

А.Г.Онищенко, В.Б.Надобко

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ  
ШИРОКОГО ВНЕДРЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ РАСТВОРОНАСОСОВ

В современном строительном производстве для механизированной подачи растворов к месту работ все шире применяются растворонасосы различных конструкций. Их используют при выполнении штукатурных и кладочных работ, при заливке полов и устройстве стяжек, замоноличивание стыков и др. Эксплуатируемые растворонасосы типов СО-48Б (СО-48А), СО-49Б (СО-49А) и СО-50А (СО-50Б) представляют собой сочетание низконапорных (до 1,5 МПа) однопоршневых насосов одностороннего действия с диафрагмовой камерой. Они не обеспечивают подачи жестких цементных и известковых растворов, что усложняет решение вопросов строительства высотных зданий и сдерживает внедрение комплексно-механизированных технологических процессов с малоимпульсным нанесением растворных смесей на отделываемые поверхности. В связи с этим в отечественной практике переходят к использованию бездиафрагмовых плунжерно-поршневых высоконапорных (до 4...6 МПа) растворонасосов с непосредственным воздействием рабочего органа на раствор (СО-171, СО-167 конструкции НИИСМИ, "Салют" конструкции Оргтехстроя Минстроя СССР, РН-2; 4, РН-3; 6, РНГ-6 конструкции Полтавского ИСИ и др.). Среди них выделяется большая группа дифференциальных насосов, перспективам развития которых посвящена данная статья.

На рис.1 изображена принципиальная схема дифференциального растворонасоса. Особенность конструкции насосов этого типа - наличие двух камер, из которых одна имеет всасывающий и напорный клапаны, а другая их не имеет и постоянно сообщается с напорной трубой. При ходе плунжера вправо в левую камеру всасывается раствор, а из правой камеры он вытесняется в напорную трубу. При обратном ходе плунжера всасывания не происходит, и раствор из левой камеры вытесняется через верхний (напорный) клапан. Однако при этом не вся вытесненная масса поступает в напорную трубу, часть ее направляется в правую камеру и заполняет освобождающееся там пространство. Таким образом, всасывание у дифференциального насоса осуществляется периодически, а нагнетание - непрерывно.

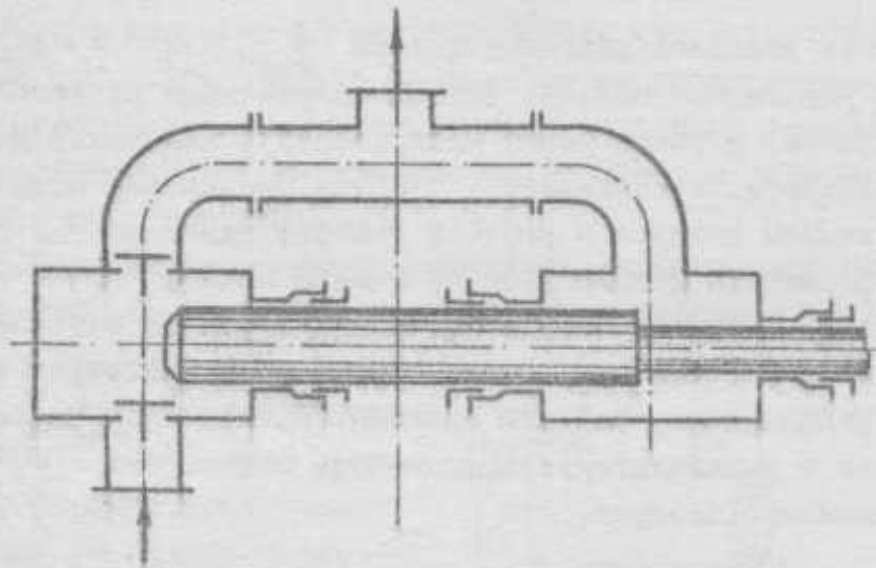


Рис. 1. Принципиальная схема дифференциального насоса

Максимальный объем левой рабочей камеры  $V_{р.к. max} = V_{ч} + V_{сп} = (1/\alpha)V_{ч}$ , где  $V_{ч}$  - рабочий (полезный) объем рабочей камеры (объем, описываемый рабочим органом за один ход);  $V_{сп}$  - объем вредного пространства (объем между клапанами и рабочим органом при его крайнем левом положении);  $\alpha$  - относительный объем вредного пространства;  $\alpha = V_{сп} / V_{ч}$ . Минимальный объем левой рабочей камеры  $V_{р.к. min} = V_{сп} = \alpha V_{ч}$ .

