

ший путем индентирования и «наносверления» контролировать микросхемы и устранять их дефекты (рис.19).

Таким образом, анализ современного состояния и перспектив развития аддитивных технологий компьютеризированного производства позволяет говорить о новой парадигме в его эволюции – «Индустрии 4.0». В результате формируется и детализируется концепция «цифровой фабрики»,

в которой аддитивные и нанотехнологии являются определяющим звеном системы, включающим развитые подсистемы: 3D-проектирования и управления производством и потреблением, начиная от моделирования изделия, его материалов и компонентов в соответствии с новыми технологическими возможностями и заканчивая получением и эксплуатацией функционально ориентированного кастомизированного изделия.

УДК 658.25

ПРИЁМИСТОСТЬ УСТРОЙСТВ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГОРЕНИЯ

Северянин В.С.

Брестский государственный технический университет

Введение

Приёмистость – термин, применительно к техническим системам обозначающий способность быстро выполнять определенные функции после их включения с нулевого уровня. Термин используется для характеристики транспортных машин – набирать заданную скорость и характеризуется временем, в течение которого увеличивается скорость и путем, который они проходят для получения заданной скорости [1]. Чем меньше время, короче путь, – тем выше приёмистость этого средства передвижения. Этот термин употребляется не только в технических документах, но в рекламе, СМИ, торговых описаниях автомобилей разных марок.

Однако понятие «приёмистость» целесообразно применять и для энергетических систем и аппаратов, которые предназначены удовлетворять потребности энергопотребителей в теплоте или электричестве заданных параметров и количестве. Если включение идет по разработанному по разным условиям графику, этот параметр энергосистемы или аппарата не столь актуален, но когда недопустимо длительное неожиданное отключение, когда нужно срочно ввести в действие резервные мощности, когда ограничено время ремонта, когда отсутствуют энергосвязи с другими крупными энергогенераторами, когда

режим работы резко изменяющийся, – становится очень важным иметь энергоисточник, быстро подхватывающий нагрузку, быстро включаемый в работу, подающий требуемый энергопоток. Эти качества как раз определяются приёмистостью, – способностью «принимать» быстро расчетную нагрузку. Например, котлоагрегат требует при подготовленном работоспособном оборудовании для своей растопки несколько часов (в зависимости от его величины, т.е. мощности) для установления нужного температурного режима своих, конструкций, тепловой подготовки рабочего тела (воды и пара), и вынужденные или нерасчетные «недовыработки» теплоты приводят к техническим и экономическим затруднениям.

Существующие оценки приёмистости теплогенерирующих устройств

Тепловой агрегат готов нести нагрузку тогда, когда его составные части приобретают **расчетную температуру**. С целью повышения маневренности требуется уменьшать толщины всех массивных элементов конструкций, упрощать их геометрические формы, применять гибкие соединения частей, уменьшать концентрацию температурных напряжений и деформаций, экранировать ответственные элементы, использовать внешнее паровое и водяное охлаждение или нагрев.

Длительность разогрева зависит от массы и

качества применяемых не только металла, но и огнеупоров, их термостойкости в определенном диапазоне температур. Чем ниже термостойкость, крупнее установка, больше доля новой футеровки после ремонтов, тем медленнее требуется вести прогрев установки. Например, при объеме футеровки 20...50 м³ длительность разогрева 3...6 суток [2].

В процессе пуска турбоагрегатов происходят существенные изменения теплового, механического состояния массы ротора и статора. Турбина выводится на скорость вращения 3000 об/мин, параметры пара повышаются до расчетных значений. При этом изменяются осевые зазоры и уплотнения, проходит вибрационный режим вращения ротора. Неодинаковое температурное состояние верхней и нижней частей корпуса вызывает тепловой изгиб.

Пуски агрегатов из кратковременного простоя (до 10 часов) называют пусками из горячего состояния, через 3–5 суток – пусками из холодного состояния; пуски из промежуточных времен простоя – пусками из неостывшего состояния. Однако любая временная неравномерность требует стадии прогрева. Таким образом, всегда имеется определенный промежуток времени от включения теплового агрегата, постепенного нагружения, до взятия номинальной нагрузки.

