

Заключение. Осуществляемый в Мангаустской области Казахстана курс на интенсивное развитие народного хозяйства требует, чтобы капвложения направлялись в действующее производство, так как это обеспечивает быструю отдачу, уменьшается срок их окупаемости, позволяет получить высокий экономический и социальный эффект. Прирост объема производства и подачи воды для удовлетворения возрастающих потребностей населения и других потребителей региона должны реализовываться за счет повышения эффективности хозяйствования, интенсификации технологий на действующих сооружениях и оборудовании, технического перевооружения водопроводно-канализационных предприятий на базе передовых достижений научно-технического прогресса.

Наиболее актуальным в современных условиях проблемами являются: сохранение качества воды при ее добыче, транспортировке и распределении, применение синтетических сорбентов, совершенствование процесса регенерации активного угля и аппаратного оформления при его использовании, обработка осадков водоочистных комплексов, удаление из воды нитратов, использование обратного осмоса для улучшения качества воды, кондиционирование подземных метано-содержащих вод, а также вод, содержащих марганец, железо, фтор, использование физических методов водоподготовки и биологических методов обработки природных вод, применение озона в технологии улучшения качества воды, удаление из воды органических галогенов, образующихся при ее хлорировании, подготовка воды питьевой кондиции фильтрованием через твердые дезинфектанты.

Особое внимание необходимо уделить технологическому моделированию процессов фильтрования, исходя из того, что фильтры с зернистой загрузкой в основе классификации базируются на базисном разнообразии признаков:

- 1) по скорости фильтрования – медленные (0,1...0,3 м/ч), скорые (5...12 м/ч) и сверхскоростные (36...100 м/ч);
- 2) по давлению, под которым они работают – открытые (или безнапорные) и напорные;
- 3) по направлению фильтрующего потока – однопоточные, двухпоточные, многопоточные;
- 4) по крупности фильтрующего материала – мелко-, средне- и крупнозернистые;
- 5) по количеству фильтрующих слоев – одно-, двух- и многослойные.

Суть моделирования технологических процессов фильтрования основана на предположении, что при изменении процессов в определенных пределах их природы, т.е. физическая сущность явлений, воспроизводимых на практике, не изменяется, но изменяются определенные количественные характеристики. Технологическое моделирование особенно эффективно, когда чисто математическое описание процесса затруднительно и эксперимент является единственным

средством его изучения. В этих случаях применение методов моделирования избавляет от необходимости экспериментирования с большим числом возможных вариантов выбора параметров процесса, сокращает длительность и объем экспериментальных исследований и позволяет путем несложных вычислений найти оптимальный технологический режим.

Применение методов технологического моделирования в области очистки воды имеет важное значение как научная основа интенсификации и улучшения работы действующих очистных сооружений. Эти методы указывают на систему сравнительно простых экспериментов, обработка результатов которых позволяет обнаружить скрытые резервы производительности и установить оптимальный технологический режим работы сооружений. Использование технологического моделирования дает также возможность обобщить и систематизировать экспериментальные и эксплуатационные данные по различным типам водоисточников. А это позволяет значительно сократить объем экспериментальных исследований, связанных с проектированием новых и интенсификацией существующих сооружений.

Для проведения фильтрационного технологического анализа необходимо иметь установку, основным элементом которой является фильтровальная колонка, оборудованная пробоотборниками. Для снижения влияния пристеночного эффекта, а также для того, чтобы расход воды, отбираемой пробоотборниками, не был больше допустимого для практических экспериментов значения, фильтровальная колонка должна иметь диаметр не менее 150...200 мм. Высота колонки принимается равной 2,5...3,0 м, что обеспечивает расположение в ней достаточного слоя фильтрующего материала и образование достаточного пространства над загрузкой для повышения уровня воды при увеличении потери напора в фильтрующем материале.

Пробоотборники устанавливаются равномерно по высоте загрузки фильтровальной колонки на расстоянии 15...20 см друг от друга. Пробоотборник, расположенный до входа воды в загрузку, служит для контроля концентрации взвеси в исходной воде. Пробоотборник, расположенный за загрузкой, служит для контроля качества фильтра. Остальные пробоотборники предназначены для определения изменения концентрации взвеси в толще зернистой загрузки. Для получения достоверных результатов фильтровальная колонка должна иметь не менее 6 пробоотборников. В ходе проведения опыта обеспечивается непрерывное истечение воды из пробоотборников. Суммарный расход воды из пробоотборников не должен превышать 5 % общего расхода воды, проходящей через колонку. Колонка оснащается также двумя пьезометрическими датчиками для определения общей потери напора в толще фильтрующей загрузки.

