Имеющиеся в нашем распоряжении анализы некоторых видов расфасованных вод, реализуемых для питьевых нужд на территории Тюменской области и питьевой воды из централизованной сети г. Тюмени в сравнении с нормами и с иностранной продукцией представляют следующую картину (табл. 2).

Таблица 2

Фактические показатели используемой воды в г.Тюмени и показатели норм для питьевых вод

Показатели	Централизованная воды питьевого качества		Бутылированная вода		Нормы питьевой воды зарубежных стран		Питьевая вода, поступающая в розничную продажу г.Тюмени			Вода из централизованной сети (центр г. Тюмени)
	СанПиН 2.1.4.1074-01	ВОЗ (централизованная сеть)	СанПиН 2.1.4.1116-02		Германия	Швейцария	«CRISTALINE» Франция	Родниковая «Святой источник» г. Кострома	«Бон-Аква» г. Орел	
			I категория	Высшая категория						
Хлориды, мг/л	350		250	150			25	21	238	29
Сульфаты, мг/л	500		250	150		10	н/об	н/об	108	42
Кальций, мг/л	-	250	130	25-80	100	40-125	68	46	84	20
Магний, мг/л	-	250	65	5-50	30	5-30	12	8,5	16	7
Аммоний, мг/л	2,0	-	0,1	0,05	0,05	0,05	н/об	0,08	н/об	2,5
Железо, мг/г	0,3	-	0,3	0,3	0,05	0,05	0,13	0,341	0,008	0,462
Марганец, мг/л	0,1	1,5	0,05	0,05	0,02	0,02	0,03	н/об	н/об	0,113
Цинк, мг/л	5,0	0,3	5	3	0,1	0,05	0,08	0,052	0,021	0,28

Таким образом, в централизованной сети города Тюмени нами отмечено превышение аммония, железа и марганца; из расфасованных вод по минерализации и содержанию солей жесткости наиболее благоприятной является «Бон-Аква» (г. Орел), а «Святой источник» (г. Костома) и «CRISTALINE» (Франция) имеет минерализацию ниже значений рекомендуемых для высшей категории.

В качестве рекомендаций из имеющихся на рынке расфасованных питьевых вод для детей, на наш взгляд, предпочтительны воды марок «Bebi» (г. Калуга), «ФрутоНЯНЯ» (г. Липецк) и «Агуша» (с. Олха Иркутская обл.). Это воды высшей категории, имеющие качество с учетом физиологической ценности по основным и дополнительным показателям.

В нашей стране пока не предусмотрено для централизованных систем нормирование минимально и оптимально допустимых уровней биологически активных и важных в физиологическом отношении компонентов. Поэтому более реальным представляется вести фильтрование воды непосредственно у потребителя на очистных приспособлениях коммунального и бытового назначения с необходимой производительностью или использовать качественную питьевую расфасованную воду.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ДАРЬЕ В КАЧЕСТВЕ ГИДРОАГРЕГАТА МАЛЫХ ГЭС

Платонов В.Н., Саразов А.В.

Волжский политехнический институт, филиал ГОУВПО «Волгоградский государственный технический университет, Волжский, e-mail: Platonov.Vitaliy@yandex.ru

В статье проведено исследование работы ортогонального гидроагрегата. Основной задачей являлось выявление экстремальных значений момента на валу и суммарной мощности. Рассмотрены методы ее увеличения.

Исходные данные для расчета: напор – 4 м, скорость на входе – 8 м/с ($Re = 4{,}66 \cdot 10^6$), диаметр рабочего колеса 500 мм. Геометрические характеристики ротора: число лопастей (z) – 4, b (длина хорды) = 190 мм, $\bar{b} = 0{,}38$ (относительная длина хорды), s = 1,52 (степень затенения трассы).

Основным рабочим органом агрегата являются его лопасти, выполненные в виде авиационных профилей. В данной конструкции используется крыловой профиль NACA0012.