Кроме подготовки требуемого теплового состояния теплогенерирующего устройства необходимо учитывать другие технологические процессы. В топливосжигающих устройствах для надежного воспламенения топлива применяются подогреватели воздуха, добавляются легковоспламеняющиеся пусковые жидкости, устанавливаются свечи накаливания, электрофакельные подогреватели. Рабочее тело (вода, пар, воздух, газы) так же должно быть подготовлено к использованию потребителем. Нельзя подавать на турбину влажный насыщенный пар, даже пуск на «скользящих параметрах» предусматривает соответствующие уровни давления и температуры. Эти и другие условия (техника безопасности, оргвопросы) должны удовлетворяться параллельно или последовательно, увеличивая время выхода на стопроцентную нагрузку.

Время, необходимое для тепловой подготовки теплогенерирующего устройства, определяется из уравнения теплового баланса:

$$\tau = \frac{M [\Delta i - (Q' - Q'')]}{Q},$$

здесь M – общая масса нагреваемых частей, Δi –

приращение энтальпии ее, Q' – тепловые эффекты экзотермических реакций (например, конденсация пара из продуктов сгорания), Q'' – то же эндотермических (например, разложение CO_2), Q – подведенная внешняя теплота, определяемая теплопередачей по условию $Q = K \cdot F \cdot \delta T = B \cdot Q_H^p \cdot \eta$, K – коэффициент теплопередачи, F – поверхность теплообмена, δT – температурный напор, B – расход топлива, Q_H^p – его теплота сгорания, η – тепловой КПД установки.

Время тепловой подготовки, т.е. общая производительность устройства и некоторые другие параметры, зависят от **интенсивности подведенного теплового потока** за пусковой период. Для данной конструкции расход топлива (количество в единицу времени), уменьшая время, требует высококачественного топочного процесса с высоким КПД (η). Последнее обусловлено физико-химическими, газодинамическими, эксплуатационными характеристиками огневой части устройства. Интенсификация теплообмена на поверхностях нагрева так же снижает τ , подготавливая рабочее тело к стационарной работе.

Коэффициент приёмистости энергогенерирующего устройства

Вышеперечисленные факторы не дают однозначной характеристики устройств принимать меняющуюся нагрузку, так как многообразие трудно учитываемых количественно условий не позволяет выстроить ряд конструкций по важному эксплуатационному признаку. Если автомобилю можно выбирать по времени и расстоянию набора заданной скорости (и других показателей не требуется), то энергоагрегаты, обеспечивая различных потребителей в разных условиях при повышенной ответственности за энергоснабжение, должны иметь характеристики по надежности соблюдения графика нагрузок. Имея в виду трудности учета всех влияющих факторов и закономерностей, желательно выработать некий обобщенный показатель. При этом анализ целесообразно обосновывать на технико-экономической базе, т.е. знать потери топлива, энергии, финансов из-за непроизводительной вынужденной работы агрегатов, сниженных КПД, увеличенных выбросов низкопотенциальной теплоты и т.д.

Если определить количество энергии, которое мог бы выдать агрегат за время подготовки его к номинальной работе как $N_H \cdot \tau$ (N_H – «марочная», т.е. номинальная расчетная мощность, τ – время «разогрева»), а количество затраченной на это энергии как \mathcal{E} (непроизводительный расход топлива, электроэнергия на привод механиз-

мов, выбросы и потери энергии), то потребителю пошло бы $(N_H \cdot \tau - \mathcal{E})$ количество энергии. Соотнеся это количество с упомянутым возможным $N_H \cdot \tau$, получим показатель энергетической эффективности работы агрегата с точки зрения «приема» им рабочей нагрузки:

$$K = \frac{N_H \tau - \mathcal{E}}{N_H \tau} = 1 - \frac{\mathcal{E}}{N_H \tau}. \quad (2)$$

При $\mathcal{E} > N_H \cdot \tau$ агрегат превращается в энергопотребителя, поэтому $0 < K < 1$. При малом τ : $K \rightarrow 1$. Очевидно, физическое понимание K : чем быстрее вводится в работу агрегат, чем меньше для этого нужно затратить энергии, тем выше энергетическая эффективность агрегата при запуске. Интересно влияние \mathcal{E} : оно пропорционально τ , поэтому $\mathcal{E}/\tau = A$ – некоторый постоянный коэффициент, и K тогда в основном зависит от мощности агрегата, его теплотехнических особенностей. Значит, для мощных агрегатов особо требуется снижать пусковые энергозатраты.