Фильтрационный технологический анализ является ключевым звеном в моделировании технологических процессов фильтрования.

Материал поступил в редакцию 29.03.13

МАСНАМБЕТОВА R.K. Water supply and water disposal problems in Mangistausky area of Kazakhstan

The characteristic of a condition of existing water sources and the systems of water supply working in the region is provided in article, located in a semidesertic zone where water resources are limited and insufficient already now.

The filtrational technological analysis is a key link in modeling of technological processes of filtering. Besides, at the solution of problems of water supply in Mangistausky area various technological schemes and the actions which are already realized and perspective on the near-term outlook are recommended.

УДК 621-224-225.14

Громик Н.В., Водчиц Н.Н., Стельмашук С.С.

ПРИМЕНЕНИЕ ДИФфуЗОРОВ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ МАЛЫХ ГЭС

Введение. Потенциальные гидроэнергетические ресурсы Республики Беларусь и возможности их использования обусловлены расположением в середине ее равнинной территории водораздела, и вытекающие отсюда реки не могут достигнуть значительной мощности прежде, чем оставляют ее границы. Это предопределяет строительство в республике главным образом малых гидроэлектростанций.

С учетом опыта многих стран по отношению ГЭС к малым, представляется возможным рекомендовать считать их таковыми в условиях Беларуси, если установленная мощность гидроэлектростанций в пределах 0,1–5 МВт.

Строительство таких ГЭС оборудуется реактивными турбинами. Вода из рабочего колеса турбины выпускается в отсасывающую трубу и по ней отводится в нижний бьеф.

Громик Николай Васильевич, доцент кафедры сельскохозяйственных гидротехнических мелиораций Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Таблица 1. Геометрические характеристики моделей диффузоров

Модель диффузора	Диаметр на входе, D_1 , мм	Диаметр выходного сечения, D_2 , мм	Длина диффузора, ℓ , мм	Угол конусности, θ , град	$\frac{D_2}{D_1}$	$\frac{\ell_{\theta}}{D_1}$	$\frac{F_2}{F_1} = n$
1	2	3	4	5	6	7	8
I	100	120,5	150	7°50'	1,205	1,5	1,45
II	100	141,2	150	15°45'	1,412	1,5	1,95
III	100	155,6	200	15°56'	1,556	2,0	2,42
IV	100	182,7	300	15°48'	1,827	3,0	3,34
V	160	198,7	280	7°55'	1,257	1,75	1,54

Обзорная часть. За рабочим колесом поток выходит со средней скоростью, обладая еще довольно большой кинетической энергией, которая для турбины является потерянной. Величина этой энергии может достигать 50% и более от подводимой к колесу турбины энергии. Использование этой энергии возможно лишь путем ее преобразования в дополнительное разрежение под колесом, для чего отсасывающей трубе должна быть придана форма диффузора с увеличивающимся по длине поперечного сечения диаметром, причем ее проточные части должны обеспечивать, по возможности, равномерные распределения скорости во всех сечениях.

Так как отсасывающая труба в значительной мере предопределяет размеры блока гидроэлектростанций и ее подводной части, то очевидно, что для сведения к минимуму затрат на строительные работы и материалы необходимо иметь наименьшие размеры трубы.

Наибольший энергетический коэффициент дают прямоосные отсасывающие трубы (рис. 1). Коэффициент восстановления у таких труб с углом конусности $9 \div 12^\circ$ составляет 0,75–0,85, в то время как у изогнутых труб – 0,6÷0,75, у коленчатых – 0,4÷0,5.

При установке конических труб с углом конусности $9-12^\circ$ и длиной 4–5 диаметра рабочего колеса расстояние от ее выходного сечения до подошвы отводящей камеры должно быть не менее $1,25 D_1$ (D_1 – диаметр рабочего колеса турбины), и тогда расстояние от направляющего аппарата турбины до подошвы отводящей камеры достигает $(6,25 \div 5,25) D_1$, что требует чрезмерного заглубления подводной части ГЭС (рис. 1), ограничивая этим их область применения.

