

И.Ф. Беглов, канд. техн. наук

СТРУКТУРА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА ПЕРЕД РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ОСЕВОГО НАСОСА

Движение потока, носящее винтообразный характер с переменным расходом, представляет большой интерес для разработки новых технологий, связанных с автоматизацией работы насосных установок.

При регулировании подачи осевых жестколопастных насосов способом "перепуск с подкруткой" винтообразное движение основного потока возникает при соединении его поступательного движения с вращательным в створе присоединения перепускаемого расхода. Скачкообразный характер появления циркуляционного течения определяет качественное изменение структуры потока. Вследствие присоединения массы жидкости с нормальной составляющей к оси потока движение его носит характер повышенной нестационарности.

Исследованием были охвачены случаи напорного движения потока при поступлении присоединяемого расхода через трехмерные (прямоугольные) инжекторные сопла, расположенные параллельно оси на некотором расстоянии друг от друга в одном поперечном сечении. Измерение скоростей и давления перед рабочим колесом насоса было проведено в плоскости, перпендикулярной оси всасывающей трубы.

Исследования были проведены на насосе ОГ 8-25, оснащенный устройством регулирования подачи с дроссельной заслонкой в перепускном трубопроводе. Измерения окружных скоростей проводились при помощи гидродинамического флюгера [1]. Для измерения затухания закрутки между устройством закручивания потока и рабочим колесом был смонтирован патрубок длиной 260 мм. Четыре флюгера были расположены на расстоянии 100 и 250 мм от среза сопел тангенциального подвода попарно в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

В результате обработки экспериментальных данных были получены обобщенные характеристики закрученного потока: окружная составляющая скорости V_{U1} , циркуляция скорости Γ_1 , интенсивность поперечной циркуляции $tg\alpha$, статическая составляющая P_{BAK} вакуумметрического давления H_{BAK} .

Вектор скорости V в каждой точке замера проектировался по координатам: Z - ось всасывающей трубы, U - ось, направленная по касательной к точке замера. Положительная проекция вектора V_Z направлена по направлению течения потока во всасывающей трубе, вектора V_U - в сторону вращения рабочего колеса.

На рис. 1 представлено распределение по радиусу всасывающего трубопровода угла отклонения α вектора скорости закрученного потока от оси всасывающего трубопровода. Как видно, чем больше угол открытия дроссельной заслонки φ , тем больше поток, особенно у периферии, приобретает явно выраженную закрутку, усиливающуюся как по интенсивности $\overline{C_{U1}}$, так и по проникновению вглубь от периферии к оси.

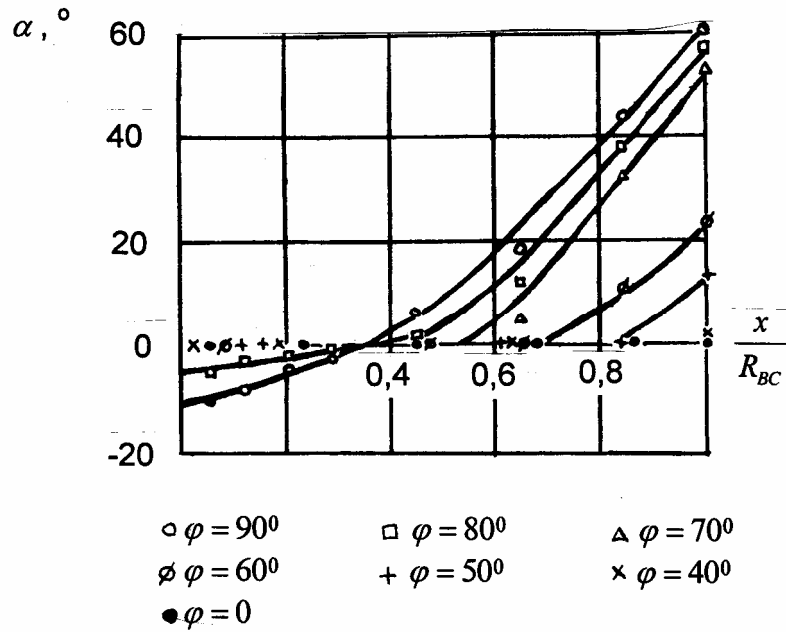


Рис. 1. Изменение угла крутки потока вдоль радиуса всасывающего трубопровода

Характеристикой интенсивности поперечной циркуляции служит тангенс угла скоса траектории струи относительно осевой линии трубы - $tg\alpha$. Эта величина в большинстве случаев достаточно точно не только качественно, но и количественно отражает структуру закрученного потока, характеризуя отношение между поперечной V_{U1} и продольной V_{Z1} составляющими вектора скорости в рассматриваемой точке:

$$tg\alpha = \frac{V_{U1}}{V_{Z1}}, \quad (1)$$

где V_{Z1} - осевая составляющая скорости закрученного потока (среднее значение), м/с.

