

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Струйные эжекторы широко используются в разных технологических процессах и производствах в качестве нагнетательного и смешивающего оборудования. Основным их недостатком является сравнительно низкий коэффициент полезного действия [1, 2]. Проблема эффективности усугубляется, если на характеристики аппарата накладываются дополнительные условия или ограничения, связанные с особенностями технологического процесса. Например, на величину модуля эжектора (гидротранспорт), в некоторых случаях эжектор работает в широком диапазоне коэффициента эжекции и т.п. Такие струйные аппараты характеризуются пониженными значениями КПД по сравнению с максимально возможными.

Конструкция струйных аппаратов обеспечивает отсутствие в них механических и объемных потерь – все потери относятся к категории гидравлических. Поэтому пути повышения КПД следовало искать в оптимизации гидродинамических процессов, происходящих в элементах струйного аппарата. Исследование на первом этапе проводилось путем численного моделирования с помощью прикладного пакета SOLID WORKS COSMOS FLO, в котором используется $k - \epsilon$ модель турбулентности [3]. На втором этапе полученные результаты проверялись на физической модели. Рассматривались аппараты с модулем $m = A_{кс}/A_c = 5, 7, 9, 11$ (где $A_{кс}$ и A_c – площади сечения камеры смешения и сопла). По результатам численного моделирования рассчитывались коэффициент эжекции

$$q = Q_{эж}/Q_p,$$

коэффициент напора

$$h = (H_{см} - H_{эж})/(H_p - H_{эж})$$

и коэффициент полезного действия

$$\eta = qh/(1 - h),$$

где Q_p и $Q_{эж}$ – объемные расходы рабочего и эжектируемого потоков, m^3/c ; H_p , $H_{эж}$ и $H_{см}$ – полные напоры рабочего, эжектируемого и смешанного потоков, м;

По результатам расчетов построены графики зависимости относительных показателей $h = f(q)$ и $\eta = f(q)$. Они с хорошей точностью соответствуют опытным данным, приведенными в [4], что позволило сделать вывод об адекватности проводимого численного моделирования. Исследование кинематической структуры потока в камере смешения (КС) показали, что при малых коэффициентах эжекции в ней возникают зоны обратного течения, т.е. происходит отрыв потока от стенок канала. На рис. 1 в качестве примера приведены изолинии осевой составляющей скорости в КС эжектора с $m = 11$, работающего с коэффициентами эжекции $q = 0,25$.

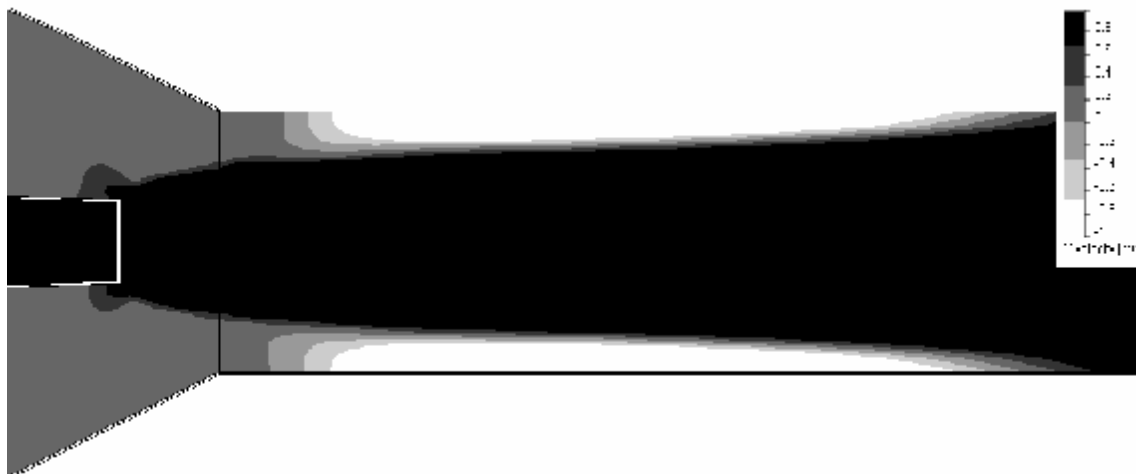


Рис. 1 Изолинии осевой составляющей скорости в камере смешения эжектора с $m = 11$, $q = 0,25$

Аналогичная кинематика течения характерна для аппаратов с $m = 5, 7, 9$. Обработка результатов позволила определить область параметров $m - q$, при которых течение в КС сопровождается отрывом потока. На рис. 2 указанная область находится слева от кривой, характеризующей такое сочетание модуля и коэффициента эжекции, при котором зарождается отрывная зона. Причем чем левее от кривой находится точка, соответствующая режиму работы эжектора, тем более развита отрывная зона.

