

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОЭЛЕВАТОРОВ

Иковлев В.М., канд. техн. наук, доцент
Донецкий национальный технический университет

В результате экспериментального определения потерь мощности в камере смешения и в диффузоре гидроэлеватора разных модулей установлена и количественно оценена степень влияния режимных параметров на сопротивление этих элементов проточной части.

As a result of experimental defining of power losses in the mixing chamber and different module hydro-elevators diffuser, the degree of influence of mode parameters on the flow-through part element resistance is stated and quantitatively assessed.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Использование водоструйных насосов-гидроэлеваторов в промышленности зачастую ограничивается сравнительно низким значением КПД. Определяющее влияние на их эффективность оказывают потери при передаче энергии в камере смешения и в диффузоре. Коэффициенты сопротивления этих, расположенных рядом, элементов, необходимые для расчета и построения характеристик гидроэлеваторов, теоретически определить не представляется возможным вследствие их зависимости от структуры потоков и взаимного влияния друг на друга. Для экспериментального их определения необходимо моделировать потери энергии в отдельных элементах проточной части.

Анализ исследований и публикаций.

Вопросами определения рациональных геометрических параметров проточной части гидроэлеваторов, обеспечивающих минимальные потери энергии при перемещивании потока, посвящены работы многих авторов. В работах [1,2] сделан важный вывод о том, что наиболее рациональной формой смешительной камеры струйного насоса является цилиндрическая и нельзя использовать условие минимума потерь (равенство нулю частной производной функции потерь по скорости в конце камеры смешения) для струйных насосов с диффузором, т.к. в нем процесс перемешивания потока продолжается. В работе [3] автором впервые предложено использовать для гидроэлеваторов ступенчатого диффузора с различными углами раскры-

тих ступеней. В работе [4] интерес представляет исследование баланса энергии потока в гидрозлеваторе. Однако, не имея как было принято экспериментальное определение отдельных видов потерь. Приведенные качественные результаты исследований не позволяют произвести количественную оценку влияния режимных параметров на значение коэффициента сопротивления элементов проточной части.

Постановка задачи.

Анализ данных приведенных в литературных источниках, позволяет сформулировать основные задачи проводимых исследований:

- разработать методику экспериментального определения потерь энергии в камере смешения и диффузоре, обеспечивающую возможность получения количественной оценки влияния режимных параметров на сопротивления этих элементов проточной части гидрозлеваторов;

- получить зависимости для определения коэффициентов сопротивления элементов проточной части, необходимые для расчета и построения характеристик гидрозлеваторов.

Использованные материалы и результаты.

Методика проведения эксперимента заключалась в проведении замеров параметров рабочих режимов гидрозлеваторов различных модулей, позволяющих определить мощность потоков жидкости на входе и выходе камеры смешивания и на выходе диффузора.

Потери мощности в камере смешения определялись как разность мощностей потока на входе и выходе из нее.

Мощность потока на входе в камеру смешения определялась по зависимости:

$$N_{\text{вх}} = \left(P_{\text{вх}} + \frac{\rho \alpha V_1^2}{2} \right) Q_1 + \left(P_{\text{кк}} + \frac{\rho \alpha V_1^2}{2} \right) Q_2 \quad (1)$$

где $P_{\text{вх}}$ – давление в начальном сечении камеры;

Q_1 и Q_2 – соответственно, расхода рабочей и транспортируемой жидкостей;

V_1 и V_2 – скорости рабочей и транспортируемой жидкостей;

ρ – плотность жидкости.

При подсчете коэффициенты Карнолиса приняты равным единице и сделано допущение о равенстве диаметра струи рабочей жидкости диаметру насадка. Принятое допущение не внесет существенных погрешностей в расчет, т.к. расстояние от насадка до начала камеры смешения составляет $\approx 1,5d_n$.