Распределение по радиусу всасывающего трубопровода интенсивности поперечной циркуляции $tg\alpha$ показано на рис. 2.

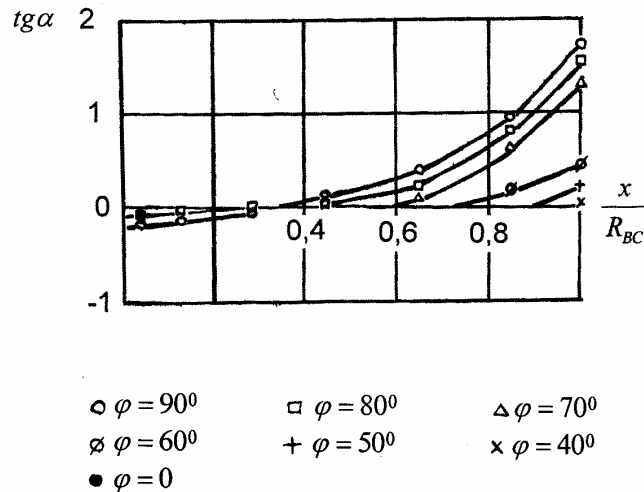


Рис. 2. Изменение окружной составляющей скорости закрученного потока по радиусу всасывающего трубопровода

Энергия закрученного потока гасится главным образом за счет потерь на вихреобразование по всей толще потока и потерь по длине в результате трения о стенки трубы. Результатом гашения энергии закручивания будут малые угол закручивания потока α и интенсивность поперечной циркуляции $tg\alpha$, что иллюстрируется на рис. 3.

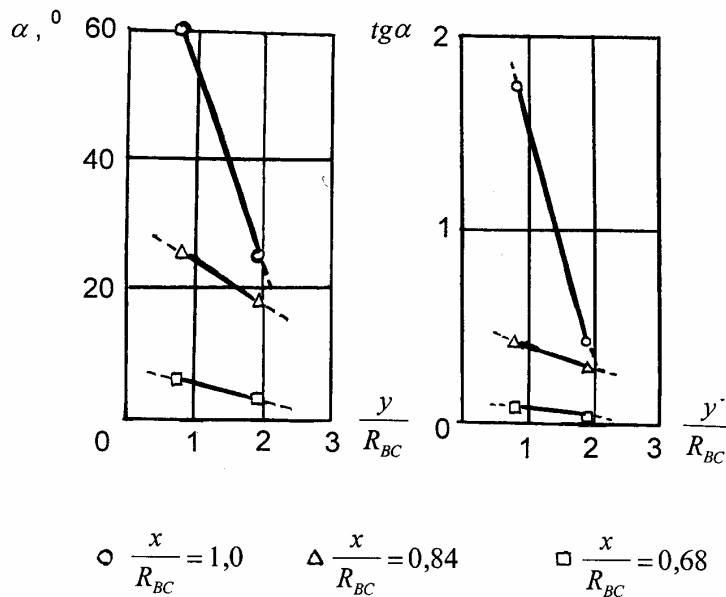


Рис. 3. Изменение угла крутки и интенсивности поперечной циркуляции вдоль оси

Окружная составляющая скорости V_{U1} рассчитывалась по формуле

$$V_{U1} = \frac{Q_{VC} + Q_{II}}{\pi R_{BC}^2} tg\alpha, \quad (2)$$

где Q_{VC} - подача насосной установки, m^3/c ;

Q_{Π} - перепускаемый расход, м³/с;
 R_{BC} - радиус всасывающего трубопровода в сечении перед рабочим колесом, м.

На рис. 4 представлено распределение по радиусу всасывающего трубопровода окружной составляющей скорости V_{u1} закрученного потока.

