

Приведены результаты длительных наблюдений за деформациями зданий и сооружений, возведенных на фундаментах в пробитых скважинах. Рассмотрен нестационарный тепловой режим зданий и схемы его автоматического регулирования.

УДК 693.6.002.5:621.65.001.5

А.Г.Онищенко, В.Б.Надобко, Н.Н.Шпилька

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА КПД ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РАСТВОРОНАСОСА

На первых этапах внедрения растворонасосы обычно использовались только для подачи растворов к рабочим местам в емкость. При этом штурманские растворы имели довольно большую подвижность /выше 11 см по ГОСТ 5802-86 [1]/ и могли подаваться со значительной импульсностью. В этих условиях строители вполне удовлетворяли широко распространенные, надежные диафрагменные растворонасосы одинарного действия /рис. 1, а/, характеризуемые низким развиваемым давлением /до 1,5 МПа/, большой импульсностью подачи, слабой всасывающей способностью.

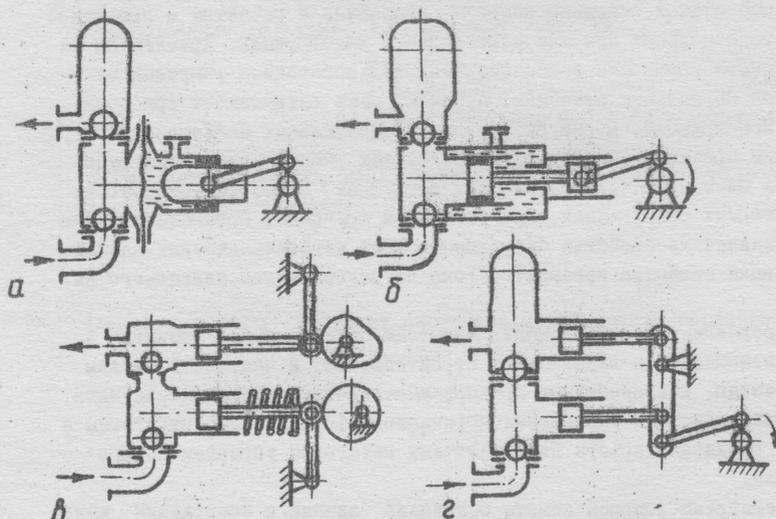


Рис. 1. Принципиальные схемы характерных растворонасосов одинарного /а, б/ и двойного /в, г/ действия

Постепенный повсеместный переход к технологии механизированного нанесения растворов изменил представление о требованиях, предъявляемых к растворонасосам. Густые, малоподвижные растворы, необходимые для ускоренного механизированного нанесения, и постоянный рост этажности зданий требуют более высокого давления на выходе из насоса.

Применение метода соплования возможно только при равномерной подаче растворов, без значительной импульсности, а плавное регулирование производительности насоса в процессе работы облегчит труд штукатуров.

Поскольку растворонасосы в настоящее время используют обычно в составе штукатурных станций, они должны быть компактными. Не последнюю роль играет также удобство обслуживания насоса, доступность его узлов, ремонтпригодность механизмов, шум при работе, способность устойчивой подачи малоподвижных растворов в период запуска насоса, наличие защитного отключения при перегрузках и т.п.

Наряду с диафрагмовыми с начала 70-х годов на стройках начали внедряться более прогрессивные растворонасосы одинарного и двойного действия с непосредственным контактом поршней с перекачиваемой средой. В настоящее время в странах СНГ существует более 150 различных конструкций растворонасосов /рис. 1/.

Так, на основе растворонасоса фирмы "Турбозол" /Италия/ [2] во ВНИИСМИ /г.Москва/ и его филиале /г.Минск/ был создан ряд бездиафрагмовых однопоршневых растворонасосов. Базовым является насос СО-167 /рис. 1,б/, который, несмотря на наличие воздушного колпака, не обеспечивает малоимпульсной подачи густых растворов.