Объем всасываемого раствора при ходе плунжера слева направо (ход вперед)  $V_{ч} = FS$ , где  $F$  и  $S$  - соответственно площадь и ход плунжера. Объем нагнетаемого в трубопровод раствора при ходе назад составляет  $FS - (F-f)S = fS$ , а при ходе вперед -  $(F-f)S$ , где  $f$  - площадь утонченной части плунжера.

Таким образом, количество раствора, подаваемого дифференциальным насосом за один двойной ход, будет  $(F-f)S + fS = FS$ . Следовательно, этот насос обеспечивает такую же подачу, как и насос одностороннего действия. Правильным выбором диаметров широкой и утонченной частей плунжера  $F = 2f$  можно легко достичь того, что подача раствора в напорную трубу при прямом и обратном ходах плунжера будет одинаковой. Теоретическая подача за 1 ч может быть определена по формуле  $Q_T = FS\pi 60$ , где  $\pi$  - частота движения рабочего органа,  $\text{мин}^{-1}$ . Действительная подача

$$Q = Q_T \eta_0 = FS\pi 60 \eta_0, \quad (1)$$

где  $\eta_0$  - коэффициент подачи;

$$\eta_0 = Q/Q_T = \eta'_0 \eta''_0, \quad (2)$$

где  $\eta'_0, \eta''_0$  - коэффициент соответственно утечек и наполнения.

Абсолютная величина объемных потерь  $q_{об} = Q_T - Q = q'_{об} + q''_{об}$ , где  $q'_{об}$  - уменьшение подачи, вызванное утечками раствора при закрытии клапанов, а также через неплотности в клапанах, между поршнем и цилиндром, в сальнике;  $q''_{об}$  - уменьшение подачи, обусловленное наличием воздуха в рабочей камере, сжимаемостью раствора и упругой деформацией стенок рабочей камеры насоса.

Потери  $q'_{об}$  учитываются коэффициентом утечек и связаны с поглощением энергии, так как вместе с утекающим раствором теряется мощность, переданная ему рабочим органом. Потери  $q''_{об}$  не связаны с затратами и учитываются коэффициентом наполнения  $\gamma_o''$ .

Из изложенного следует, что

$$\gamma_o' = Q / (Q + q'_{об}) = Q / (Q_T - q''_{об}); \quad (3)$$

$$\gamma_o'' = (Q + q'_{об}) / Q_T = (Q_T - q''_{об}) / Q_T. \quad (4)$$

Значение  $q'_{об}$ , как правило, принимают по практическим данным.

Большое влияние на  $q''_{об}$  имеет наличие воздуха в рабочей камере, который может проникать в нее через случайные неплотности всасывающего трубопровода или сальников. Кроме того, воздух содержится в перекачиваемом растворе и выделяется из него в разреженном пространстве рабочей камеры или всасывающей трубы. В строительный раствор воздух поступает с затворяющей водой, активное вовлечение воздуха происходит при перемешивании раствора, а также при применении пенообразующих пластифицирующих добавок.

Как показывают исследования, для уменьшения потерь  $q''_{об}$  и, следовательно, для повышения значения  $\gamma_o''$  объем вредного пространства  $V_{вп}$  необходимо ограничивать минимальными конструктивно допустимыми размерами. Это уменьшает количество выделяющихся газовых составляющих и соответственно повышает коэффициент наполнения.

При наличии воздуха в перекачиваемом растворе коэффициент наполнения

$$\gamma_o'' = 1 - [(1 + \alpha)(V_o \rho_o / \rho_r - V_g \rho_g / \rho_H)], \quad (5)$$

где  $V_o$  - относительный объем воздуха на единицу объема раствора при атмосферном давлении  $\rho_o$ ;  $V_g$  - относительный объем воздуха на единицу объема раствора при давлении  $\rho_r$  в рабочей камере при всасывающем ходе рабочего органа;  $\rho_H$  - давление в рабочей камере при нагнетательном ходе рабочего органа.

Формула (5) получена из предположения, что процессы расширения и сжатия пузырьков воздуха происходят по изотермическому циклу.

Для растворонасосов, работающих при умеренных давлениях, влиянием на коэффициент  $\gamma_0''$  сжимаемости раствора и деформации стенок рабочих камер пренебрегают.

На рис. 2 изображена схема поршневого дифференциального растворонасоса, модификации которого выпускаются в настоящее время рядом ремонтно-механических заводов

строительных министерств. Рабочие органы насоса - основной и вспомогательный поршни, совершающие противофазное возвратно-поступательное движение в параллельно расположенных цилиндрах.

