

//Тез. докладов научно-технической конференции преподавателей, сотрудников и студентов СФТИ. - Сумы, 1998 г.

3. Патент Украины 12474. Лопасть ветроколеса / Л.Г.Рожкова. - Опубл.28.02.97, Бюл. №1.
4. Чжен П. Управление отрывом потока. - М: Мир, 1979.
5. Исследование аэродинамических характеристик оптимальных роторов ветроэнергетических установок различного назначения: Отчет о НИР, № гос. регистрации 0193U041263. - Сумы, Сумский гос. ун-т. - 1995.
6. Ваклушин П.Г., Ващевич К.П., Самсонов В.В. Экспериментальные исследования аэродинамических характеристик ортогональных крыльчатых ветроколес //Сб. научных трудов Гидропроекта. Вып. 129: Ветроэнергетические станции. - Москва, 1988.

Поступила в редколлегию 28 марта 1997 г.

УДК 621.516

ПОДАЧА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В РАБОЧУЮ ПОЛОСТЬ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОЙ МАШИНЫ

Ю.М.Вертепов, доц.; В.Н.Маценко, вед. констр.*

*(*АО СМНПО им. М.В.Фрунзе)*

Среди эксплуатационных затрат, связанных с работой жидкостнокольцевых машин (ЖКМ), большой удельный вес принадлежит затратам, связанным с подачей в машину рабочей жидкости, которой в большинстве случаев является вода. Их величина достигает 25% от всех эксплуатационных расходов [1], поэтому снижение расхода подаваемой в машину воды является одним из основных резервов повышения ее экономичности в эксплуатации. В работе [1] потребный расход воды, подаваемой в ЖКМ, определяется из условия, что вся подводимая от электродвигателя мощность идет на подогрев воды, при этом ее максимально допустимый нагрев принимается равным 15°. Потери мощности на теплопередачу учитываются эмпирическими коэффициентами, величина которых принимается на основании результатов экспериментальной доводки машины.

Оптимальное количество подаваемой воды связывается с достижением минимально необходимого погружения концов лопаток рабочего колеса в жидкостное кольцо, а также с очертаниями сливной кромки нагнетательного окна, которая определяет условия выхода газожидкостной смеси из рабочей полости машины в нагнетательную камеру лобовины и связанные с ними гидравлические потери. В работе [2] показано, что для машин, в которых вода подается через торцовые зазоры, существует оптимальная величина ее расхода, отклонение от которой отрицательно сказывается на объемных и энергетических характеристиках.

В этих работах не рассматривается влияние расхода подаваемой в ЖКМ воды на величину "мертвого" объема, который во многом определяет объемные и энергетические характеристики машины.

В работах [3, 4] показано, что подаваемое в ЖКМ количество воды может без дополнительных затрат быть увеличено на 20 - 30% с улучшением ее характеристик за счет возврата в машину части так называемой обратной воды, выходящей вместе со сжатым газом из рабочей полости через нагнетательное окно. Некоторое снижение производительности в области малых давлений всасывания вызвано повышением температуры в водяном кольце за счет смешения подаваемой в машину свежей сетевой воды с нагретой в процессах сжатия и нагнетания обратной воды. Не учитывается влияние обратной воды на характеристики ЖКМ и в нормативных документах на их испытания и основные параметры. Замеряемая производительность ЖКМ в настоящее

время пересчитывается с учетом температурного коэффициента, зависящего от температуры подаваемой свежей воды и давления всасывания [5] и не учитывающего влияния подаваемой в машину обратной воды на процессы тепло- и массообмена в ее рабочей полости, что вносит погрешность в определение величины производительности. Необходимость разработки методики пересчета производительности ЖКМ в зависимости от температуры свежей подаваемой воды с учетом режима работы машины и количества подаваемой обратной воды не вызывает сомнений и требует проведения соответствующих теоретических и экспериментальных исследований. Для обеспечения полноты процесса всасывания обратную воду целесообразно подавать через отверстие в торцовой стенке лобовины в область окончания процесса всасывания, когда рабочая ячейка отошла от кромки закрытия окна всасывания, или в область начала сжатия, где давление незначительно отличается от давления всасывания. В этих случаях перепад давлений, вызывающий движение обратной воды в рабочую полость ЖКМ, будет наибольшим.