Применение конических отсасывающих труб с большим углом конусности ($\theta > 16^\circ$), при которых заглубление уменьшается до $h = (4 \div 5) D_1$, приводит к снижению к.п.д. и уменьшению пропускной способности и мощности турбины, что экономически не оправдано.

Из сравнения к.п.д. турбины при различных высотах отсасывающих труб следует, что, чем длиннее отсасывающая труба, тем выше к.п.д. турбины, и чем короче труба, тем ниже к.п.д. и меньше ее пропускная способность.

В прямоосных конических трубах общие потери в трубе, представляющей собой диффузор, складываются из выходных потерь, потерь на трение и потерь на расширение.

Для уменьшения этих потерь исследователями рассматривались различные трубы. Так, для уменьшения потерь на выходе рассматривался вариант увеличения угла конусности. Однако в таком случае увеличивались потери на расширение, и для их уменьшения в трубу вводился сплошной конус. В свою очередь, введение конуса увеличивает потери на трение вследствие роста поверхности, обтекаемой потоком. Рассматривался вопрос строительства раструбных труб, являющихся разновидностью прямоосных труб и отличающихся от них криволинейной образующей. При применении такой трубы в ГЭС значительно увеличивается ширина блока до $4D_1$.

Поток, выходящий из-под рабочего колеса турбины, как правило, имеет определенную закрутку, которую необходимо учитывать при проектировании отсасывающих труб. Установлено, что оптимальный угол закрутки составляет $\phi = 12-15^\circ$.

Исследованиями влияния дна отводящей камеры на к.п.д. всасывающей трубы, установлено, что при $h_{\text{вых}} \geq 0,1 D_{\text{вых}}$ никакого влияния не отмечалось. Влияние боковых стенок не учитывалось.

Анализируя теоретические и экспериментальные исследования различных авторов, нужно отметить, что расчет отсасывающей трубы представляет собой сложную задачу гидродинамики, и в настоящее время математический аппарат не в состоянии описать формирование потоков в трубе из-за влияния многих факторов.

Так, изменение режимов работы турбины во всех случаях сопровождается изменением характеристик потока, покидающего рабочее колесо. В общем случае поток во входном сечении отсасывающей трубы имеет неравномерное распределение скоростей по сечению и определенную закрутку. В этих условиях задачей отсасывающей трубы является максимальное восстановление кинетической энергии входящего в трубу потока при минимальных гидравлических потерях в самой трубе. Величина гидравлических потерь в отсасывающей трубе в свою очередь зависит от ее длины и диффузорности, а также от характеристики потока во входном сечении, условий выхода, и в частности, влияния отводящей камеры (расстояние выходного сечения до дна камеры, влияние стенок камеры).

Оценить количественное влияние всех факторов трудно, так как диффузорность трубы при наличии сложного спектра скоростей на входе потока не позволяет расчетным путем вычислить полные гидравлические потери, а поэтому при решении вопроса выбора оптимальной формы трубы при конкретных условиях требует экспериментальных исследований.

Качественная характеристика трубы может быть оценена коэффициентом сопротивления ζ , который в свою очередь зависит от геометрической формы трубы, условий входа и выхода из нее и других факторов.