Одинаковая подача в течение рабочих полциклов достигается двумя путями: при одинаковой длине хода поршней площадь основного поршня в два раза превышает площадь вспомогательного,

а при одинаковой площади поршня длина хода основного в два раза превышает длину хода вспомога-

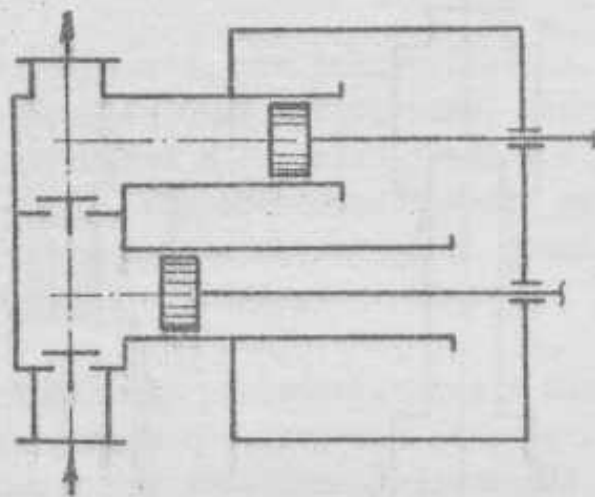


Рис. 2. Схема поршневого дифференциального растворонасоса

тельного. Нетрудно заметить, что рассмотренные насосы имеют усложненную конструкцию. Относительный объем вредного пространства рабочей камеры  $\alpha$  большой, а значит, согласно формуле (5) коэффициент наполнения  $\gamma_0''$  низкий. Внутренние гидравлические потери растворонасосов велики, раствор от всасывающего патрубка к нагнетательному проходит сложный путь с поворотами и изменением направления движения на противоположное. Расположение всасывающего клапана зачастую допускает боковое подмывание его раствором при нагнетательном ходе основного поршня. При этом происходит несвоевременное закрытие клапана, увеличиваются потери  $q_{об}'$  и уменьшается коэффициент утечек  $\gamma_0'$ .

Из сказанного вытекает, что насосы, схемы которых изображены на рис. 1 и 2, имеют следующие недостатки: плохую всасывающую способность, поэтому не могут работать на растворах пониженной подвижности; повышенную металлоемкость; низкие объемный  $\gamma_0$  и гидравлический  $\gamma$  КПД, а следовательно, повышенную энергоемкость.



Достоинства насосов дифференциального типа без указанных недостатков присущи разработанным в институте вертикальным регулируемым дифференциальным растворонасосам с максимальной подачей 4 и 6 м<sup>3</sup>/ч (рис.3). Рабочий орган у них расположен вертикально. Нижняя его часть, выполненная в виде полого плунжера (рис.3,а,б) или поршня (рис.3,в) с расположенным внутри полости напорным клапаном, играет основную роль.