Рабочая жидкость частично отделяется от выходящего через нагнетательное окно ЖКМ газожидкостного потока за счет центробежных сил, возникающих при его повороте на 90° по пути к нагнетательному патрубку, и собирается в нагнетательной камере лобовины. При работе ЖКМ высота уровня собирающейся отделенной воды зависит от отношения давлений нагнетания и всасывания. При больших отношениях давлений ее уровень понижается до минимальной высоты, при уменьшении отношения давлений он растет и достигает кромки открытия нагнетательного окна. Однако во всем диапазоне режимов работы машины над днищем нагнетательной камеры лобовины имеется уровень отделенной воды, насыщенной пузырьками газообразной рабочей среды [6]. Вода, которая не отделилась в нагнетательной камере лобовины, вместе с нагнетаемым газом попадает в отделитель жидкости или газосборник, размещаемый на фланце нагнетательного патрубка лобовины, где окончательно отделяется и собирается в его нижней части, при этом высота уровня воды изменяется в зависимости от отношения давлений так же, как в нагнетательной камере лобовины. Отделенную от газа воду, предназначенную для возврата в рабочую полость ЖКМ в качестве обратной, направляют туда из отделителя жидкости по трубопроводам подачи обратной воды с соответствующей арматурой. Такой трубопровод, имеющий выход в рабочую полость через отверстие в торцовой стенке лобовины, должен иметь ввод в лобовину, не сообщаемый с ее камерами всасывания и нагнетания, что усложняет конструкцию самой лобовины. При этом затрачивается дополнительная мощность на преодоление гидравлического сопротивления нагнетательного тракта и подъем воды в водоотделитель или газосборник. Кроме того, необходимо обеспечить постоянное поддержание уровня воды в водоотделителе над его сливным патрубком посредством введения в его конструкцию устройств для регулирования уровня. Если над входом в трубопровод подачи обратной воды в водоотделитель или газосборнике не останется уровня воды, то газ с давлением, равным давлению нагнетания, будет по этому трубопроводу перепускаться в рабочие ячейки ЖКМ, расположенные в области начала сжатия, снижая производительность машины. При работе ЖКМ в режиме компрессора сжатый газ с давлением нагнетания из газосборника, в котором не останется уровня жидкости над сливным патрубком, вместо того, чтобы поступать к потребителю, будет частично уходить через сливной трубопровод в сливную линию. Тем не менее системы подачи обратной воды из водоотделителя или газосборника до настоящего времени использовались на ЖКМ производительностью $50 \text{ м}^3/\text{мин}$ и более, выпускаемых АО СМНПО имени М.В.Фрунзе. Это машины простого действия с осевым газораспределением и двусторонним

подводом и отводом газа. Они имеют по две лобовины и, следовательно, по два трубопровода подачи обратной воды со своей арматурой.

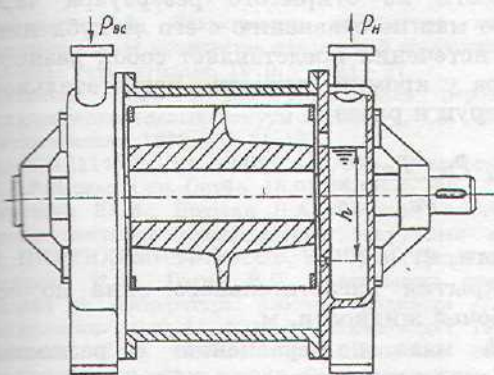


Рисунок 1 - Подача обратной воды в рабочую полость из нагнетательной камеры лобовины

нагнетательной камеры лобовины, чтобы над ним всегда был уровень отделенной воды, поскольку при его отсутствии газ с давлением нагнетания будет перепускаться в область начала сжатия, снижая производительность машины. Для уменьшения попадания вместе с обратной водой пузырьков воздуха с давлением, равным давлению нагнетания,

