

УДК 621.224.35.-253.5

**РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНЫХ СИЛ,
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОР РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ
ГИДРОТУРБИНЫ**

© 2013 Ю.В. Бабаченко¹, А.Ю. Авдюшенко²

¹ ОАО «Силловые машины», г. Санкт-Петербург

² Новосибирский государственный университет

Поступила в редакцию 28.03.2013

В работе описывается методика определения нестационарных радиальных нагрузок на рабочее колесо радиально осевой гидротурбины, основанная на 3М расчетах течения несжимаемой жидкости в основной проточной части и областях протечек в районе верхнего и нижнего лабиринтных уплотнений. Методика позволяет рассчитать радиальные нагрузки, вызванные неравномерностью потока в спиральной камере и статоре; ротор-статор взаимодействием; неравномерностью потока за рабочим колесом вследствие нестационарности потока в конусе отсасывающей трубы (вихревой жгут и т.д.); несоосностью статора и ротора, изгибом вала ротора. Расчеты проведены в программном комплексе CADRUN. Построение сеточных областей выполнялось в системе АСТРА.

Ключевые слова: *радиально-осевая гидротурбина, вычислительной гидродинамика, радиальные нагрузки, ротор, лабиринтное уплотнение*

При проектировании гидротурбин необходимо иметь данные о величине и характере радиальных нагрузок, действующих на ротор гидроагрегата. Радиальные нагрузки могут вызываться двумя основными факторами: несоосностью ротора и статора гидроагрегата и осевой несимметричностью подвода и/или отвода жидкости в гидроагрегате. До недавнего времени все методики расчета радиальных нагрузок носили в значительной степени эмпирический характер [2, 3]. В качестве примера можно привести разработанные А.А. Ломакиным [2] инженерно-эмпирические методики для оценки радиальных сил, действующих на лабиринтные уплотнения (ЛУ), вызванных несоосностью ротора и статора. В [2] методика описана для одноцелевых уплотнений без ячеек расширения и не учитывает вращение смещенного ротора. Кроме этого, методика [2] не учитывает нестационарные радиальные силы, действующие на внутреннюю поверхность рабочего колеса (РК) со стороны

основного потока. Для учета вышеупомянутых факторов необходимо проведение трудоемких численных расчетов в т.ч. в области всей проточной части гидроагрегата.

Предмет исследований. В общем виде полная гидравлическая нагрузка F , действующая на РК, складывается из 3 составляющих (рис. 1):

$$F = F_1 + F_2 + F_3, \quad (1)$$

где: F_1 – нагрузка от основного потока на поверхность РК; F_2 – нагрузка от течения через верхнее ЛУ; F_3 – нагрузка от течения через нижнее ЛУ.

В полной гидравлической нагрузке F выделяются осевые F_z и радиальные $F_R(F_x, F_y)$ усилия. Радиальная сила $F_R(F_x, F_y)$ тоже складывается из трех составляющих:

$$F_R = F_{R,1} + F_{R,2} + F_{R,3}, \quad (2)$$

Возникновение радиальной силы $F_{R,1}$ со стороны основного потока на проточную часть РК вызвано окружной неравномерностью потока в спиральной камере, а также окружной неравномерностью и нестационарностью потока за РК

Бабаченко Юрий Владимирович, аспирант. E-mail: Babachenko_YV@lmz.power-m.ru
Авдюшенко Александр Юрьевич, аспирант. E-mail: ovalur@gmail.com

в конусе отсасывающей трубы (ОТ). Поэтому для определения радиальной нагрузки $F_{R,1}$ моделирование течения необходимо проводить в полной постановке в области, включающей спиральную камеру, все межлопаточные и межлопатные каналы, а также ОТ. Возникновение сил $F_{R,2}$ и $F_{R,3}$ вызвано главным образом окружной неравномерностью потока в ЛУ вследствие смещения центра вращения РК относительно геометрического центра камеры РК. Поэтому для определения сил $F_{R,2}$ и $F_{R,3}$ моделирование течения в ЛУ необходимо осуществлять не в сегменте, а во всей области зазоров по ЛУ.

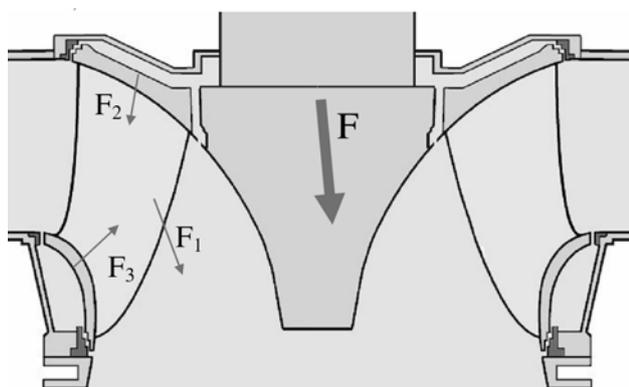


Рис. 1. Силы, действующие на РК

Объект исследований. В качестве объекта для исследования нагрузок на РК принята гидротурбина (ГТ), параметры которой представлены в таблице 1. На рис. 2 показана расчетная область в системе координат РК.