Мощность потока в конечном сечении камеры смешения подсчитывалась по зависимости:

$$N_{\text{вых}} = \left(P_{\text{вых}} + \frac{\rho \alpha V^3}{2} \right) (Q_1 + Q_2) \quad (2)$$

где $P_{\text{вых}}$ – давление в выходном сечении камеры;

α – коэффициент Корнольса потока в этом сечении.

Давление и коэффициент Корнольса потока определялись с помощью трубки Пито-Прандтля. В каждом рабочем режиме гидроэлеватора камеры приближались в пяти точках сечения камеры смешения. По результатам замеров строилась эюра скорости потока и подсчитывался коэффициент Корнольса:

$$\alpha = \frac{\int_{F'} V^3 dF'}{V_{\text{ср}}^3 F'} \quad (3)$$

Интегрирование по площади производилось графическим методом.

На рисунке 1 представлены эюры скорости потока на входе в диффузор, полученные для разных режимов работы гидроэлеватора с модулем 14,8 при постоянной скорости истечения струи рабочей воды. Аналогичные эюры были получены для гидроэлеваторов других модулей при разных значениях скорости истечения струи рабочей воды.

Эксперименты проведены на гидроэлеваторах с диаметрами камер смешения – 30 и 35 мм при их оптимальных длинах, значения которых были определены в ранее проведенных экспериментах.

При расчетах пренебрегался естественным потоком, которое для указанных диаметров камер и диаметре трубки Пито-Прандтля равнялся четырем миллиметрам, составляло 2,8 % и 1,3 %. Модули исследуемых гидроэлеваторов составляли 10,8 и 14,8 при диаметре камеры – 30 мм и 6,25 при диаметре камеры – 35 мм. Скорость истечения струи рабочей воды варьировалась от 25 м/с до 42 м/с.

Коэффициент сопротивления камеры смешения подсчитывался как отношение экспериментально определяемых потерь мощности к потерям мощности, определяемой по общепринятой зависимости Бурда-Карно:

$$\Delta H_{\text{распр}} = \rho g \left[Q_1 \frac{(v_1 - v_{\text{ср}})^2}{2g} + Q_2 \frac{(v_{\text{ср}} - v_2)^2}{2g} \right] \quad (4)$$

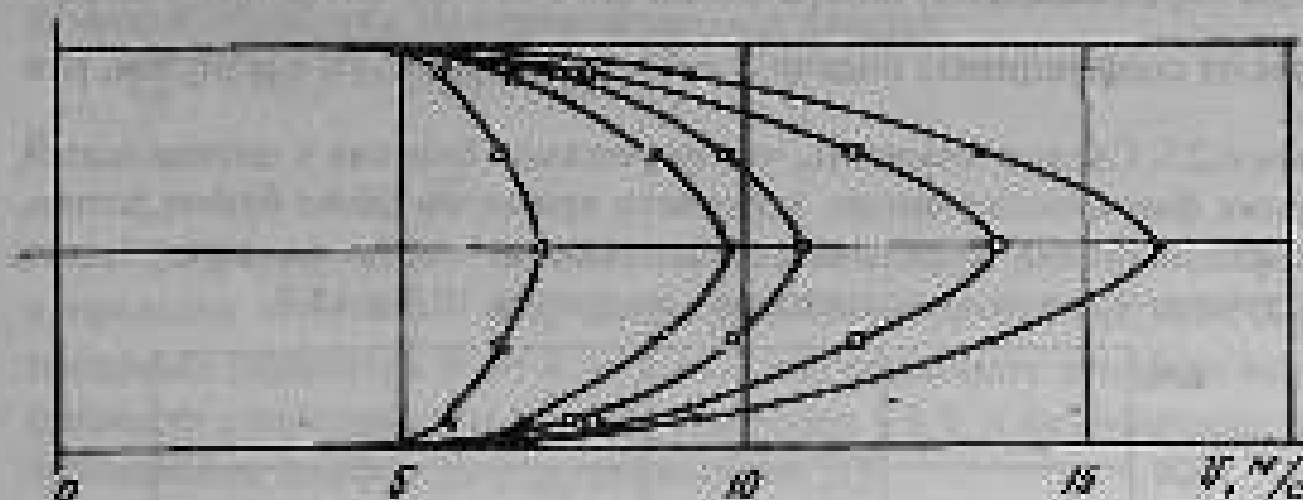


Рис. 1. Эпюры скорости потока на входе в диффузор для различных режимов работы гидромеханизма