Очевидно, что на поддержание циркуляционного течения в отрывных зонах затрачивается часть энергии потока. Исключить возникающие таким образом потери можно путем устранения этих зон. Это сделано за счет перепрофилирования КС введением в нее тел замещения (ТЗ), которые повторяют контуры зон отрыва и тем самым не допускают их появления. Моделирование, как видно из рис. 1, позволило установить контуры отрывных зон, а следовательно и геометрические параметры ТЗ (контуры совпадают с изолинией $u_x = 0$).

Расчет эжекторов с ТЗ показал, что, во – первых, происходит возрастание коэффициента напора и КПД аппарата, а, во – вторых, возникают небольшие остаточные отрывные зоны в тыльной части ТЗ. Поэтому размеры ТЗ уточнялись и расчеты повторялись количество раз необходимое для полного исключения отрыва. При этом оказывалось достаточно двух – трех итераций. В каждом последующем расчете размеры области остаточного отрыва уменьшались, а h и η эжектора несколько возрастали.

По такой методике для струйных аппаратов с указанными четырьмя модулями и для коэффициентов эжекции $q = 0,1; 0,25; 0,5; 0,75$ и $1,0$ были найдены геометрические параметры ТЗ, обеспечивающие наибольшее значение КПД. Эти параметры представлены в относительном виде, что позволяет легко рассчитывать форму ТЗ центральных эжекторов разных размеров.

Оказалось, что повышение эффективности происходит не только при расчетном значении коэффициента эжекции q_p , но и в достаточно широких его окрестностях (рис. 3). Причем максимальное возрастание КПД по сравнению с обычной КС наблюдается с ТЗ для малых q_p – до 11%, а наиболее широкая по q область улучшения работы – с ТЗ для больших q_p . Объясняется это тем, что введение ТЗ в КС имеет двойкий эффект – с одной стороны это исключает потери энергии связанные с отрывом потока, а с другой – увеличивает потери на трение. Чем меньше коэффициент эжекции при прочих равных условиях, тем больше отрывная зона (соответственно и ТЗ) и тем больший эффект от ее замещения. В этом случае снижение гидравлического сопротивления значительно превышает дополнительное сопротивление трения, вызванное присутствием ТЗ. С увеличением q по сравнению с q_p размеры отрывных зон уменьшаются, а следовательно размеры ТЗ становятся излишними – положительный эффект от ТЗ снижается, а потери энергии на гидравлическое трение растут. Чем больше относительные размеры ТЗ, тем уже диапазон режимов работы, при котором суммарный эффект является положительным.

На втором этапе исследований результаты численного моделирования проверялись экспериментально. Для этого в соответствии с правилами проведения гидравлического эксперимента спроектирован и построен экспериментальный стенд, основным элементом которого является центральный эжектор, размеры которого в точности соответствуют размерам модели в SolidWorks. Физическое моделирование проводилось в автомодельной по числу Рейнольдса области.

Были изготовлены три тела замещения: для $m = 7$ и $q_p = 0,75$, $m = 9$ и $q_p = 1$, $m = 11$ и $q_p = 1$. Средние квадратические погрешности определения коэффициента напора и КПД составляли 6,02% и 6,28% соответственно. После проверки стенда на воспроизводимость были проведены опыты, результаты которых подтвердили результаты численного моделирования (в качестве примера на рис. 4 приведен график $H = f(q)$ для $m = 11$ и $q_p = 1$, а на рис. 5 – зависимость $\eta = f(q)$ для тех же значений m и q_p).

