропривода на рассматриваемом

режиме работы по сравнению с привычно включаемым в работу напорным клапаном (К). Выкладки показывают, что $Q_{1p_{ГД1}}\eta_{Н1}/Q_{Н1}p'_1 \geq Q_{1p_{ГД1}}\eta_{НК}/Q_{К}p_{00}$.

При подборе из каталога образца регулирующего гидроустройства или гидроклапана можно выполнить пересчет каталожных рабочих параметров на требуемые рабочие параметры методом постоянной проводимости. Пересчет состоит в следующем. При использовании выбранного гидроустройства с каталожными параметрами (перепад давления $\Delta p_{Кат}$ при пропускании расхода $Q_{Кат}$) перепад давления Δp_i на применяемом гидроустройстве при протекании рабочей жидкости с необходимым расходом Q_i и условии сохранения постоянства проводимости определяется по выражению $\frac{Q_{К}}{\sqrt{\Delta p_{К}}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} = \sigma$.

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

Выполнить второе пожелание, чтобы расход жидкости, поступающей в каждый гидроцилиндр при выполнении соответствующего режима работы, был максимально близок к подаче НУ (насоса) при давлении преодоления нагрузки и гидравлических потерь, можно целенаправленно выбирая параметры рабочей характеристики $Q_{Н} = f(p_{Н})$ НУ и определяя геометрические размеры эффективных рабочих площадей гидроцилиндров (и/или рабочих объемов гидромоторов).

Широко применяемая методика для определения геометрических параметров гидродвигателей (диаметров поршня и штока, рабочего объема гидромотора), назначения рабочего давления для гидродвигателей подчас не позволяет получить относительно высокий КПД гидропривода.

При создании многодвигательного гидропривода с одной НУ (например, для строительной-дорожной техники) возникает сложный вопрос выбора параметров потока рабочей жидкости для каждого гидродвигателя, обеспечиваемого НУ, для получения при работе гидропривода наибольшего КПД. Заданием силовых и кинематических параметров на выходном звене каждого гидродвигателя полностью решить эту задачу не удастся.

Каждый гидродвигатель, как правило, совершает два хода: прямой и обратный. Для простоты рассуждений один ход каждого гидропривода будем считать за один гидропривод с соответствующими индексами $i1$ и $i2$, где i — порядковый номер гидродвигателя, $j = 1$ и $j = 2$ — индексы прямого и обратного ходов.

На практике заданные скоростные и силовые параметры (скорость V_{ij} и нагрузка R_{ij} при возвратно-поступательном движении штока

гидроцилиндра или угловая скорость ω_{ij} и момент M_{ij} вращающегося вала гидромотора) стараются ввести в расчет расхода и давления рабочей жидкости, используя найденные (выбором и подбором) стандартные геометрические размеры эффективных рабочих площадей гидроцилиндров (или рабочих объемов гидродвигателей). Таким образом, расчетом определяют значения рабочих давлений p_{i1} и p_{i2} и расходов рабочей жидкости Q_{i1} и Q_{i2} , обеспечивающие выполнение гидроцилиндром заданных скоростных и силовых параметров.

При рассмотрении метода определения параметров по кривым постоянных мощностей и поставленной задачи, учитывая кинематическое и силовое многообразие гидродвигателей, остановимся на включении в состав нерегулируемого объемного гидропривода одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия и гидромотора двустороннего действия с нерегулируемыми скоростями перемещения (V_{ij} и ω_{ij}) при постоянных преодолеваемых статических силовых нагрузках (R_{ij} и M_{ij}) в прямом и обратном направлениях, двухштокового гидроцилиндра двустороннего действия с заданными скоростью холостого хода и нагрузкой торможения (таблица).

Скоростные и силовые параметры гидродвигателей

Номер	Гидродвигатель	Прямой ход	Обратный ход
1	Одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия	V_{11} [м/с], R_{11} [Н]	V_{12} [м/с], R_{12} [Н]
2	Гидромотор двустороннего действия	M_{21} [Н·м], ω_{21} [с ⁻¹]	M_{21} [Н·м], ω_{21} [с ⁻¹]
3	Двухштоковый гидроцилиндр двустороннего действия	V_{xx1} [м/с], R_{t1} [Н]	V_{xx2} [м/с], R_{t2} [Н]

Особенностью гидродвигателя 3 является то, что в этих рассуждениях он представляет собой гидропривод с дроссельным управлением (гидропривод с нерегулируемой потребляемой мощностью), поэтому в его состав может быть включен вместо двухштокового двустороннего гидроцилиндра гидромотор двустороннего действия.