По равномерности подачи лучше ведут себя двухпоршневые растворонасосы фирмы "Путцмайстер" /ФРГ/ [2]. Растворонасос "Салют" подобного типа /рис. 1,в/, разработанный бывшим институтом "Укроргтехстрой" /г.Киев/, может развивать достаточное давление раствора при равномерной подаче, но имеет сложную конструкцию, большие габаритные размеры и недостаточную надежность в работе из-за частой поломки пружины и износа трущихся деталей поршневой группы. Насос отличается относительно низкой всасывающей способностью и склонен к образованию песчаных пробок в дугообразном патрубке, соединяющем его рабочие камеры; не приспособлен для подачи цементных растворов.

В результате некоторого упрощения его конструкции в комбинате "Харьковпромстрой" был создан растворонасос РД-4 /рис. 1,г/. Он надежнее в работе, чем предыдущий, так как у него нет пружин; может подавать густые растворы. Но основной его недостаток - быстрый износ поршней вследствие их качания - остается.

Анализ недостатков эксплуатирующихся в строительстве растворонасосов и перечисленных требований позволил найти новые конструктивные решения дифференциального растворонасоса с проточным поршнем /рис. 2,а/ или плунжером /рис. 2,б,в/. В таких растворонасосах перекачиваемый раствор на пути от всасывающего клапана до входа в нагнетательную трубу перемещается только в одном направлении. В результате этого улучшаются условия работы клапанов, исключаются их "зависание" при подаче даже самых густых растворов, снижается сопротивление движению раствора, устраняются условия для расслаивания раствора и образования песчаных "пробок" в камерах насоса. Поскольку полый поршень /плунжер/ в крайнем нижнем положении подходит к всасывающему клапану вплотную, существенно уменьшается "вредный" объем всасывающей камеры, за счет чего значительно возрастает всасывающая способность насоса и объемный КПД. Дифференциальный принцип устройства рабочего органа позволяет снизить пульсацию подачи.

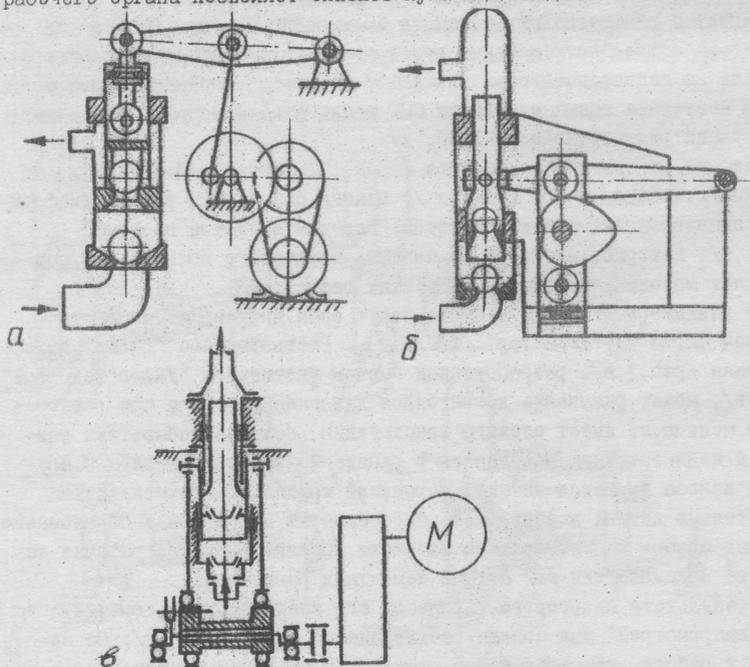


Рис. 2. Схемы дифференциальных растворонасосов:
 а - РН-2/4; б - РН-4к; в - РН-6

Базовой моделью служит растворонасос РН-2:4 /рис. 2,а/ [3]. Его рабочий орган выполнен в виде проточного поршня, объединенного с непроточным плунжером. За счет того, что насос имеет встроенный редуктор и устройство регулирования эксцентриситета кривошипного вала, его производительность может регулироваться в пределах от 1 до 4 м³/ч. График подачи /рис. 3,а/ такого насоса имеет вид спрямленной синусоиды. Поэтому при правильно подобранной частоте движения рабочего органа импульсность подачи незначительна. За счет повышенного КПД насос с двигателем мощностью 7,5 кВт способен развивать давление до 6 МПа. Это самый компактный насос. Его масса составляет всего 290 кг.