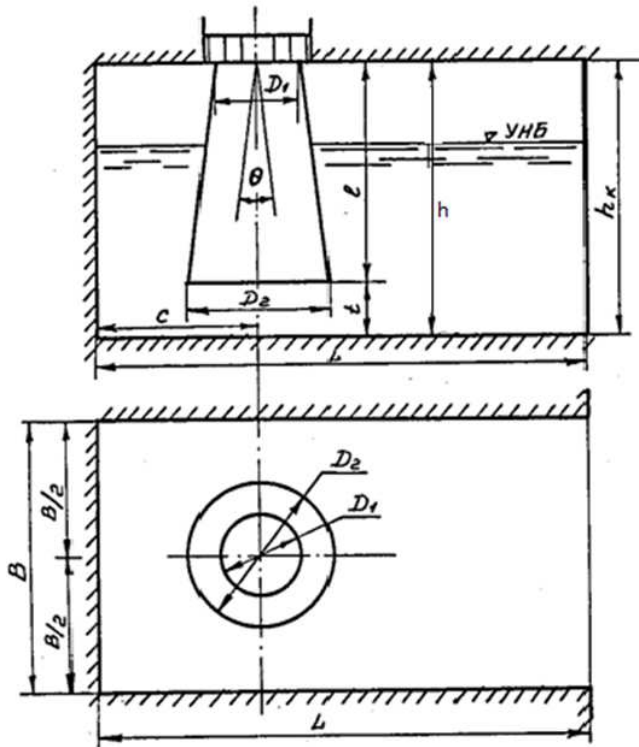


Рис. 1. Прямоосная коническая отсасывающая труба

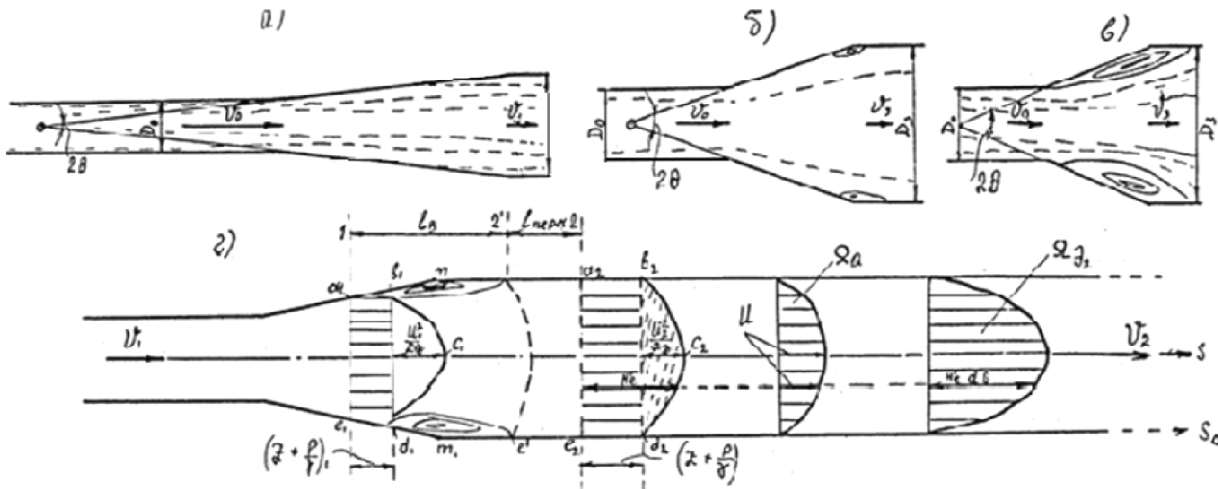


Рис. 2. Диффузоры: а) безотрывное течение; б) небольшой водоворот; в) сильно развитый водоворот; г) случай плоской задачи; S_0 – координата, направленная по стенке трубы; abcdea – эпюры напора He' : напор $He = \Omega z : \Omega a$, где Ωa – площадь эпюры скоростей (выраж. расход b); Ωz – площадь эпюры величины ($He'db$); а-е' – неполное живое сечение; $l_{перех}$ – длина переходного участка

Теоретические расчеты течения в диффузорах представляют собой сложную задачу гидродинамики, нерешенную до сих пор.

На рис. 2 представлена схема течения потока в диффузоре.

Методы исследования. Существующие методы расчетов диффузоров в своей основе содержат рассмотрение вопроса в развитии пограничного слоя вдоль его поверхности.

Учитывая то, что пограничный слой не только управляется внешним потоком, но и сам оказывает обратное влияние на внешний поток, для количественной оценки этого влияния используется теорема Лойцянского, которую можно сформулировать следующим образом: действительное распределение давления по поверхности заданного диффузора совпадает с распределением давления при безвихревом течении в «фиктивном диффузоре», образованном поверхностью смещенной относительно поверхности диффузора вовнутрь потока на величину толщины вытеснения.

Таким образом, основная поверхность диффузора в случае действительного движения должна быть в воображаемом безвихревом потоке заменена некоторой «фиктивной» поверхностью, образованной основной поверхностью внутрь потока на величину, равную толщине вытеснения, рассчитанной по действительному распределению давления. В силу малости толщины пограничного слоя давление в построенном таким образом потенциальном потоке, а следовательно и продольные скорости будут совпадать с давлениями и скоростями в потоке на внешней границе пограничного слоя.

Такой расчет производится методом последовательных приближений. Сначала решается задача для случая безвихревого течения идеальной жидкости в диффузоре. По полученному распределению скоростей вдоль поверхности диффузора определяется поведение толщины вытеснения, по которой строится «фиктивная» поверхность диффузора, и определяется идеальное распределение скоростей по этой поверхности и т.д.