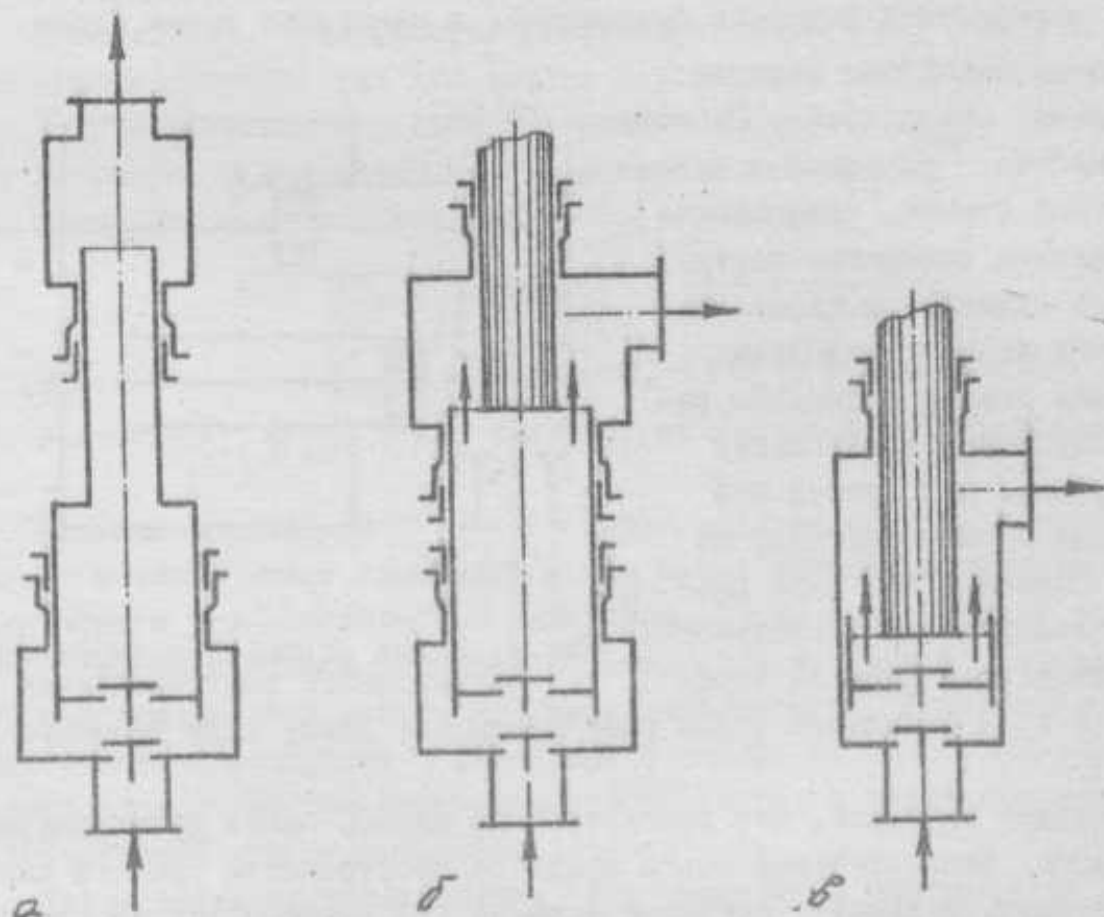


Рис.3. Схемы вертикальных дифференциальных растворонасосов

Верхняя часть, выполняющая вспомогательную функцию, представляет собой проточный (рис.3,а) или обычный (рис.3,б,в) плунжер. Отношение площади верхней части рабочего органа к площади нижней составляет 0,5, чем достигается подача в напорный трубопровод одинаковых порций раствора при полциклах рабочего хода.

Расположение напорного клапана внутри рабочего органа позволило максимально снизить объем вредного пространства  $V_{до}$  и, следовательно, увеличить коэффициент наполнения  $\lambda_o''$ . В более благоприятных условиях находятся и клапаны насосов. После перехода рабочего органа через верхнюю мертвую точку на всасывающий клапан воздействует не боковой, как у горизонтальных насосов, а вертикальный

поток раствора, способствующий более быстрому его закрытию. Напорный клапан движется вместе с рабочим органом. Возникающая сила инерции при переходе рабочего органа через мертвые точки направлена на ускорение закрытия клапана в начале полуцикла всасывания и открытия в начале полуцикла нагнетания. При этом значительно сокращаются объемные потери  $q_{об}$ .

При прохождении от всасывающего патрубка к нагнетательному раствор движется вдоль оси насосной колонки и не изменяет направления движения.

Изложенное позволяет сделать вывод, что растворонасосы, схемы которых изображены на рис.3, имеют простую конструкцию, хорошую всасывающую способность, высокие объемный и гидравлический к.п.д., пониженные металло- и энергоемкость, способны перекачивать растворы пониженной подвижности. Экспериментальные исследования показали, что для растворов различной жесткости коэффициент подачи  $\eta_0$  - 0,7...0,97.

Для вертикальных дифференциальных растворонасосов в институте разработаны три типа приводов: кривошипно-шатунный с регулируемым от нуля до максимума эксцентриситетом кривошипа, кулачковый и гидравлический. Кривошипно-шатунный и гидравлический приводы позволяют в широких пределах плавно регулировать подачу раствора.

Рассмотрим кинематические характеристики указанных приводов. Если пренебречь влиянием конечной длины шатуна, т.е. считать его бесконечно длинным, то для привода с кривошипно-шатунным механизмом путь  $X$ , проходимый рабочим органом, его скорость  $u$  и ускорение  $j$  описываются уравнениями

$$X = R(1 - \cos \varphi); \quad u = R\omega \sin \varphi; \quad j = R\omega^2 \cos \varphi, \quad (6)$$

где  $R$  - радиус кривошипа;  $\omega$  - угловая скорость движения кривошипа;  $\varphi$  - угол его поворота.