Выражение (2) не дает важный эксплуатационный показатель по скорости набора нагрузки агрегатом, которая в конечном счете определяет приёмистость. Поэтому обобщенно можно принять, согласно рис. 1, **скорость набора** на участке $a-b$ вывода на режим:

$$tg\alpha = \frac{dN}{d\tau} = R. \quad (3)$$

При линейной зависимости $a-b$ можно принять: $tg\alpha = N_H/\tau$, т.е. $R = N_H/\tau$, или, используя (1), дающее $\tau = M\Delta i / (B Q_H^p \eta)$, получим: $R = N_H B Q_H^p \cdot \frac{\eta}{M\Delta i}$

Для данного агрегата и топлива и $(Q_H^p) / \Delta i \approx const$, и $const = C$, и

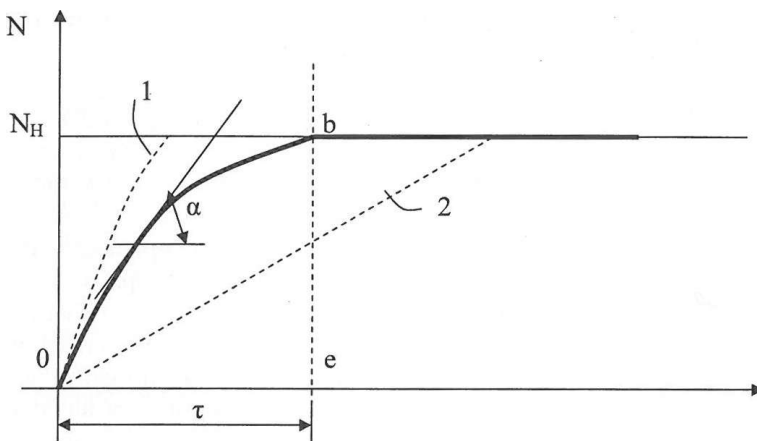


Рис. 1. Пусковая мощность агрегата во времени τ

$$R = tg\alpha = \frac{N_H}{\tau} = N_H \frac{B}{M} C \eta \text{ (Вт/час)} \quad (4)$$

(здесь τ определено по графику рис. 1).

Выражение R по вышеприведенным условиям тепловой подготовки агрегата является **коэффициентом приёмистости**, он идентичен параметру «скорость подъема нагрузки» (размерность – приращение выдаваемой энергии за единицу времени). Другие (не тепловые) параметры можно учитывать аналогично.

R должен входить в паспортные характеристики агрегата. Интересно, что количественно коэффициент приёмистости можно выразить в α – **геометрических градусах** (см. вывод $tg\alpha$), построенных в координатах мощность – время (КВт – часы) (рис. 1) одинакового масштаба. Это удобное отображение физики приёмистости, как важная характеристика энергоагрегата, особенно в качестве табличных данных.

Тогда $\alpha = arctgR$, $0 < \alpha < 90^\circ$.

На рис. 1 линия 1 – высокая приёмистость, линия 2 – низкая. Зная величину R как показатель приёмистости, или коэффициент приёмистости, определяется время переходного периода, т.е. время запуска:

$$\tau = \frac{N_H}{R} \quad (5)$$

В приведенных выражениях B – расход – топлива (а не общее количество), кг/час – т.е. интенсивность подвода энергии.

При линейном росте нагрузки $o-b$ (близко к реальным данным) по рис. 1 видно, что $N_H \cdot \tau = 2\mathcal{E}$ (прямоугольник $N_H \cdot \tau$ составлен из двух треугольников $o-b-e$), т.е. в этом случае пусковое количество энергии равно половине энергии, которая могла бы быть выработана агрегатом за время пуска. При меняющемся α (нелинейность выпуклостью влево) \mathcal{E} уменьшается. По этой причине, в частности, в энергетике, применяются пуски на «скользящих параметрах».