Одним из наиболее важных параметров гидромашины является полезная мощность, определяемая по формуле $N = pQ$, где p — рабочее давление; Q — подача или расход рабочей жидкости.

Полезная мощность на каждом режиме работы трех гидродвигателей (гидроцилиндров и гидромоторов) определяется по формулам: $N_{iГЦ} = V_{iГЦ}R_{iГЦ}$ — мощность гидроцилиндра ($V_{iГЦ}$ и $R_{iГЦ}$ — скорость перемещения и усилие на штоке гидроцилиндра) и $N_{iГМ} = M_{iГМ}\omega_{iГМ}$ — мощность гидромотора ($M_{iГМ}$ и $\omega_{iГМ}$ — момент и угловая скорость вращения вала гидромотора).

Поскольку заданы по два режима работы (прямой и обратный ходы) для каждого из двух гидродвигателей и один режим третьего гидродвигателя, то должны получиться пять значений мощности.

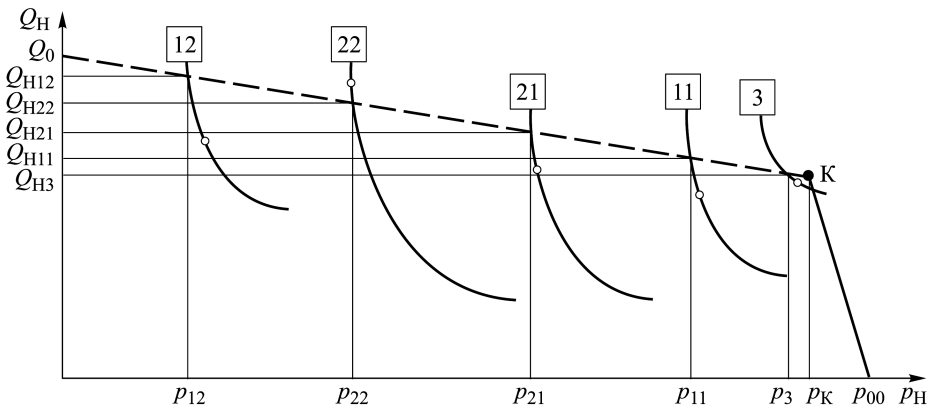


Рис. 4. Нанесение характеристик постоянной мощности гидродвигателей N_{ij} и подбор рабочей характеристики насосной установки (штриховая прямая)

Мощность каждого режима гидродвигателя можно представить через расход и давление потока рабочей жидкости, поступающей от насоса: $V_{ГЦ}R_{ГЦ} = p_{наг}Q_H = N_{ГЦ} = N_{ij} = \text{const}$ или $M_{ГМ}\omega_{ГМ} = p_{наг}Q_H = N_{ГМ} = N_{ij} = \text{const}$.

Приняв мощность гидродвигателя на каждом рабочем режиме постоянной и произвольно назначая параметры, например давление, построим на поле $Q_H \dots p_H$ диаграммы (рис. 4) кривые постоянных мощностей N_{ij} .

На основе анализа расположения пяти кривых 1–5 постоянных мощностей и мысленного наложения рабочей характеристики $Q_H = f(p_H)$ НУ можно получить представление о значениях подачи Q_H и наибольшего давления p_H НУ, о возможных значениях давлений при требуемых режимах работы на входе каждого гидродвигателя при назначении приблизительно равного для всех гидродвигателей расхода – подачи насоса.

Наибольшую подачу и давление следует находить по положению точки пересечения кривой наибольшей мощности (в рассматриваемом случае – 3).

Перемещаясь по кривой постоянной наибольшей мощности 3 и выбирая расход $Q_3 \approx Q_H$ и давление p_3 рабочей жидкости, определяем геометрические размеры эффективных рабочих площадей или рабочего объема самого нагруженного гидродвигателя 3. Подбором геометрических размеров можно незначительно перемещать точку по кривой 3.