Необходимость в ряде случаев иметь практически безимпульсную подачу привела к созданию растворонасоса РН-4к /см. рис.2,б/ [4; 5]. Его рабочий орган представляет собой два объединенных проточных плунжера с отношением площадей сечений 1:2. Привод рабочего органа включает в себя кулачок, охватываемый с двух сторон опорными роликами, закрепленными в рамке, которая шарнирно соединена с качающимся рычагом. Его профиль выполнен по эквидистанте спирали Архимеда с дистанционным расстоянием, равным радиусу опорных роликов, чем обеспечивается постоянство скорости движения рабочего органа в течение всего хода. Для снижения ударных нагрузок в приводе насоса профиль кулачка вблизи от "мертвых" точек несколько изменен и выполнен по уравнению параболы, которая обеспечивает равномерно-ускоренный разгон или замедление движения рабочего органа. Исследования показали, что если скорректировать профиль кулачка по параболе в пределах $\pm 2,5$ град от мертвых точек, то динамические нагрузки в деталях привода при напоре подачи 4 МПа будут составлять не более 10% максимальных рабочих нагрузок. В то же время равномерность подачи от такой корректировки будет изменяться практически незаметно /рис.3,б/. Производительность растворонасоса 4 м³/ч и напор - 4 МПа при установке электродвигателя мощностью 5,5 кВт; масса - 310 кг.

Строительство высотных кирпичных зданий с большими объемами штукатурных работ потребовало создания мощного, высокопроизводительного растворонасоса РН-6 [6]. Мощность двигателя насоса /см.рис.2,в/ 7,5 кВт или 11 кВт, при этом давление составляет до 6 МПа, а подача плавно регулируется от 1 до 6 м³/ч. Рабочий орган его аналогичен органу растворонасоса РН-4к, однако оригинальное направляющее устройство позволяет избежать вредных поперечных усилий в его уплотняющих узлах, передаваемых шатунами привода, и повысить ресурс трущихся пар.

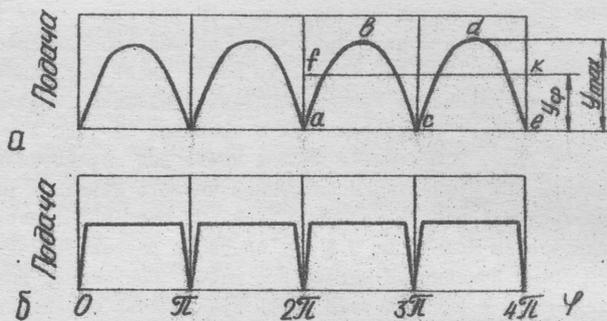


Рис. 3. Зависимость подачи раствора от угла поворота кривошипа /а/ и кулачка /б/

Уменьшение числа подвижных соединений в приводе также благоприятно сказалось на повышении надежности, а установленные самодействующие клапаны тарельчатой формы с резиновыми уплотнителями обеспечивают насосу повышенный объемный КПД и хорошую всасывающую способность. Масса насоса РН-6 составляет 450 кг.

В конструкции первых опытных партий, разработанных в институте растворонасосов, были заложены параметры, установленные для существующих насосов. Однако большинство из них не могут быть оптимальными, так как устройство новых растворонасосов существенно отличается от серийно выпускаемых. В связи с этим в Полтавском ИСИ были проведены исследования по определению оптимальных конструктивных параметров базовой модели – вертикального дифференциального растворонасоса с проточным поршнем и шаровыми клапанами РН-2:4 /см. рис.2,а/; по уменьшению габаритов и массы насоса, улучшению ремонтпригодности, уменьшению интенсивности абразивного износа деталей и узлов, находящихся в контакте со строительным раствором. Основное внимание было уделено повышению КПД насоса.

Как известно, общий КПД равен произведению КПД электрического, механического, гидравлического и объемного. Исследованиями установлено, что для растворонасосов решающее значение в этом произведении принадлежит объемному КПД.