Из уравнений (6) вытекает вывод, что все кинематические характеристики рассматриваемого привода изменяются в течение цикла очень плавно. За каждый оборот кривошипного вала скорость рабочего органа дважды увеличивается от нуля до максимума и столько же раз снижается от максимума до нуля. Ускорение рабочего органа достигает максимальных значений в мертвых точках (рис.4,а).

Если учесть, что подача насоса прямо пропорциональна скорости движения рабочего органа, то станет ясно, что она изменяется по синус-

соидальному закону и в течение цикла дважды достигает максимального значения и дважды падает до нуля (рис.5,а). Степень неравномерности

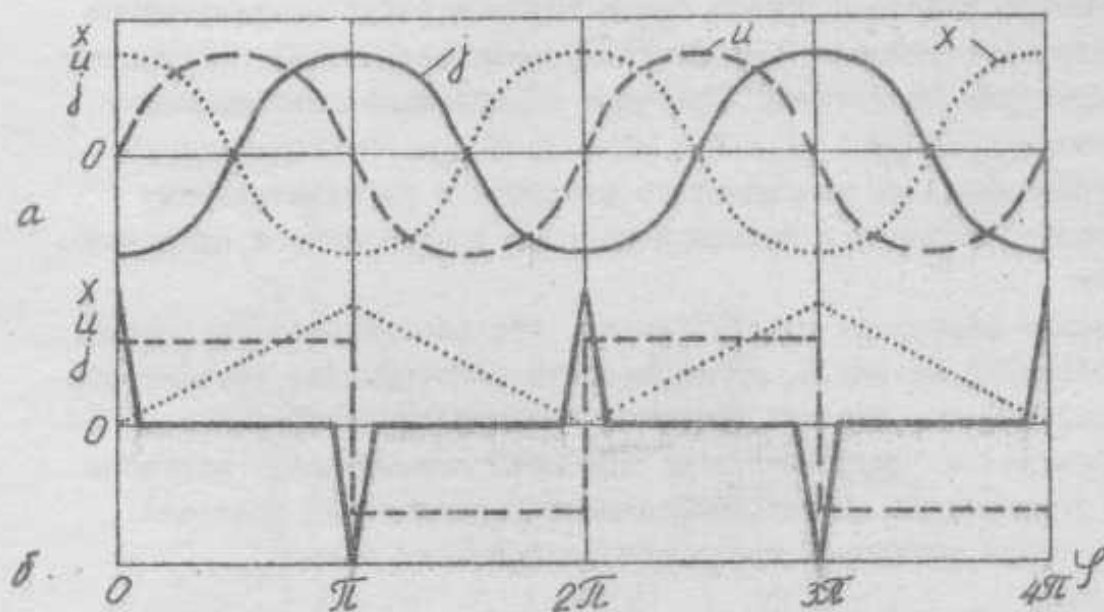


Рис.4. Зависимость пути  $x$ , скорости  $u$  и ускорения  $j$  от угла поворота кривошипа (а) и кулачка (б)

подачи дифференциального насоса  $\delta_n$  определяется как отношение максимальной ординаты графика  $y_{max}$  к средней  $y_{cp}$ . Среднюю ординату графика получаем из прямоугольника  $afke$ , площадь которого равна сумме площадей, ограниченных синусоидами  $abc$  и  $cde$ . Отсюда следует, что