Для увеличения R надо увеличить B – но этот рост ограничен способностью агрегата сжигать топливо надежно, экономично, безопасно.

Уменьшение M обусловлено теплонапряженностью процессов горения и теплообмена в агрегате (получить эффект в меньших габаритных размерах). В агрегатах малой мощности (т.е. с малым M) R высокий (малые котлы легче вывести на режим). Но энер-

гетика основана на теплогенераторах больших мощностей, значит для них нужны специальные мероприятия для повышения приёмистости.

Агрегаты с пульсирующим горением

Устройства пульсирующего горения совместно с обслуживаемыми, тепловоспринимающими, теплопередающими механизмами и приспособлениями образуют теплогенераторы. Основа их – камера пульсирующего горения – КПП различного вида и типа [3]. КПП генерируют пульсационный режим горения, движения газов, теплоотдачи. Этот режим обуславливает работу составляющих систему. Скорость горения (убыль горючего в единицу времени при полном сгорании) на порядок выше, чем при обычном горении, т.е. величина B значительна. Высокое теплонпряжение топочного объема означает снижение габаритов, т.е. M значительно ниже обычных топков. Пульсирующий газовый поток резко интенсифицирует теплообмен, поэтому поверхность теплообмена в теплоутилизирующих элементах, следовательно, и масса M снижаются. Все это позволяет повысить КПД агрегата η .

Пример агрегата с пульсирующим горением – водогрейный котел, представляющий собой **крупную КПП**, поверхности теплообмена в которой расположены в резонансной трубе. Два таких котла описаны в [3, 4]. Тепловая мощность каждого 100–150 кВт. Топливо – соляр. Время запуска – несколько секунд. Готовый теплоноситель подается с температурой 80–90 °С через 30–50 секунд. КПД более 95 % (при холодной исходной воде температура уходящих газов 70–80 °С, но по требованиям точки росы удерживается несколько выше). Габариты собственно котла – 0,2×0,2×2 м. Очевидна высокая приёмистость котла вследствие низкой удельной металлоемкости, быстрого прогрева рабочего тела, быстрого начала требуемого топочного процесса. По предложенной характеристике $\alpha > 80^\circ$, это высокий показатель. Такими небольшими агрегатами можно набирать группами больше мощности, обеспечив маневренность станции.

Принципиально новый тип котла описывается ниже. Это эволюционное развитие предыдущей схемы, но требование увеличения единичной мощности, требуемое современной теплоэнергетикой, приводит к революционным изменениям. Во-первых, размещение больших поверхностей нагрева приводит к резкому удлинению газового тракта. Поэтому неожиданное решение – свернуть в плоскую спираль общий газопровод. Конструкционные затруднения, как далее пока-

зано, легко решаются, особенно с учетом компоновок «в рассечку». Во-вторых, низкочастотные автоколебания в таком газопроводе, на первой или высших гармониках по четвертьволновой или полуволновой схеме, в таком газовом потоке поддерживаются автоматически, в частности – за счет пульсирующих горелок (акустический аналог – музыкальные инструменты типа валторны). В-третьих, такие котлы можно компоновать «слоями», один над другим, увеличивая общую мощность станции при умеренной площади застройки, обеспечивая высокую приёмистость всей энергосистемы.

На рис. 2 представлено проектное решение конструктивного исполнения котла с пульсационной интенсификацией по газовой стороне. Топочная часть (или начало движения горячих газов) – внутри витка газопровода, выхлоп продуктов сгорания – на внешнем витке. На рис. 2 обозначено: 1 – блок горелок, 2 – шлакоулавливающий блок, 3 – радиационно-конвективный блок, 4 – конвективный блок, 5 – I ступень воздухоподогревателя, 6 – II конвективный блок, 7 – I ступень воздухоподогревателя, 8 – устройства газоочистки, 9 – импульсный газоудалитель, 10 – устройства золошлакоудаления, 11 – дренажные узлы, 12 – последующие корпуса.