Этот расчет громоздкий и сложный, к тому же расчет пограничного слоя при определении некоторых параметров носит приближительный характер.

Существуют другие методы расчета пограничного слоя с градиентом давления, однако пока нет достаточно строгого и обоснованного метода, что объясняется сложностью явления, особенно вблизи точки отрыва. Поэтому характеристики диффузоров до сих пор определяются экспериментально.

Степень совершенства диффузора определяется потерями энергии: чем их меньше, тем диффузор совершеннее.

Обычно для инженерных расчетов пользуются формулой:

$$h_{диф} = \varphi_{диф} h_{вн.р} = \varphi_{диф} \left(\frac{v_1 - v_2}{2q} \right)^2, \quad (1)$$

т.е. потери в диффузоре выражаются в долях от потерь при внезапном расширении. Коэффициент $\varphi_{диф}$, называемый коэффициентом

полноты удара, зависит от нескольких параметров, основным из которых является угол расширения θ .

Иногда потери напора относят не к скоростному напору на входе, а к теоретическому приросту давления, тогда коэффициент потерь определяют по формуле:

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho / 2(v_1^2 - v_2^2)}. \quad (2)$$

Во многих практических случаях важно восстановить максимально возможное статическое давление при минимальной длине диффузора даже за счет больших потерь энергии в нем. В этих случаях вводится коэффициент восстановления статического давления.

Теоретически, чем больше отношение входного и выходного сечений и относительная длина диффузора при данном угле расширения, тем выше коэффициент восстановления статического давления в диффузоре

$$\eta_d = \frac{P_2 - P_1}{\rho \frac{v_1^2}{2q}}, \quad (3)$$

где индекс 1 соответствует входному сечению диффузора, 2 – выходному. Связь между коэффициентом восстановления и коэффициентом сопротивления осуществляется по формуле:

$$\eta_d = \alpha_1 - \alpha_2 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 - \zeta, \quad (4)$$

где α_1 и α_2 и F_1 и F_2 соответственно коэффициент Кориалиса и площадь сечения на входе и выходе из диффузора; ζ – коэффициент сопротивления диффузора.

Исследования прямоосных диффузоров. Для определения гидравлических характеристик диффузора была проведена серия экспериментальных исследований. Опытные образцы моделей диффузоров выполнены с учетом проведенных исследований другими авторами. В таблице 1 приведены геометрические характеристики этих моделей.

Исследования проводились на установке, где диффузор был установлен на выходе из сети. Поток из диффузора выходил в атмосферу и на экран. Кроме того, проведена серия опытов, когда поток, выходящий из диффузора, затопливался, т.е. истечение было затопленным. Экран представлял собой круг из оргстекла с отверстиями по диаметру круга, к которым подсоединялись пьезометры. Показания пьезометров фотографировались. Для определения параметров выходящей струи из диффузора по высоте рядом помещалась масштабная линейка. Нужно отметить, что при выходе потока в атмосферу вся установка сильно вибрировала из-за того, что выходящий поток был неустойчивым, имел непостоянные очертания и раз-

меры в плане и вертикали (диффузор установлен выходным сечением вверх). Экран на выходе потока из диффузора сглаживал колебания выходящей струи, и установка прекращала вибрировать.

На входе потока измерялось гидродинамическое давление гидродинамической трубкой с тремя отверстиями. Трубка размещалась в колеброванном сечении.

Модели диффузоров выполнены геометрически подобными отсасывающими трубам турбин.

Диаметр входа выбран из условия обеспечения автомодельной области с числом Re до $5 \cdot 10^5$. Исследования проводились на воде при осевом и закрученном потоке. Эксперименты проведены с целью получения гидравлических характеристик диффузора:

1. Определение гидравлических потерь при выходе потока из диффузора в атмосферу при различных режимах. Визуальные наблюдения за струей и ее фотографирование с помещенной рядом масштабной линейкой.
2. Влияние на гидравлические потери в диффузоре круглого плоского экрана при выходе потока в атмосферу и под уровень при широком диапазоне чисел Re .
3. Затопленный выход из диффузора без экрана.

Для модели V были проведены исследования на осевом потоке при истечении в атмосферу и на круглый экран, с целью выявления масштабного эффекта на гидравлические сопротивления диффузора.