На основании полученной картины обтекания сделана диаграмма сил, действующих на лопасть (рис. 1)

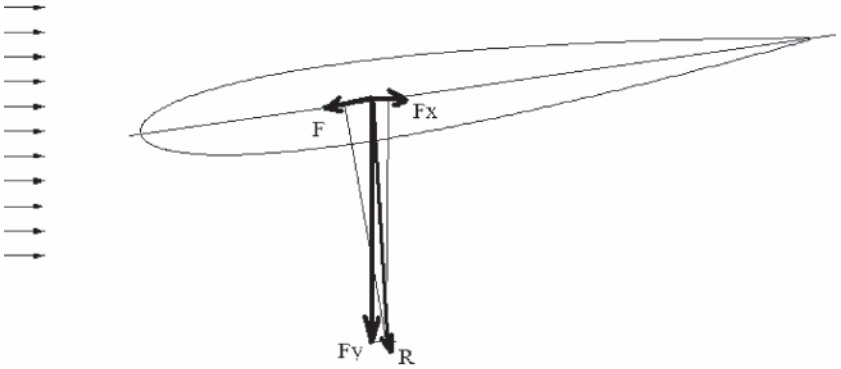

Рис. 1. Распределение сил на лопасти при обтекании с отрицательными углами атаки

С шагом в 10 градусов были построены поляры NACA0012 при Re = 4663158 и различных углах атаки. После вычисления подъемной силы

$$F_y = C_y \frac{\rho V^2 S}{2},$$

силы по направлению потока

$$F_x = C_x \frac{\rho V^2 S}{2}.$$

были получены проекции (F) результирующей аэродинамической силы (R) на хорду профиля (она же – касательная к окружности в данной точке).

Момент от одной лопасти определяется произведением силы (F) и плеча (радиус ротора) $M = F \cdot r$. На рис. 2 представлен график изменения суммарного момента на валу за 1 оборот. Результирующая мощность при угловой скорости 2,215 $с^{-1}$ составила 1,4 кВт.

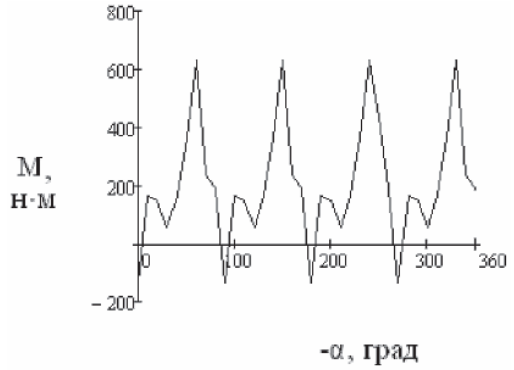

Рис. 2. Изменение момента на валу в течение одного оборота

Физика и гидродинамика ортогонального агрегата мало изучена, поэтому расчет его параметров весьма затруднителен. При рассмотрении не учитывались динамические свойства жидкости, статическое и динамическое давления, кавитация, шероховатость профиля.

Расчет показал, что подобранные геометрические характеристики не пригодны для конструирования натурного гидроагрегата ввиду низкого значения мощности на выходе.

Последняя может быть усилена изменением профиля лопасти ротора, механизацией ее поворота, подбором других соотношений «геометрии» ротора.

Список литературы

1. Гидротехническое строительство. – 2011. – № 4. – С. 33–39.
2. Энергоэффективность Волгоградской области. – 2007. – №2. – С. 40–42.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРА УСЛОВНОЙ ВТУЛКИ-ПОДШИПНИКА

Платонова Ю.Н., Санинский В.А.

Волжский политехнический институт, филиал ГОУВПО «Волгоградский государственный технический университет», Волжский, e-mail: platonovajulia@mail.ru

Разъемное соединение сборного одиночного подшипника скольжения ДВС (рис. 1) является элементом объединенной системы допусков и посадок многоопорного узла поддержки вала (МУПВ). Вкладыши коренных подшипников имеют аналогичную шатунным вкладышам технологию изготовления и, соответственно, могут иметь аналогичные статистические характеристики группы размеров по толщине, образующие с отверстиями коренных опор систему допусков и посадок разъемного соединения [1].