$$\delta_n = y_{max} / y_{cp} = \pi/2 \approx 1,57.$$

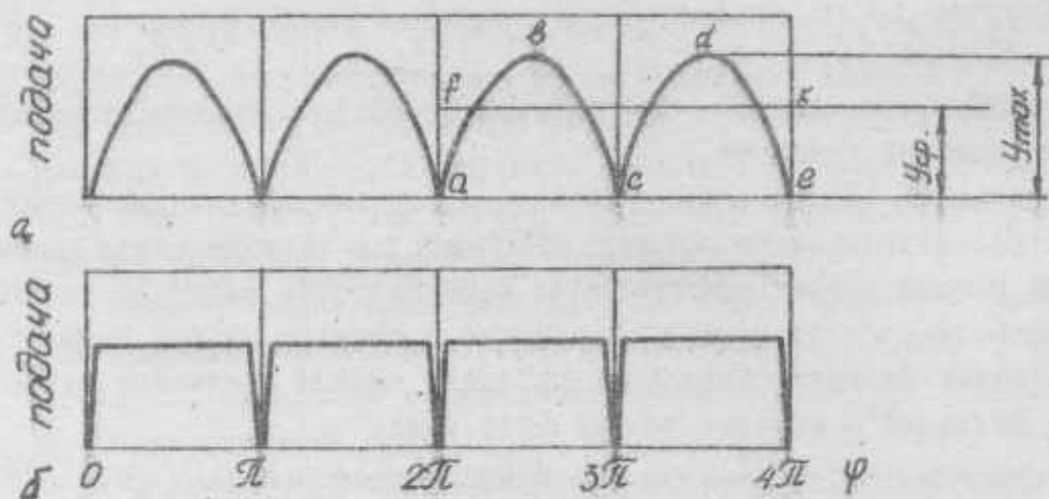


Рис.5. Зависимость подачи раствора от углов поворота кривошипа (а) и кулачка (б)

Степень неравномерности подачи можно значительно уменьшить, установив на нагнетательном трубопроводе воздушный колпак.

Кулачковый и гидравлический приводы позволяют получить степень неравномерности подачи, близкую к единице. Профиль кулачка выполнен по эквидистанте спирали Архимеда, дистанционное расстояние которой равно радиусу роликов, охватывающих кулачок с двух сторон. При этом формулы пройденного пути, скорости и ускорения рабочего органа примут вид

$$x = \kappa \omega t; \quad u = dx/dt = \kappa \omega; \quad j = du/dt = 0,$$

где  $\kappa$  - коэффициент, равный ходу рабочего органа за время поворота кулачка на 1 рад. Построенные по этим уравнениям графики (см. рис. 4, б) показывают, что скорость движения рабочего органа в течение полуцикла остается постоянной, затем в мертвой точке мгновенно изменяет направление на обратное. При этом ускорение на половине оборота кулачка равно нулю, а в мертвой точке теоретически возрастает до бесконечности. Фактически, за счет упругих свойств кулачка и роликов пик ускорения имеет конечную величину, но привод насоса все-таки работает с ударными нагрузками. Для их снижения профиль кулачка вблизи от мертвых точек несколько изменен и выполнен по уравнению параболы, которая обеспечивает равномерно-ускоренный разгон или замедление движения рабочего органа. Расчеты показывают, что если скорректировать профиль кулачка по параболе в диапазоне  $\pm 2,5^\circ$  от его мертвых точек, то динамические нагрузки в деталях привода при давлении подачи 4 МПа будут составлять не более 10% максимальных рабочих нагрузок. В то же время равномерность подачи (см. рис. 5, б) от такой корректировки изменится незначительно.

Гидравлический привод обеспечивает движению рабочего органа следующие характеристики:  $x = ut$ ;  $u = dx/dt = const$ ;  $j = du/dt = 0$ . Графики движения и подачи не отличаются от аналогичных графиков для кулачка (см. рис. 4, б и 5, б). Для сглаживания пиков ускорения при изменении направления движения в мертвых точках применяется дросселирование потока масла, при этом коэффициент неравномерности подачи при допустимых динамических нагрузках в деталях привода примерно равен единице.

Анализ работы приводов трех видов показывает, что кривошипно-шатунный механизм обеспечивает наиболее спокойную работу привода, позволяет конструктивно решить вопрос плавного регулирования производительности, но не дает возможности эффективно устранить пульсацию



подачи дифференциальных растворонасосов без применения напорного воздушного колпака. Привод с кулачковым механизмом и гидропривод позволяют существенно снизить пульсацию подачи и при условии применения рассмотренных конструктивных решений работать с допустимыми динамическими нагрузками.

Таким образом, сравнение технических и экономических показателей дифференциальных растворонасосов позволяет сделать вывод, что распространенные в строительстве горизонтальные насосы по ряду параметров не отвечают современным требованиям технологии и экономики производства. Разработанные в институте на основе дифференциального рабочего органа вертикальные регулируемые растворонасосы отличаются высоким развиваемым давлением (до 6 МПа), повышенной дальностью (до 300 м) и высотой (до 80 м) подачи (при мощности привода 7,5 кВт), способностью перекачивать жесткие строительные растворы, высокой всасывающей способностью, повышенным к.п.д., низкой энерго- и металлоемкостью, простотой обслуживания, высокой надежностью. Применение в этих насосах кулачкового, регулируемого кривошипно-шатунного и гидравлического приводов дает возможность значительно снизить импульсность подачи и позволяет использовать их в составе автоматизированных комплексов. Внедрение разработанных в институте растворонасосов на 30...40% увеличивает производительность труда штукатуров и дает годовой экономический эффект не менее 3,5 тыс. руб. на каждый насос.