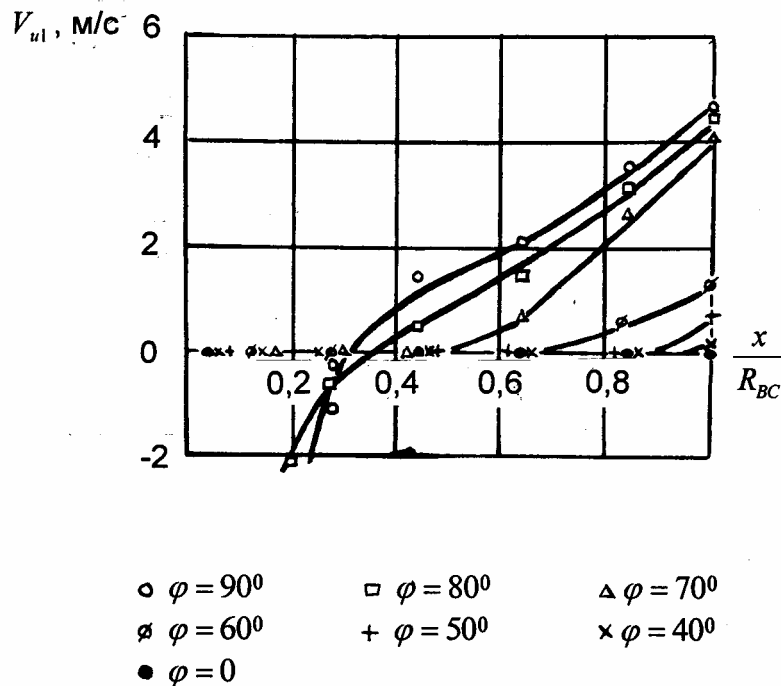


Рис. 4. Изменение окружной составляющей скорости закрученного потока по радиусу всасывающего трубопровода

Окружные составляющие скорости V_{u1} растут от оси к периферии и достигают максимума вблизи стенки всасывающего трубопровода. При углах установки дроссельной заслонки в перепускном трубопроводе, близких к полному открытию, окружные составляющие скорости вблизи оси всасывающего трубопровода имеют отрицательные значения. На таких режимах закрутка потока различна по сечению: периферийные участки потока имеют закрутку в сторону вращения рабочего колеса, а центральный (зона приосевой рециркуляции) - в противоположную. Область, в которой окружные составляющие скорости равны нулю, расположена примерно на одной трети радиуса всасывающего трубопровода, считая от его оси.

На рис. 5 показано распределение по радиусу всасывающего трубопровода циркуляционной скорости Γ_1 перед рабочим колесом.

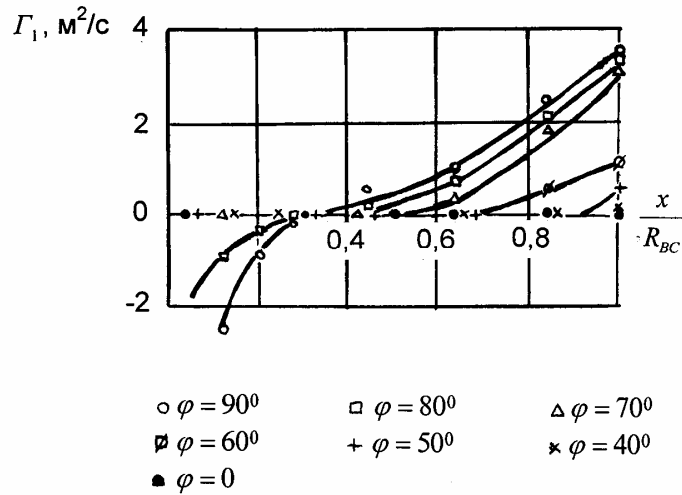


Рис. 5. Изменение циркуляции скорости закрученного потока по радиусу всасывающего трубопровода

Значение Γ_1 определялось по формуле

$$\Gamma_1 = 2\pi R_{BC} V_{U1}. \quad (3)$$

Как видно, циркуляция скорости Γ_1 имеет характер, подобный характеру V_{U1} .

Статическая составляющая P_{BAK} вакуумметрического напора H_{BAK} рассчитывалась по выражению

$$P_{BAK} = \gamma \left(H_{BAK} - \frac{V_{Z1}^2}{2g} \right) \quad (4)$$

Распределение по радиусу всасывающего трубопровода статической составляющей вакуумметрического давления показано на рис. 6.

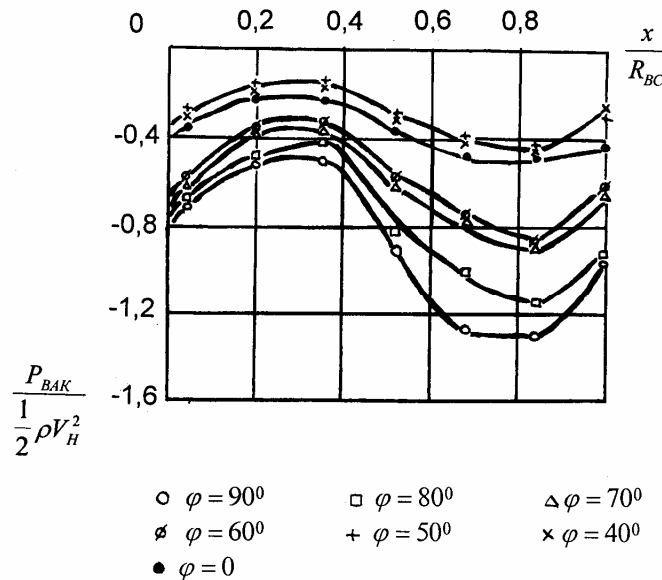


Рис. 6. Изменение статической составляющей давления перед рабочим колесом по радиусу всасывающего трубопровода