Основные предполагаемые характеристики котла: тип – прямоточный (водогрейный или парогенератор), тепловая мощность одного корпуса 100–200 МВт, топливо – газ, мазут, распыленное твердое (аэросмесь), наддув в начале газопровода 500–600 мм в. ст., удаление газов – импульсное (четыре камеры с периодом 2–10 с), частота колебаний – основная 2–5 герц, обертоны – 30–50 герц, подогрев воздуха 300–500 °С, очистка поверхностей нагрева – собственный режим акустической обдувки.

Корпус собирается из сегментных блоков, стыковка – фланцевая, обмуровка газоплотная, облегченная. Основные габариты – поперечное сечение газопроводов 3×3 м, общая длина 20–3 м.

Сравнение представленного котла с традиционными по упомянутым факторам приёмистости показывает, что даже мощные котлы можно создать весьма маневренными, отвечающими потребностям теплоэнергетики (угол α может быть не менее 80°).

Выводы

Описан метод оценки приёмистости теплогенераторов, основанный на анализе перехода пусковых режимов по выходу на стационарное рабочее действие. Предложены количественные

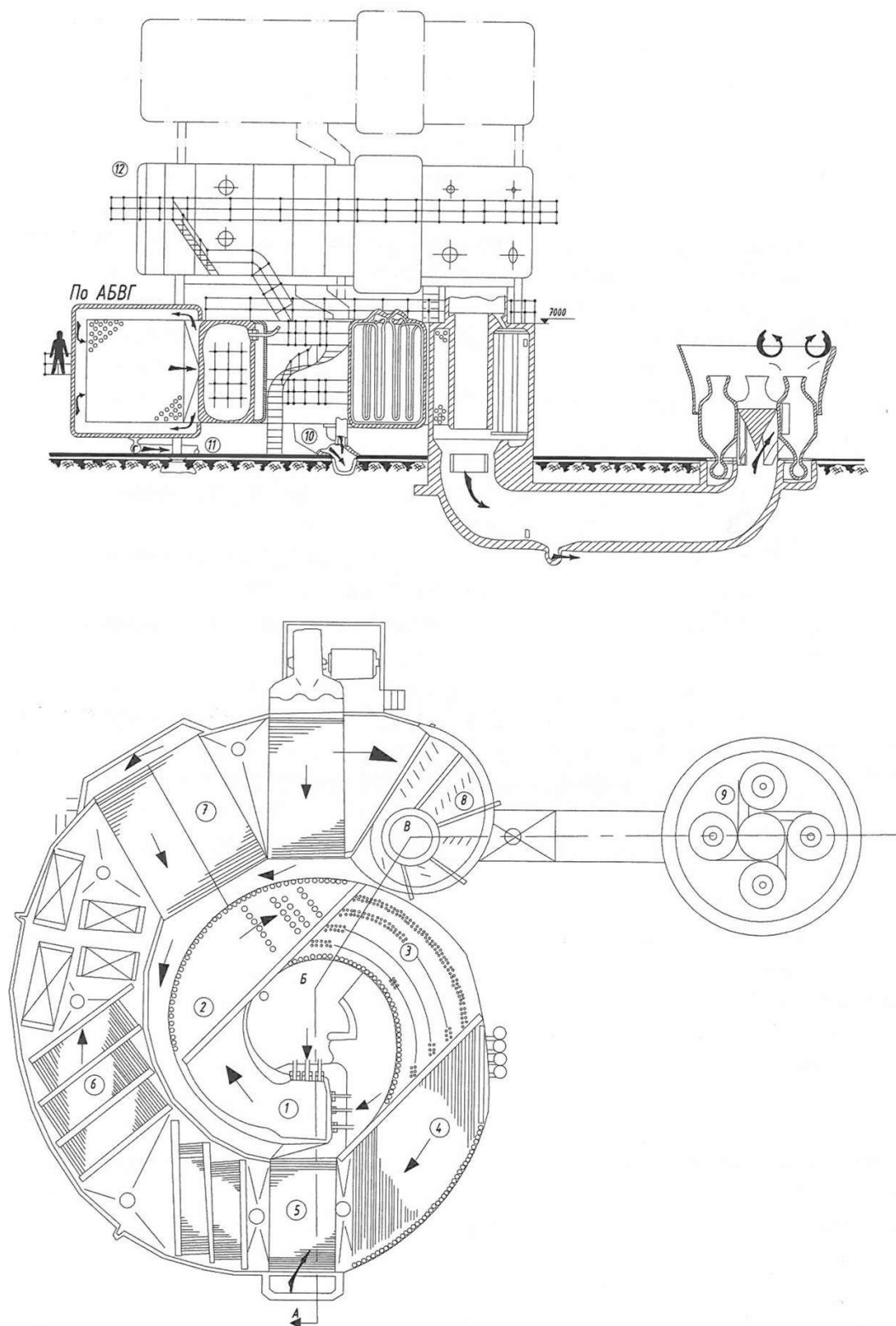


Рис. 2. Котел с пульсационной интенсификацией по газовой стороне

характеристики приёмистости, которые целесообразно включать в табличные данные теплогенераторов.

Пульсирующий режим горения топлива и теплообмена на утилизационных элементах благодаря резкой интенсификации физических тепловых процессов позволяет привлечь факторы (мас-

са, нагрев, скорость горения), увеличивающие приёмистость устройств пульсирующего горения.

В качестве высокоманевренного энергетического теплогенератора предлагается котел принципиально новой конструкции, представляющий собой крупную камеру пульсирующего горения с внутренними поверхностями нагрева.

Список использованных источников

1. Политехнический словарь / Гл. ред. А.Ю. Ишлинский. – М.: Советская энциклопедия, 1989. – С. 44.
2. Троянkin, Ю.В. Проектирование и эксплуатация огнетехнических установок / Ю.В.Троянkin. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – С. 195.
3. Технологическое пульсационное горение / В.А. Попов [и др.]. – М., Энергоатомиздат, 1993. – С. 254–281.
4. Северянин, В.С. Водогрейный котел с пульсирующим горением / В.С. Северянин // Журнал «Промышленная энергетика». – №11, 1983. – С. 46–47.