Коэффициент сопротивления диффузора рассчитывался по уравнению:

$$\xi_{\text{дф}} = \frac{\Delta H_{\text{дф}}}{\frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}} \quad (5)$$

где $\Delta H_{\text{дф}}$ – разность полных напоров потока на входе в диффузор и его выходе. При определении полного напора на выходе диффузора коэффициент Карголиуса принимался равным $\alpha = 1,1$ (замеры давления производились в трубопроводе на расстоянии двух диаметров трубопровода от выходного сечения диффузора). Результаты эксперимента показали, что фактические потери мощности в камере смешения меньше потерь, вычисляемых по уравнению Борда-Карниа, а фактические потери в диффузоре больше, чем рассчитываемые по уравнению:

$$\Delta H_{\text{дф}} = \xi_{\text{дф}} \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g} \quad (6)$$

где $\xi_{\text{дф}}$ – расчетное значение коэффициента сопротивления конкретного диффузора, определяемого по [5]. Это объясняется тем, что процесс перемешивания потоков не завершается в камере и продолжает-

ся в диффузоре. Причем, степень незавершенности процесса в камере повышается с ростом скорости транспортируемого потока на входе в камеру смешения. На рисунке 2, показаны зависимости расчетных и фактических относительных (относительных к мощности потока рабочей воды перед насадком) потерь мощности в камере смешения и диффузоре от коэффициента подачи $\beta = \frac{Q_2}{Q_1}$ гидрозелатора с модулем, рав-

ным 6,25. Следует отметить, что на режимах близких к оптимальным, сумма фактических потерь мощности примерно равна сумме потерь, вычисляемых теоретически. Качественно аналогичные результаты получены и для гидрозелаторов с модулями 10,8 и 14,8.