Проведенные исследования показали, что из всего многообразия факторов, влияющих на уменьшение объемного КПД, основную роль играют

только три: несвоевременное закрытие клапанов, наличие "мертвого" подклапанного пространства и воздуха во всасывающей камере. Рассмотрим мероприятия /часто взаимоисключающие/, способствующие уменьшению влияния каждого фактора.

К уменьшению времени запаздывания закрытия клапана приведет увеличение его массы и уменьшение высоты подъема. При этом объем обратных утечек будет тем меньше, чем меньше будут площадь бокового проходного сечения F и радиус R_c гнезда клапана /рис.4/, т.е., чем больше будут их гидравлические сопротивления.

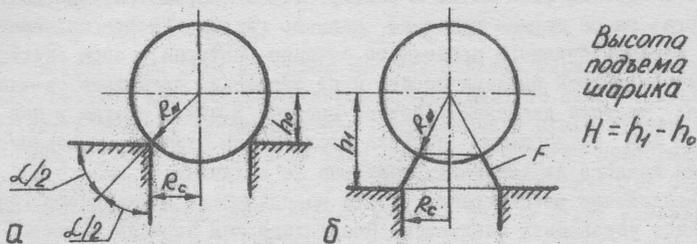


Рис. 4. Схема работы шарового клапана: а - клапан закрыт; б - открыт; R_c - радиус отверстия седла клапана; R_c - радиус шарика клапана; H - высота подъема шарика над гнездом; F - площадь проходного сечения между поднятым шариком и гнездом /имеет форму боковой поверхности усеченного конуса/

Согласно закону Вестфала [7] раствор, занимающий объем, который освобождает клапан при своем подъеме, уходит обратно при закрытии клапана и не участвует в рабочем цикле. Объем подклапанного пространства будет тем меньше, чем меньше высота подъема и радиус гнезда клапана.

Наличие воздуха во всасывающей камере зависит от объема ее вредного пространства и от величины разрежения в ней. Объем вредного пространства у рассматриваемых растворонасосов конструктивно сведен к минимуму, а на величину разрежения влияют: угол запаздывания открытия клапана, гидравлические сопротивления гнезда и бокового проходного сечения клапана и всасывающего трубопровода, форма всасывающего трубопровода, форма всасывающей камеры. Угол запаздывания открытия зависит от сопротивления клапана отрыву, которое уменьшается с уменьшением массы клапана и величины притирочной поверхности, т.е. с уменьшением радиуса гнезда. Уменьшить гидравлические сопротивле-

ния гнезда и бокового проходного сечения F можно, увеличив их площади. Гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода зависит от способа подключения растворонасоса к источнику раствора. Влияние этого сопротивления и формы всасывающей камеры было исследовано ранее во ВНИИСМИ [8].

На указанные факторы непосредственно влияют также жесткость раствора и частота движения рабочего органа. Высота подъема клапана должна быть минимальна и с точки зрения безударной его работы.

Таким образом, на факторы изменения объемного КПД неоднозначно влияют следующие физические и конструктивные параметры: жесткость раствора; масса шарика клапана; диаметр гнезда; высота подъема шарика; площадь бокового проходного сечения, которая, в свою очередь, зависит от высоты подъема шарика и от отношения диаметров гнезда и шарика; частота движения рабочего органа. В связи с этим в Полтавском ИСИ предпринята попытка исследовать степень суммарного влияния каждого из указанных факторов на величину объемного КПД.

Комплексное рассмотрение работы всасывающего и напорного клапанов позволяет установить следующее. После того как поршень закончит свой нагнетательный ход всасывающий клапан при обратном движении поршня не начнет открываться до тех пор, пока не закроется полностью напорный клапан. Запоздывающий открыться вовремя всасывающий клапан в конце всасывающего хода также не закроется полностью. Это, в свою очередь, приведет к запоздыванию открытия напорного клапана. Нагнетательный клапан, располагаясь внутри проточного поршня, находится в более благоприятных условиях, так как инерционные силы, возникающие при движении рабочего органа, синхронно ускоряют его открытие и закрытие. Поэтому в дальнейшем оптимизации подвергались только параметры всасывающего клапана.

В выполненной серии исследований для всасывающего клапана использовался стальной шарик диаметром 60 мм — максимально допустимого размера с конструктивной точки зрения.