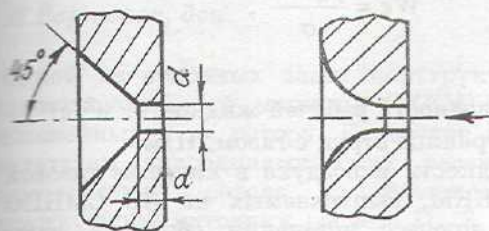


Рисунок 2 - Формы отверстия для подачи обратной воды

ухудшающего объемные характеристики машины, можно предусмотреть устройство [7], обеспечивающее их схлопывание до входа в отверстие, выполненное в торцевой стенке лобовины. Отверстие выполняется таким образом, чтобы его выход в рабочую полость не перекрывался кольцевым бандажом, скрепляющим по торцам концы лопаток рабочего колеса, а располагался над ним. Форма отверстия с возрастающей площадью проходного сечения вдоль его оси должна обеспечить растекание струи обратной воды, чтобы уменьшить размывание ею торцовых поверхностей лопаток рабочего колеса. Целесообразно выполнять отверстие с небольшим цилиндрическим участком на входе, длина которого соизмерима с диаметром отверстия, с последующим коническим или торообразным участком (рис. 2). При таком способе подачи обратной воды отпадает необходимость в трубопроводах подачи обратной воды с их арматурой, упрощается конструкция лобовин и водоотделителя снижаются металлоемкость и удельная мощность.

При расчете диаметра отверстия для подачи обратной воды заданы: расход обратной воды $Q_{обр}$, давления всасывания $P_{вс}$ и нагнетания $P_н$ ЖКМ, положение кромки открытия окна нагнетания по отношению к днищу нагнетательной камеры лобовины. Влиянием содержащихся в обратной воде пузырьков сжатого газа на гидродинамику ее истечения в рабочую полость машины через отверстие в торцевой стенке лобовины

Существует более простой и выгодный экономически способ подачи обратной воды в рабочую полость ЖКМ. Поскольку днище нагнетательной камеры лобовины, заполненной отделенной водой, отделено от области начала сжатия в рабочей полости машины только торцовой стенкой лобовины, обратную воду можно подавать в рабочие ячейки непосредственно из нагнетательной камеры лобовины через отверстие в торцевой стенке лобовины (рис.1). Это отверстие выполняется вблизи днища

нагнетательной камеры лобовины, чтобы над ним всегда был уровень отделенной воды, поскольку при его отсутствии газ с давлением нагнетания будет перепускаться в область начала сжатия, снижая производительность машины. Для уменьшения попадания вместе с обратной водой пузырьков воздуха с давлением, равным давлению нагнетания, ухудшающего объемные характеристики машины, можно предусмотреть устройство [7], обеспечивающее их схлопывание до входа в отверстие, выполненное в торцевой стенке лобовины. Отверстие выполняется таким образом, чтобы его выход в рабочую полость не перекрывался кольцевым бандажом, скрепляющим по торцам концы лопаток рабочего колеса, а располагался над ним. Форма отверстия с

пренебрегаем. В этом случае движение обратной воды из нагнетательной камеры лобовины в рабочую полость ЖКМ можно рассматривать как установившееся истечение жидкости из открытого резервуара через круглое отверстие, размер которого мал по сравнению с его заглублением под уровень жидкости [8]. Напор истечения представляет собой разность значений гидростатического напора у кромки открытия нагнетательного окна и в центре сжатого сечения струи и равен

$$H = h + \frac{P_n - P_{ac}}{\rho g},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;

h - высота от кромки открытия нагнетательного окна до оси отверстия для подачи обратной рабочей жидкости, м.

Обычно в ЖКМ величина h мала по сравнению с разностью пьезометрических напоров. Поскольку расход обратной воды распределяется поровну между двумя отверстиями, выполненными в торцовых стенках каждой из лобовин, площадь проходного сечения отверстия определяется из уравнения расхода

$$F = \frac{Q_{обр}}{2\mu\sqrt{2gH}},$$

где μ - коэффициент расхода при истечении через круглое отверстие.

Его величина зависит от формы кромок отверстия, условия подтока жидкости к нему, а также чисел Рейнольдса и Вебера:

$$Re = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}; \quad We = \frac{\rho g H d}{\sigma},$$

где d - диаметр отверстия, м;

ν - коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости, м²/с;

σ - поверхностное натяжение на границе струи с газом, Н/м.

Для воды в качестве рабочей жидкости и воздуха в качестве газовой среды расчеты, проведенные для ЖКМ, выпускаемых на АО СМНПО им.М.В.Фрунзе, подтвердили, что процесс истечения обратной воды протекает в зоне автомодельности по числам We ($We > 6000$) и Re ($Re > 10^5$). Это позволяет принимать значение коэффициента расхода равным $\mu=0,6$ для малых отверстий разных форм. Диаметр отверстия для подачи обратной рабочей жидкости равен

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}, \text{ м.}$$

Предлагаемая методика расчета позволяет определить на стадии проектирования ЖКМ размеры отверстий для подачи обратной воды, обеспечивающие ее требуемый расход на заданном режиме работы. Для серийно выпускаемых ЖКМ она дает хорошее совпадение результатов расчета с экспериментально полученными результатами доводки машин.