Принимая максимальное рабочее давление на уровне, принятом в отрасли машиностроения (не более $p_{\max} = 16 \dots 32$ МПа), в которой предполагается использование проектируемого гидропривода, определяем предварительно подачу насоса Q_3 при давлении, большем определенного максимального p_3 на величину потерь в распределительно-регулирующих гидроустройствах и гидролиниях гидродвигателя 3, т.е. $p_K \leq p_3 + \Delta p_{\text{гидр.пот}}$. Практически $\Delta p_{\text{гидр.пот}} \approx 0,5 \dots 1,0$ МПа.

Предполагая, что через точку $K (Q_3 \approx Q_H; p_K = p_3 + \Delta p_{\text{гидр.пот.}})$ будет проходить рабочая характеристика НУ, подбираем НУ из каталогов выпускаемой продукции.

При построении рабочей характеристики выбранной НУ на диаграмме (см. рис. 4) получим точки ее пересечения с кривыми постоянной мощности (индексы в квадратах 11...3), координаты которых указывают на параметры потока рабочей жидкости $Q_{ij} \leq Q_{Hij}$ при p_{ij} , обеспечивающие заданные кинематические и силовые характеристики гидродвигателей. По этим полученным параметрам потока рабочей жидкости каждого режима работы гидродвигателя и заданным скоростным и силовым параметрам (V_{ij} и R_{ij} ; ω_{ij} и M_{ij}) определим рабочий объем гидромотора и эффективные рабочие площади гидроцилиндра. (Геометрические размеры диаметров поршней и штоков и рабочие объемы должны соответствовать требованиям ГОСТ 6540–68.) После чего подбираются готовые гидродвигатели из каталогов выпускаемых изделий.

В случае неточного соответствия параметров требуемой мощности режима гидродвигателя и мощности, предполагаемой по характеристике НУ, за рабочий вариант принимают наиболее близкие к предполагаемой характеристике геометрические параметры гидродвигателя.

При проведении предварительных расчетов за расход рабочей жидкости любого гидродвигателя допустимо принимать подачу рабочей жидкости Q_K НУ (при максимальном давлении нагнетания) постоянной, не зависящей от давления нагнетания.

Иногда, на начальном этапе, можно подкорректировать подбор характеристики $Q_H = f(p_H)$ НУ (см. рис. 4, штриховая линия), прохождением ее через точку с координатами (Q_K, p_K) полученной наибольшей мощности.

Параметр Q_0 рабочей характеристики насоса, если не задан, то его следует определять по выражению $Q_H = \eta_{\text{обн}} Q_0$, приняв объемный КПД насоса равным $\eta_{\text{обн}} = 0,92 \dots 0,95$.

После выполненного подбора окончательно определяют скоростные и силовые параметры (V_{ij} и R_{ij} ; ω_{ij} и M_{ij}) и потребляемый расход и развиваемые давления в рабочих полостях.

Расхождение расходов Q_{ij} и Q_{Hij} можно принять допустимым в пределах $\pm 3\%$. При большем расхождении $Q_{ij} < Q_{Hij}$ должен быть рассмотрен вариант слива расхода $\Delta Q_{ij} = Q_{Hij} - Q_{ij}$ в бак НУ с помощью гидроустройств, уменьшающих расход рабочей жидкости в поршневую полость дроссельным способом (рассмотренным ранее).

Давление нагнетания p_{ij} при выполнении требуемого режима работы гидродвигателя определяется по формуле $p'_{Hij} = p_{Hij} + \Delta p_{\text{др.ij}}$, как это было рассмотрено ранее.

Суммарный общий КПД гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями определим как

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\sum_1^k \frac{Q_{ik} p_{ik} \eta_{ik} T_{ik}}{Q_{Hik} p'_{Hik}} + \sum_{k+1}^l \frac{Q_{il} p_{il} \eta_{il} T_{il}}{Q_{Hil} p'_{Hil}}}{\sum_1^{k+l} T_i},$$

где $k + l$ — общее число гидродвигателей, из которых k получают расход $Q_{ik} \leq Q_{Hik}$ и l получают расход $Q_{il} = Q_{Hil} - \Delta Q_{il}$; $Q_{ik} \leq Q_{Hik}$, p_{ik} , η_{ik} и T_{ik} — полезный расход и давление, КПД насоса при этом давлении и время работы на этом режиме в полном рабочем цикле гидропривода каждого ik -го гидродвигателя; Q_{Hik} и p'_{Hik} — подача насоса при давлении нагнетания на этом режиме в полном рабочем цикле гидропривода каждого ik -го гидродвигателя; $Q_{il} = Q_{Hil} - \Delta Q_{il}$, p_{il} , η_{il} и T_{il} , Q_{Hil} и p'_{Hil} — то же для гидропривода каждого il -го гидродвигателя; T_i — время работы на каждом i -м режиме полного рабочего цикла гидропривода.