На рисунке 3 представлены графики зависимости коэффициента сопротивления ζ от числа Re исследованных моделей при истечении в атмосферу. Кривые 1, 2, 3 выражают зависимость $\zeta=f(Re)$ для диффузора с углом конусности $\theta=16^\circ$ и $4-\theta=8^\circ$. Все кривые имеют зону минимального значения ζ . Это зона линий в пределах от $Re=1 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^5$. Наименьшее значение $\zeta=0,24$ соответствует диффузору с $\theta=8^\circ$ при относительной длине диффузора $\frac{l}{D}=1,5$

и числе $Re=1,4 \cdot 10^5$.

Максимальное значение $\zeta=0,5$ для диффузора с $\theta=16^\circ$ и $\frac{l}{D}=1,5$. Для этой конусности при $\frac{l}{D}=3$ $\zeta=0,35$. Для обоих случаев $Re=1,4 \cdot 10^5$.

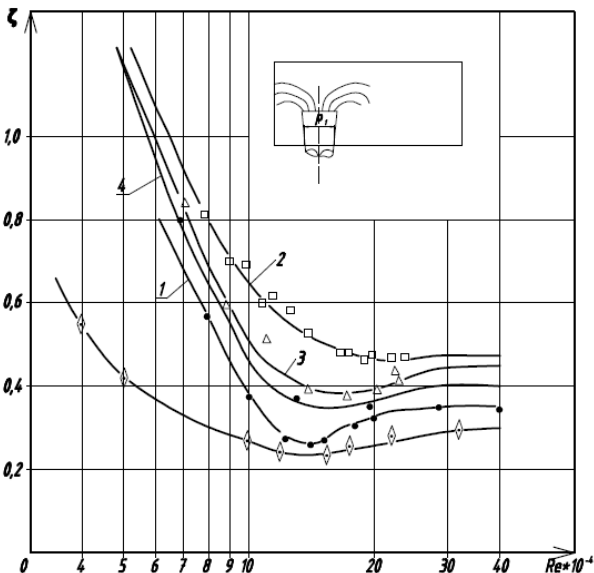
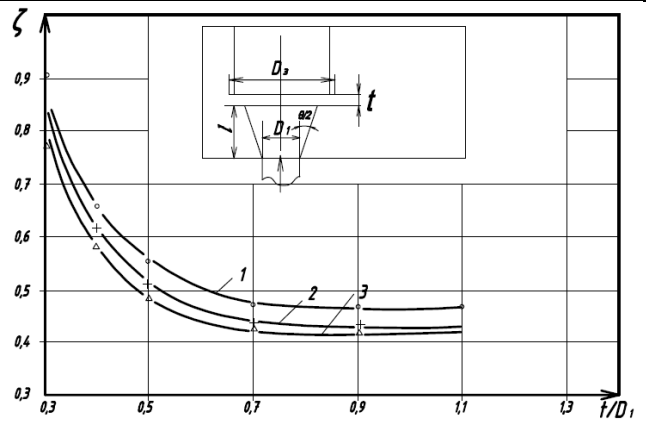
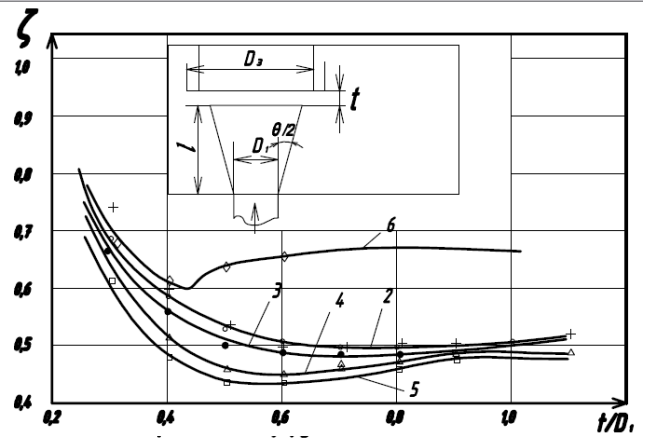


Рис. 3. Зависимость опытных значений коэффициента сопротивления ζ от числа Рейнольдса: 1 – $\theta=8^\circ$; $b/D_1=1,5$; 2 – $\theta=16^\circ$; $b/D_1=1,5$; 3 – $\theta=16^\circ$; $b/D_1=2,0$; 3 – $\theta=16^\circ$; $b/D_1=3,0$

Из графиков видно, что чем меньше угол конусности, тем меньше ζ и чем больше выходное сечение диффузора (модель IV), тем меньше ζ .