SUMMARY

This article describes a design and operation experience of liquid-ring machines with fresh and return water supply. The collected information helps to produce more economical machine design, which use return water of fresh water consumption decrease. The authors give formulas which determine size of return water supply openings in accordance with pressure values and return water consumption.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райзман И.А. Зависимость параметров жидкостнокольцевого вакуум-насоса и компрессора от количества подаваемой жидкости // Сб. «Вакуумная техника», вып. 2. - Казань: Таткингиздат, 1970. - С. 21 - 27.
2. Лукоянов В.Ф. и др. Определение перетечек газа через торцовые зазоры жидкостнокольцевых вакуум-насосов // Сб. «Вакуумная техника», вып. 2. - Казань: Таткингиздат, 1970. - С. 31 - 37.
3. А.с. 1211459, кл. F04c 19/00. Жидкостнокольцевая машина /И.А.Райзман, Л.Г.Рейдман и др. Оpubл. 15.02.86. Бюл. №6.
4. Вертепов Ю.М., Дрючин В.А. Влияние подачи обратной воды на характеристики двухступенчатых водокольцевых вакуумных агрегатов. Деп. рукопись № 1135. - М.: ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, ВИНТИ «Депонированные рукописи», №5, 1983. - С.120.
5. Райзман И.А., Галич В.П. Зависимость производительности жидкостнокольцевых машин от температуры рабочей жидкости // Сб. «Тепломассообмен в химической технологии», вып. 1. - Казань: Таткингиздат, 1973. - С. 32 - 33.
6. Райзман И.А., Соколов А.Е. Влияние сопротивления нагнетательного тракта жидкостнокольцевых машин на их параметры // Сб. трудов КХТИ, вып.55. - Казань, 1975. - С. 79 - 81.
7. А.с. №1590658, кл. F04c 7/00. Жидкостнокольцевая машина /Ю.М.Вертепов, В.А.Шестаков и др. Оpubл. 7.09.90. Бюл.33.
8. Бапта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины, гидропривод. - М.: Машиностроение, 1982. - 422 с.

Поступила в редколлегию 2 июня 1998 г.

УДК 621.516

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ПРИЛОЖЕННЫХ К РОТОРУ ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОЙ МАШИНЫ

Ю.М.Вертепов, доц.

Одной из основных задач конструкторского расчета при разработке жидкостнокольцевой машины (ЖКМ) является определение нагрузок, приложенных к ее ротору. Ее точное решение может быть найдено по результатам гидродинамических расчетов усилий, возникающих при взаимодействии ротора с газожидкостным потоком в машине. Существующие методики расчета [1, 2, 3] основаны на ряде допущений, приводящих к существенной погрешности в результатах расчетов по сравнению с данными экспериментальных исследований. Их использование в инженерной практике связано с большим объемом вычислений, в том числе и с привлечением аппарата высшей математики. Рабочая жидкость, подаваемая в ЖКМ и принимающая форму жидкостного кольца, выполняет функции жидкостного поршня, изменяющего объем газа в рабочих ячейках, поэтому величина и направление газовых сил, действующих на ротор, определяются формой его внутренней поверхности, связанной с режимом работы машины, размерами окон, частотой вращения ротора, эксцентриситетом машины и геометрией рабочего колеса, свойствами рабочей жидкости. Большое количество различных факторов, влияющих на форму внутренней поверхности жидкостного кольца, приводит к необходимости создания инженерной методики расчета нагрузок, действующих на ротор ЖКМ.

Предложенная в работе [4] методика расчета действующих на ротор ЖКМ сил имеет ряд существенных недостатков, поскольку не учитывает конструктивных особенностей ЖКМ, связанных с режимом ее работы и технологией изготовления ротора. При расчете газовых сил по этой методике совсем не учтен участок обратного расширения, расположенный от кромки закрытия нагнетательного окна до кромки открытия всасывающего окна, на котором давление газа уменьшается от давления