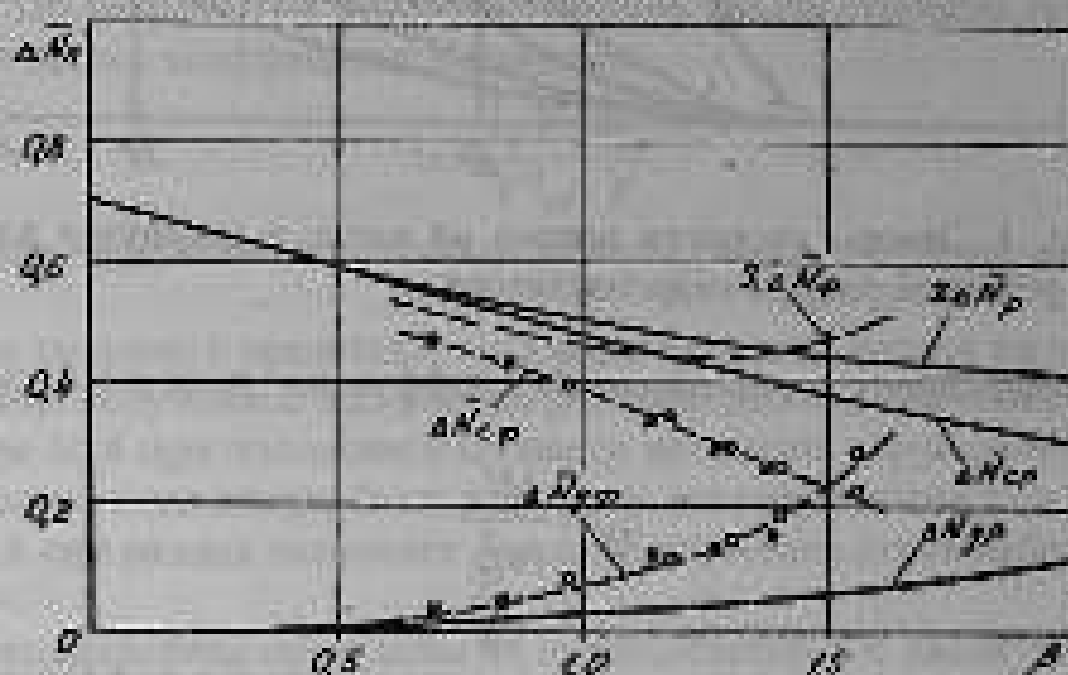


Рис. 2 Зависимости расчетных и фактических потерь мощности

Таким образом, экспериментально доказано, что распределение фактических потерь мощности в элементах проточной части не соответствует имеющимся представлениям. Процесс перемешивания потоков жидкостей в гидрозелаторе не адекватен для различных режимов его работы. Поэтому коэффициенты сопротивлений камеры смешения и диффузора зависят и от геометрической формы проточной части гидрозелатора, и от режима его работы. Результаты эксперимента оказалось удобным представить в виде зависимостей коэффициентов сопротивлений этих элементов от отношения скоростей транспортируемого и рабочего потоков на входе в камеру смешения

$\beta = \frac{K_2}{K_1} = \beta$, характеризуючого робочий режим і геометрію геометрический параметр гидрозлеватора. Уравнения для подсчета значений коэффициентов сопротивления получены в результате математической обработки экспериментальных данных:

$$\xi_d = 5,76 \cdot \beta - 9,46\beta^2 - 0,36$$

и

$$\xi_v = 1,03 - 4,75 \cdot \beta^2$$

Уравнения адекватно описывают экспериментальный материал в пределах изменения безразмерного параметра $0,1 \leq \beta \leq 0,3$. При значениях параметра β от 0 до 0,1 можно принимать значение коэффициента сопротивления камеры смещения = 1,0, а коэффициент сопротивления диффузора подсчитывать по [5].

Выводы. Анализ результатов проведенного эксперимента показывает, что удельный вес потерь мощности в диффузоре последующего гидрозлеватора при значениях модуля = 6,25...14,8 составляет, соответственно, 70...50 % всех потерь и оказывает определяющее влияние на его эффективность. Геометрическая форма диффузора последующего гидрозлеватора в какой-то степени приближается к форме диффузора с криволинейной обтекающей, обеспечивающей постоянство градиента давления по длине и безотрывность движения потока жидкости. Однако, высокая степень неравномерности поля скорости потока на выходе камеры смещения снижает эффективность такого диффузора. Разработка специальной формы диффузора или использование различных способов предотвращения срыва потока от его стенок, позволит существенно повысить эффективность гидрозлеваторов, особенно малых (4...16) модулей.

Список источников:

1. Берман Л.Д. К расчету струйных аппаратов (эжекторов и гидрозлеваторов) // Вестник электротехники и техники, 1938. - №2. - с. 101-103.
2. Берман Л.Д. Бесе о работе струйных аппаратов (эжекторов и гидрозлеваторов) в технике инженирии и техники, 1939. - №1. - с.93-95.
3. Кавский П.М. Гидрозлеваторы и другие струйные аппараты. - М.: Министрострой, 1950. - 346с.
4. Пасандо Л.Г., Кирилюк В.В. Расчет струйных выстрелов и устройств // ВНИИгидротехн. вып.38, 39, 1968. - с. 64-96.
5. Исаев И.Е. Гидравлические сопротивления. Физико-математические основы. - М.: Гостехиздат, 1954. - с. 84-93.

Дата поступления статьи в редакцию: 31.10.06