Аналитические проверки показали увеличение КПД трехдвигательного нерегулируемого гидропривода с 10...15% до 70...75%.

Таким образом, полученные результаты указывают пути повышения КПД нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями. Широкое распространение в производственных процессах циклического типа такие приводы получили вследствие их сравнительной простоты.

Выводы. При создании высокоэффективного нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями использование предлагаемого метода построения кривых постоянной мощности гидродвигателей дает представление о подаче Q_H и наибольшем давлении p_H НУ, о возможных значениях давления при требуемых режимах работы на входе каждого гидродвигателя. При этом предварительный выбор насосной установки следует осуществлять с учетом наибольшей необходимой мощности гидродвигателя при совершении прямого и обратного рабочих ходов нерегулируемого гидродвигателя. При выборе и построении рабочей характеристики НУ на диаграмме мощности получают точки пересечения с кривыми постоянной мощности, координаты которых указывают параметры потока рабочей жидкости; поэтому для уменьшения потерь энергии следует стремиться к тому, чтобы принимаемые параметры потока располагались как можно ближе к характеристике НУ, т.е. расход жидкости, поступающей в каждый гидродвигатель, максимально близок к подаче НУ (насоса). Давление в линии нагнетания на выходе из насоса должно

наиболее близко соответствовать суммарному давлению, обеспечивающему преодолению заданной нагрузки и гидравлических потерь в гидроустройствах и гидролиниях. Уменьшение дросселирующих потерь энергии следует проводить с использованием регуляторов потока (расхода) и напорных клапанов, устанавливаемых на режиме, когда это необходимо. При подборе каталожных гидроустройств следует выполнять пересчет потерь давления при пропуске требуемого расхода рабочей жидкости при условии сохранения постоянства проводимости гидроустройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Гойдо М.Е.* Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
2. *Никитин О.Ф.* Гидравлика и гидропневмопривод. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 430 с.
3. *Гойдо М.Е.* Некоторые пути повышения КПД объемных гидроприводов с управлением // Гидравлика, пневматика, приводы. 2013. № 2/11. С. 7–12.
4. *Гойдо М.Е.* Последовательность выбора основных параметров и устройств объемного гидропривода (на примере насосного гидропривода поступательного движения) // Информ.-технич. журнал “Гидравлика и пневматика”. 2007. № 26–27. С. 36–39.
5. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

REFERENCES

- [1] Goydo M.E. Proektirovanie ob'emnykh gidroprivodov [Design of Fluid Power Drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p.
- [2] Nikitin O.F. Gidravlika i gidropnevmoпривод [Hydraulics and Hydraulic Pneumatic Actuator]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2012. 430 p.
- [3] Goydo M.E. Some Ways of Improving the Efficiency of Controlled Fluid Power Drives. *Gidravlika, pnevmatika, privody* [Hydraulics, Pneumatics, Drives], 2013, no. 2/11, pp. 7–12 (in Russ.).
- [4] Goydo M.E. The Sequence of the Selecting the Basic Parameters and Devices of Fluid Power Drives (on the Example of the Hydraulic Pumping Unit with Translational Movement). *Gidravlika i Pnevmatika* [Hydraulics and Pneumatics], 2007, no. 26–27, pp. 36–39 (in Russ.).
- [5] Vasil'chenko V.A. Gidravlichesкое oborudovanie mobil'nykh mashin. Spravochnik [Hydraulic Equipment of Mobile Machines. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 301 p.

Статья поступила в редакцию 26.03.2015

Никитин Олег Филиппович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Nikitin O.F. — Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumoautomatic department, Bauman Moscow State Technical University.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Никитин О.Ф. Метод расчета высокоэффективного нерегулируемого объемного гидропривода с несколькими объемными гидродвигателями // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 1. С. 89–100. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-89-100

Please cite this article in English as:

Nikitin O.F. Computational method for powerful non-adjustable volume hydraulic drive with several volume hydraulic motors. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2016, no. 1, pp. 89–100. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-1-89-100