5. Прикладные исследования вибрационного горения / В.Н. Подымов [и др.]. – Изд. Казанского ун-та, 1978. – 212 с.

УДК 69.002.5 – 82

ФАЗОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК МАШИН ИНЖЕНЕРНОГО ВООРУЖЕНИЯ

Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Тамело В.Ф.

Белорусский национальный технический университет

Рационализация систем отбора мощности силовой установки на привод ходового и рабочего оборудования машин инженерного вооружения проводится в направлении применения современных насосов переменной и производительности и постоянного объема, обеспечивающих эффективную работу данного оборудования, оптимизации режимов работы посредством развития систем управления на основе современной элементной базы. Базовые платформы насосов, при постоянном росте уровня их автоматизации, не изменяются.

Регулируемые аксиально-поршневые насосы серии 416 [1] с наклонной шайбой и переменным рабочим объемом (рис. 1, обложка стр. 2) предназначены для работы в замкнутых контурах для использования в мобильных, промышленных и стационарных установках. Подача рабочей жидкости на выходе пропорциональна частоте вращения вала насоса и рабочему объему. При этом величину рабочего объема можно бесступенчато регулировать от нуля до максимального значения.

Направление подачи рабочей жидкости можно реверсировать путем изменения наклона шайбы в противоположную сторону от нейтрального (режим нулевой подачи) положения. Гидронасосы комплектуются различными механизмами управления: непропорциональное гидравлическое; пропорциональное сервоуправление; пропорциональное гидроуправление; пропорциональное электроуправление.

Гидронасосы серии 416 имеют встроенный насос подпитки.

Регулируемые аксиально-поршневые насосы типа 313 [1] имеют широкий диапазон изменения рабочего объема, различные виды регулирования и управления (рис. 2).

В исходном положении рабочий объем может быть как максимальным, так и минимальным. Управление может быть позитивным или негативным. Позитивное управление увеличивает рабочий объем, а негативное управление уменьшает рабочий объем. Изменение рабочего объема вызывает изменение подачи и приводного момента.