В [2] показано, что при малых степенях открытия ($\frac{\varphi}{\varphi_{MAX}} < 0,5$) дроссельной заслонки в перепускном трубопроводе закручивания не происходит и регулирование подачи осуществляется только перепуском. Этим, по-видимому, и объясняется возрастание давления во всасывающем трубопроводе при углах открытия $\varphi = 40...50^\circ$ - эффект, аналогичный эжектированию. С увеличением крутки разрежение увеличивается. Наименьшее разрежение наблюдается на расстоянии примерно одной трети радиуса всасывающего трубопровода, считая от его оси - в области, где $V_{U1} = 0$. Максимум разрежения находится на некотором удалении от стенки всасывающего трубопровода.

Интенсивность закрутки $\overline{C_{U1}}$ определялась по зависимости

$$\overline{C_{U1}} = \frac{V_{U1}}{u_1}, \quad (5)$$

где u_1 - переносная скорость потока перед рабочим колесом, м/с;

$$u_1 = \frac{\pi n}{30} R_{BC}; \quad (6)$$

n - частота вращения рабочего колеса насоса, мин^{-1} .

Коэффициент закручивания $\overline{v_{U1}}$ можно определить из уравнения моментов количества движения для жидкости, инжестируемой из сопел и поступающей на рабочее колесо

$$\rho Q_{\Pi} V_{BX} R_{BC} = \rho (Q_{\Pi} + Q_{YC}) V_{U1} R_{BC}. \quad (7)$$

Откуда

$$\overline{v_{U1}} = \frac{V_{U1}}{V_{BX}} = \frac{Q_{\Pi}}{Q_{\Pi} + Q_{YC}}, \quad (8)$$

где V_{BX} - средняя скорость истечения перепускаемого расхода из сопел тангенциального подвода.

Зависимости интенсивности закрутки и коэффициента закручивания от отношения расходов взаимодействующих потоков приведены на рис. 7.

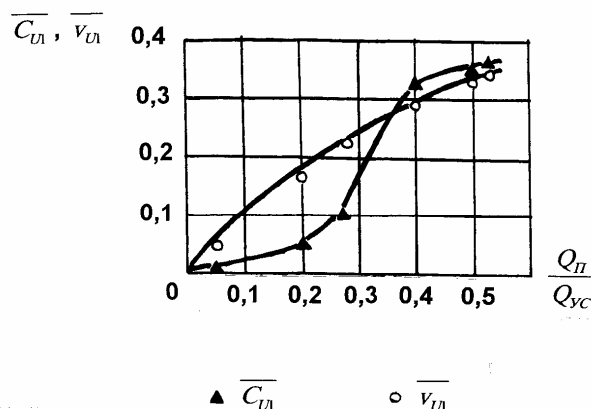


Рис. 7. Зависимость интенсивности закрутки $\overline{C_{U1}}$ и коэффициента закручивания $\overline{v_{U1}}$ от отношения расходов перепускаемого и основного потоков

Полученные зависимости дают представление об изменении структуры течения закрученного потока во всасывающей патрубке за одним и тем же закручивающим устройством. Строение потока перед рабочим колесом определяется величинами расходов взаимодействующих потоков - $Q_{УС}$, $Q_{П}$ и степенью открытия регулирующего органа - дроссельной заслонки $\frac{\varphi}{\varphi_{MAX}}$. Эти параметры тесно связаны между собой: увеличение (уменьшение) последних двух ведет к уменьшению (увеличению) первого. Изменение степени открытия дроссельной заслонки приводит к качественному изменению соотношения между расходными V_z и окружными V_U составляющими скорости, причем при увеличении $\frac{\varphi}{\varphi_{MAX}}$ окружные составляющие меняют характер своего распределения по сечению.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Беглов И.Ф.** Исследование закрутки потока перед рабочим колесом осевого насоса // Проблемы механики (Ташкент). - 1996. - № 4. - С. 34-37.
2. **Беглов И.Ф.** Балансовые исследования устройства регулирования подачи осевого насоса // Мелиорация и водное хозяйство. - Ташкент, 1997. - С. 65-74. - (Сб. научн. тр. / САНИИРИ).