1. $Re=220000$ $\circ-\circ$; 2. $Re=190000$ $+--+$; 3. $Re=175000$ $\triangle-\triangle$
Рис. 4. Зависимость опытных значений коэффициента сопротивления ζ круглого диффузора от t/D_1 при истечении на экран в атмосферу: $\theta=8^\circ$; $l/D_1=1,5$; $n=1,99$



1. $Re=250000$ $\circ-\circ$; 2. $Re=240000$ $+--+$; 3. $Re=210000$ $\bullet-\bullet$; 4. $Re=190000$ $\triangle-\triangle$; 5. $Re=175000$ $\square-\square$; $Re=105000$ $\diamond-\diamond$
Рис. 5. Зависимость опытных значений коэффициента сопротивления ζ круглого диффузора от t/D при истечении на экран в атмосферу: $\theta=8^\circ$; $l/D_1=3,0$; $n=3,34$

Графики зависимости $\zeta=f\left(Re, \frac{t}{D}\right)$ для диффузора с $\theta=8^\circ$ при истечении в атмосферу на экран, показаны на рисунках 4 и 5. Анализируя кривые рисунка 4, видим, что экран уже при относительном расстоянии $\frac{t}{D}=0,7$ не влияет на величину коэффициента ζ . На рисунке 5 приведены такие же зависимости, однако относительная длина диффузора $\frac{l}{D}=3,0$. В этом случае оптимальное расстояние при минимальном коэффициенте сопротивления составляет $\frac{t}{D}=0,5$. Коэффициент сопротивления при этом $\zeta=0,43-0,45$ при $Re=1,75 \cdot 10^5-1,9 \cdot 10^5$.

На рисунках 6 и 7 показаны кривые зависимости $\zeta=f\left(Re, \frac{t}{D}\right)$ в случае выхода потока из диффузора на экран и под уровень. Изменения величины ζ от относительного расстояния до экрана для

$\theta=8^\circ$, $\frac{\ell}{D} = 1,5$ аналогично как и при истечении на экран в атмосферу, однако величина ζ уменьшается от $\zeta=0,4$ при истечении в атмосферу до $\zeta=0,2$ при истечении под уровень, а для относительной длины $\frac{\ell}{D} = 3,0$ – с $\zeta=0,43$ до $\zeta=0,36$ ($\frac{t}{D} = 0,6$).

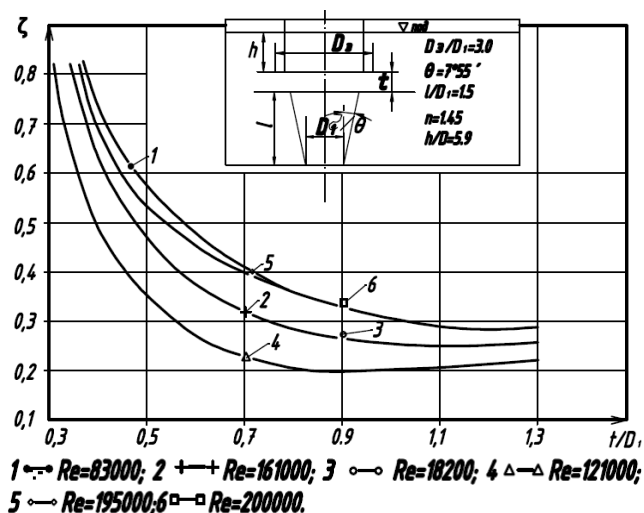


Рис. 6. Зависимость опытных значений коэффициента сопротивления ζ круглого диффузора от t/D_1 при истечении на экран под уровень: $\theta=8^\circ$; $l/D_1=1,5$; $n=1,45$; $h/D_1=6$