Изучение расчетной схемы работы клапана /рис. 4/ позволило получить теоретическую зависимость между площадью F бокового проходного сечения открытого клапана, высотой H подъема, радиусом $R_{ш}$ шарика и радиусом R_c отверстия гнезда:

$$F = \frac{\pi R_c (H^2 + 2H\sqrt{R_{ш}^2 - R_c^2})}{\sqrt{H^2 + 2H\sqrt{R_{ш}^2 - R_c^2} + R_{ш}^2}}$$

На основании этой формулы построены графики /рис. 5, а, б/ зависимости $F = f(H, K)$, где $K = R_c / R_{ш}$ при $R_{ш} = const = 60$ мм.

Из них видно, что зависимость $F = f(H)$ является практически прямо пропорциональной. При высотах подъема шарика $H < 12$ мм максимальная площадь F наблюдается при $K = 0,7$, а при $H > 12$ мм — наблюдается при $K = 0,8$. При малых высотах подъема разница в величине F для K , лежащих в пределах от 0,6 до 0,8, незначительна. На график /рис. 5, а/ дополнительно наложено изображение зависимости

$F = S_{отб}$, где $S_{отб}$ — площадь отверстия гнезда клапана. Не

трудно заметить, что даже на малых высотах подъема шарика боковое проходное сечение клапана значительно превосходит по площади отверстие гнезда. А так как гидравлическое сопротивление прямо пропорционально квадрату скорости течения жидкости, т.е. обратно пропорционально квадрату площади проходного сечения, то гидравлическое сопротивление бокового проходного сечения клапана всегда будет значительно ниже сопротивления его гнезда.

С точки зрения улучшения износостойкости гнезда предпочтительным является $K = 0,714$, когда биссектриса угла кромки гнезда проходит через центр шарика закрытого клапана /см. рис. 4, а/.

Теоретические исследования были подкреплены экспериментально полученными данными. Для экспериментов использовался известково-песчаный раствор состава 1:3 с крупностью фракций песка до 5 мм. Его жесткость определялась величиной осадки конуса /OK/ по ГОСТ 5802-86 [1]. Установлено, что при $H < 10$ мм наблюдается неустойчивая работа клапана /были случаи закупорки/. При $H = 10$ мм и более сброс замечено не было.

В результате экспериментальных исследований /рис. 5, в...е/ установлено, что оптимальной, независимо от жесткости раствора, является минимально допустимая высота подъема шарика $H = 10$ мм, т.е. решающее значение имеет время захлопывания клапана. Увеличение высоты подъема шарика ведет к падению величины объемного КПД /рис. 5, г/.

Жесткость раствора влияет на изменение доли вклада каждого фактора в формировании величины объемного КПД. Если для более подвижных растворов /OK = 11 см и более/ действие всех факторов уравнивается при оптимальном значении $K = 0,7$ /рис. 5, в/, то для жестких растворов /OK = 10 см и менее/ оптимальная область перемещается в зону $K = 0,6$, поскольку увеличение угла запаздывания закрытия