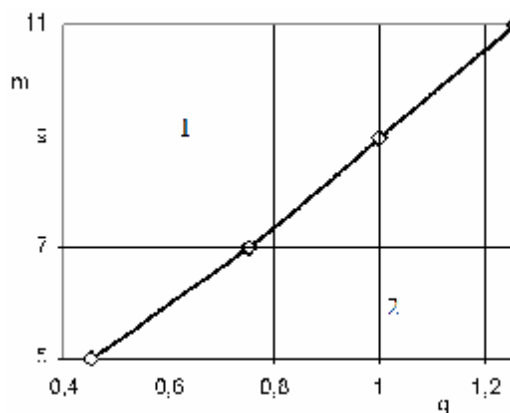


Рис. 2 Область работы эжектора:
1 – отрывной режим, 2 – безотрывной режим

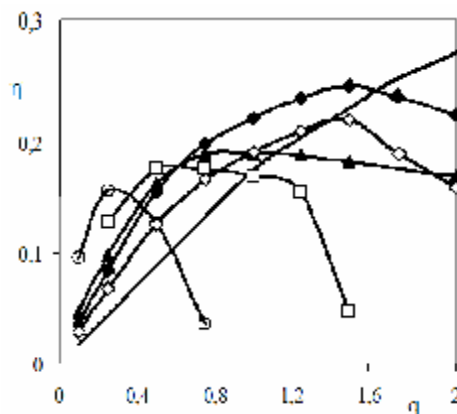


Рис. 3 Зависимость КПД от коэффициента эжекции для аппарата с $m = 11$:
сплошная линия – эталонные значения;
○ – ТЗ для $q_p = 0,1$; □ – ТЗ для $q_p = 0,25$;
▲ – ТЗ для $q_p = 0,5$; ◇ – ТЗ для $q_p = 0,75$;
∩ – ТЗ для $q_p = 1$

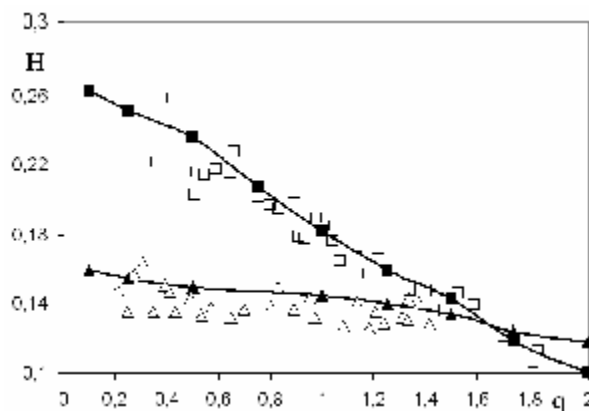


Рис. 4. Зависимость коэффициента напора от коэффициента эжекции для аппарата с $m = 11$ для $q_p = 1$:
 ▲ – результаты численного моделирования эжектора без ТЗ; ■ – результаты численного моделирования эжектора с ТЗ; D – результаты физического моделирования эжектора без ТЗ; □ – результаты физического моделирования эжектора с ТЗ

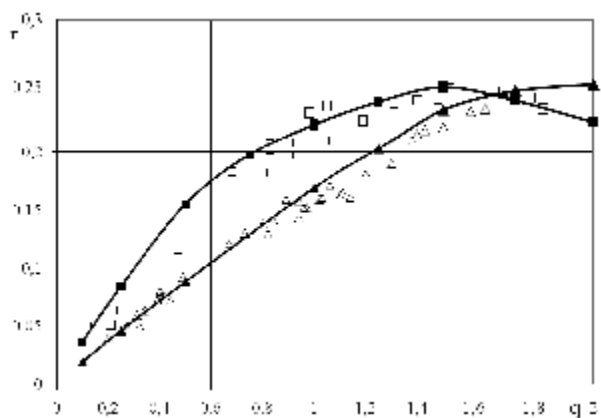


Рис. 5. Зависимость КПД от коэффициента эжекции для аппарата с $m = 11$ для $q_p = 1$:
 ▲ – результаты численного моделирования эжектора без ТЗ; ■ – результаты численного моделирования эжектора с ТЗ; D – результаты физического моделирования эжектора без ТЗ; □ – результаты физического моделирования эжектора с ТЗ

Таким образом, повысить эффективность работы центрального эжектора можно путем устранения отрыва потока в камере смешения за счет изменения профиля ее проточной части. Способ может быть применен для струйных аппаратов, работающих с переменными, преимущественно низкими, значениями коэффициента эжекции.

Список литературы

1. Фридман, Б.Э. Гидроэлеваторы [Текст] / Б.Э. Фридман – М.: Машгиз, 1960. – 323 с
2. Каменев, П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве [Текст] / П.Н. Каменев – М.: Стройиздат, 1970. – 415 с.
3. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарёв – СПб.: ВХВ – Петербург, 2005. – 800 с.: ил.
4. Подвидз, К. Расчёт струйных насосов и установок [Текст] / Подвидз Кириловский // Труды ВНИИ гидромаша вып.38 Москва 1968 типография ГОСИНТИ

Рекомендовано до друку проф. Мазуренко А.С.