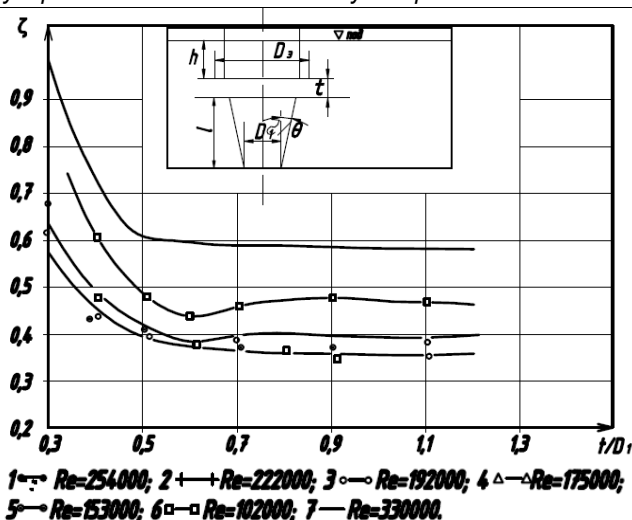


Рис. 7. Зависимость опытных значений коэффициента сопротивления ζ круглого диффузора от t/D_1 при истечении на экран под уровень: $\theta=8^\circ$; $l/D_1=3,0$; $n=3,34$; $h/D_1=4,5$

Заключение. Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что оптимальное расстояние от экрана до выходного сечения диффузора, при котором экран не влияет на коэффициент сопротивления диффузора, составляет $t=(0,5 \div 0,7)D$. Сравнивая эти величины с существующими параметрами при строительстве ГЭС ($t=1,25D$), можно заметить существенную разницу в сторону уменьшения расстояния от выходного сечения отсасывающей трубы до дна камеры, а следовательно, уменьшение объема бетона и стоимости строительства.

Материал поступил в редакцию 16.04.13

GROMIC N.V., VODCHITS N.N., STELMASHUK S.S. Diffusers applying in building small power stations

Laboratory researches results of direct axes diffusers are given. Their aim is to show the usage in building small power stations.

УДК 620.197.5

Степанюк А.А.

УЛУЧШЕНИЕ МЕЛИОРАТИВНОГО СОСТОЯНИЯ ОСУШЕННЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ ОГЛЕЕННЫХ ПОЧВ ЗАПАДНОГО ПОЛЕСЬЯ УКРАИНЫ ЖЕЛОБОПОДОБНЫМ РЫХЛИТЕЛЕМ

Введение. За последние годы на территории Западного Полесья Украины в результате ряда экономических, организационных и др. причин значительно ухудшилось техническое состояние дренажных систем и, как следствие, снизились урожаи сельскохозяйственных культур. С целью улучшения мелиоративного режима таких систем целесообразно проводить глубокое рыхление почвы.

Однако технология традиционного глубокого рыхления имеет ряд недостатков, а именно: относительно невысокие коэффициенты рыхления и полноты рыхления, значительная энергоемкость, небольшая длительность последствия. Традиционные глубокорыхлители не отвечают современным требованиям агротехники. Они не гарантируют полного качественного рыхления и структурообразования почвогрунта, запрессовывают и затирают почву у стенок прорезаемых щелей, требуют больших тяговых усилий. За последние годы проведена большая работа по конструированию, изготовлению, испытанию и внедрению средств глубокого рыхления – агро-мелиоративных глубокорыхлителей. В зависимости от принципа действия и конструктивных особенностей все они делятся на две группы: с активным и пассивным рабочими органами.

Активные глубокорыхлители сложнее пассивных по конструкции

и в эксплуатации. Они эффективны только на прочных и плотных почвогрунтах, а на относительно мягких немерзлых почвогрунтах преимуществ перед пассивными практически не имеют. Поэтому наибольшее распространение получили пассивные рыхлители. Они надежны, просты по конструкции и в эксплуатации, но требуют более мощных тягачей.

Рабочими органами пассивных глубокорыхлителей являются один или несколько мощных ножей стоечных или периметровых типов. Они разуплотняют массив грунта разрезанием.

В последнее время созданы многоярусные глубокорыхлители, которые используют иной принцип рыхления почвы и в значительной степени устраняют недостатки традиционных рыхлителей, однако они нуждаются в оценке их работоспособности и эффективности в производственных условиях.

Исследователями доказано, что вертикальный почвенный профиль сельхозугодий должен иметь противэрозионный верхний слой (0...0,05 м), корневой слой (0,05...0,4 м) и нижний фильтрационный слой (> 0,4...0,6 м). Структура почвы (процентное соотношение по массе групп "ценных" комков и фракций других размеров) каждого из этих

Степанюк Антон Адамович, инженер кафедры строительных, дорожных, мелиоративных машин и оборудования Национального университета водного хозяйства и природопользования.

Украина, 33028, г. Ровно, ул. Соборная, 11.