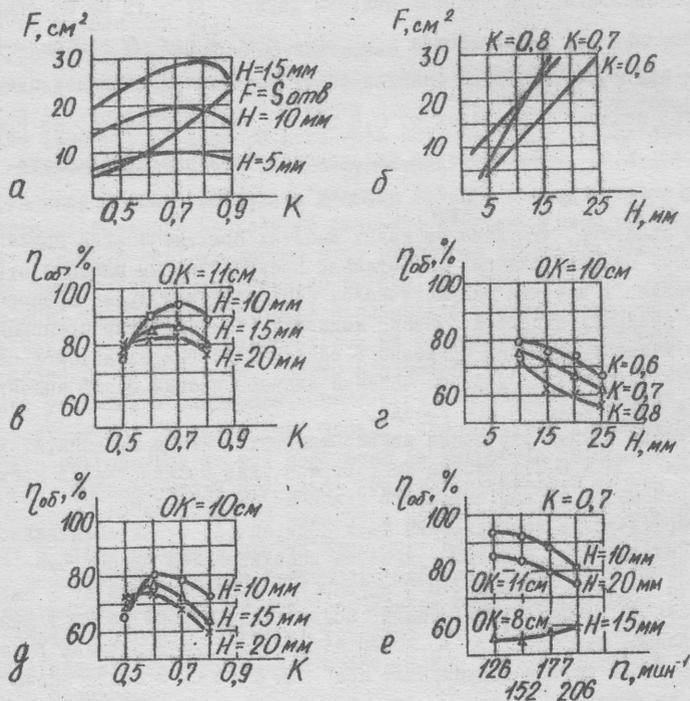


Рис. 5. Графики зависимости площади F бокового проходного сечения открытого клапана и объемного КПД от высоты H подъема шарика, отношения $K = R_c / R_{ш}$, жесткости раствора и частоты движения рабочего органа: а, б - расчетные; в...е - экспериментальные данные

клапана требует принять меры к уменьшению обратных утечек путем увеличения гидравлического сопротивления на их пути, что достигается незначительным уменьшением площади F и значительным уменьшением площади отверстия гнезда. Но при этом объемный КПД все равно зна-

чительно снижается в связи с усилением отрицательного воздействия фактора наличия воздуха во всасывающей камере /рис. 5, д/.

Влияние частоты движения рабочего органа на объемный КПД исследовалось в диапазоне от 126 до 206 об/мин. Более низкая частота оказалась практически неприемлемой из-за увеличения импульсности подачи. Полученные данные /рис.5,е/ свидетельствуют о наличии тенденции уменьшения объемного КПД с увеличением частоты движения. С уменьшением подвижности раствора степень влияния частоты на объемный КПД уменьшается.

Таким образом, в результате представленных теоретических и экспериментальных исследований получены оптимальные значения частоты движения рабочего органа растворонасоса РН-2:4, высоты подъема шарика и диаметра отверстия гнезда его всасывающего клапана, значительно повышающие КПД насоса.

Список литературы

1. ГОСТ 5802-86. Растворы строительные. Методы испытаний. - Введ. 01.07.86. - М.: Изд-во стандартов, 1986. - 22 с.
2. Основные направления развития растворонасосов /Н.И.Алешин, Б.Г.Баулина, В.М.Мастяев, Б.П.Парфенов // Механизированный инструмент и отделочные машины: Информ. науч.-техн. сб. - М., 1971. - Вып. 1. - С.22-30.
3. А.с. 1346850 СССР, МКИ 4 F 04 В 9/04. Регулируемый поршневой насос двойного действия /В.У.Устьянцев, А.Г.Онищенко, И.Я.Виноходов. - № 4060042/25-06; Заявл. 18.03.86; Оpubл. 23.10.87. Бюл. № 39. - 3 с.
4. А.с. 1390434 СССР, МКИ 4 F 04 В 5/00, 11/00. Плунжерный насос /В.У.Устьянцев, А.Г.Онищенко, В.Ф.Софийченко, П.С.Литвиненко. - № 3915408/31-06; Заявл. 13.05.85; Оpubл. 23.04.88. Бюл. № 15. - 4 с.
5. А.с. 1446348 СССР, МКИ 4 F 04 В 9/06. Малоимпульсный насос /В.У.Устьянцев, А.Г.Онищенко, И.Я.Виноходов. - № 4223976/25-29; Заявл. 07.04.87; Оpubл.23.12.88. Бюл. № 47. - 3 с.
6. А.с. 1536034 СССР, МКИ 4 F 04 В 15/02. Растворонасос и состав промывочной жидкости /Е.С.Болдаков, А.Г.Онищенко, В.П.Ворченко, Я.А.Куценко, Н.Н.Шпилька, М.Л.Рубановский. - № 4419330/25-29; Заявл. 19.02.88; Оpubл. 15.01.90. Бюл. № 2. - 5 с.
7. Чиняев И.А. Поршневые кривошипные насосы. - Л.: Машиностроение, 1983. - 176 с.
8. Парфенов Б.П., Шикунин Ю.П. Предотвращение пробкообразования в клапанных камерах растворонасосов // Строит. и дор. машины. - 1982. - № 5. - С.7-8.