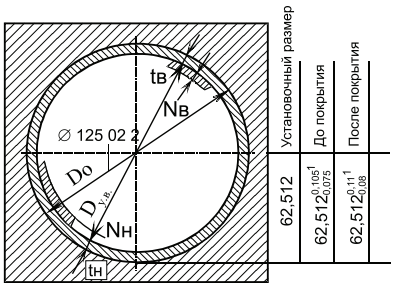

Рис. 1. Вид сборочного подшипникового узла: D_o – диаметр отверстий постелей, $t_в$ и $t_н$ – толщины верхнего и нижнего вкладышей соответственно, $N_в$ и $N_н$ – величины деформации верхнего и нижнего вкладышей при их затяжке в постелях при сборке, $D_{у.в.}$ – диаметр условной втулки-подшипника

Цепь представлена диаметрами картера и крышки (рис. 2), а не радиусами в силу того, что значения погрешностей даются на диаметр. Аналогично в преобразованной цепи (рис. 3) рассмотрены диаметры, а не радиусы вкладышей (верхнего и нижнего) и, следовательно, удвоенная толщина нижнего вкладыша без включения в цепь верхнего и наоборот. Исходные данные: значения наружных диаметров вкладышей $125r6^{+0,088}_{+0,063}$; $125s6^{+0.117}_{+0.092}$; значения диаметров отверстий картера и крышки $125H7^{+0,040}$; внутренний диаметр вкладышей $110H7^{+0,035}$.

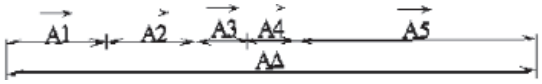

Рис. 2. Размерная цепь условной втулки-подшипника: A_1, A_2 – толщины верхнего и нижнего вкладышей соответственно, в районе между плоскостями разъема; A_3, A_4 – размеры постелей картера и крышки подшипника соответственно, составляющих одну коренную опору; A_5 – звено погрешности формы поверхностей контакта постелей и вкладышей; $A_Δ$ – замыкающее звено, равное изменению $ΔD_{у.в.}$ диаметра условной втулки-подшипника

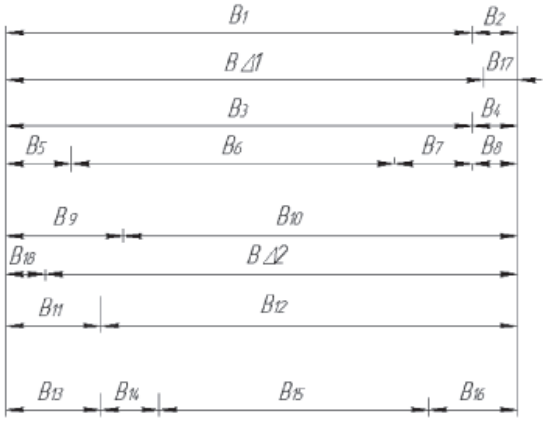

Рис. 3. Преобразованная размерная цепь, где B_1, B_{10} – диаметр отверстия картера и крышки соответственно; B_3, B_{12} – значения наружных диаметров верхнего и нижнего вкладышей; B_6, B_{15} – значения внутренних диаметров верхнего и нижнего вкладышей; B_5 и B_8, B_{13} и B_{16} – толщины верхнего и нижнего вкладышей; B2, B4, B7, B9, B11, B_{14} – допуск отклонения формы; B_{17}, B_{18} – двойная толщина верхнего и нижнего вкладыша; разность $B_{Δ1}$ и $B_{Δ2}$ составляет изменение диаметра условной втулки подшипника $B_Δ$

В результате расчета методом максимума-минимума были определены значения изменения диаметра условной втулки-подшипника: максимальное $B_{Δmax}$ = 0,139 мм, минимальное $B_{Δmin}$ = –0,197 мм при номинальном значении $B_Δ$ = 0 мм, допуск 0,336 мм.