Таблица 1. Параметры исследуемой ГТ

номинальная частота вращения	n	200 мин ⁻¹
диаметр рабочего колеса	D_1	3,15 м
высота направляющего аппарата	B_0	0,997 м

При расчете радиальной нагрузки на рабочее колесо интерес представляют следующие режимы (таблица 2): режим номинальной мощности и режим неполной нагрузки.

Течение в основной части ГТ: нагрузка F_1 и данные для течений в лабиринтах. Течение в основной части ГТ рассчитывается в полной нестационарной постановке, в натуральных параметрах, в вязком приближении, в области, указанной на рис. 3.

Течение в уплотнениях. Для определения радиальной составляющей нагрузки F_2 используется модель течения в ЛУ со смещенной осью РК. Полагаем, что имеются смещение оси РК на эксцентриситет e и её прецессия вокруг центра статорной части с угловой скоростью Ω (рис. 4)

Течение в кольцевом зазоре переменной ширины приводит к появлению радиальных сил, действующих со стороны протекающей в зазоре жидкости. Используются две методики расчета радиальной составляющей нагрузки F_2 в модели с эксцентриситетом. Первая методика основана на расчете трёхмерного течения в несимметричной щели, в основе второй лежит инженерно-эмпирический подход А.А. Ломакина [5].

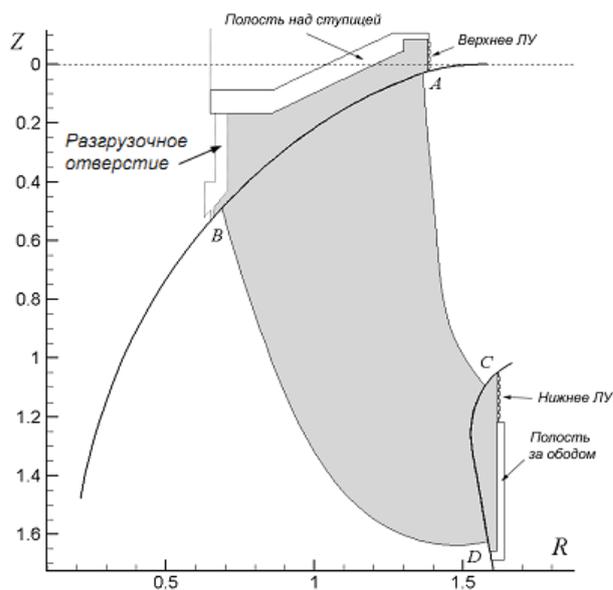


Рис. 2. Области протечек за ступицей и ободом РК

Таблица 2. Режимы при расчете номинальной нагрузки на РК

Параметры	Режим 1	Режим 2
напор H , м	78,3	73,5
открытие НА a_0 , мм	222	123,3
открытие НА модели $a_{0,мод}$, мм	32,4	18
расход Q , м ³ /с	87,98	50,61
высота отсасывания H_s , м	-0,2	-4,2



Рис. 3. Расчетная область для определения F_1 и данных для течений в лабиринтах

Экспериментальные данные. В ходе испытаний были замерены радиальные усилия $|F_R|$ в диапазоне открытий направляющего аппарата от 14 до 36 мм для приведенных частот $n_1' = 71,2, 73,5, 76,1$ об/мин. В таблице 3 представлены статическая $|F_{R|st}$ и динамическая $|F_{R|dyn}$ составляющие радиального усилия, как измеренные на модели, так и пересчитанные на натурную ГТ.

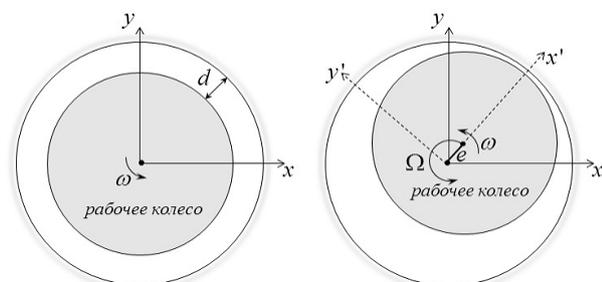


Рис. 4. Кольцевая щель лабиринтного уплотнения: а) ось вращения РК совпадает с центром полости; б) ось вращения РК смещена относительно центра полости

Таблица 3. Радиальное усилие $|F_R|$ на направляющий подшипник ГТ

Режимы	Модельная ГТ		Натурная ГТ	
	$ F_{R st}$, кгс	$ F_{R dyn}$, кгс	$ F_{R st}$, тс	$ F_{R dyn}$, тс
режим 1	39,53	31,92	6,048	4,883
режим 2	36,36	21,32	5,221	3,061

На рис. 5 показаны спектрограммы пульсаций радиального усилия. Для режима 2 ($a_{0,mod}=18$ мм) прослеживается частота $f=0,22 f_n$, вызванная вращением вихревого жгута. Однако наибольшую амплитуду пульсаций радиальной и осевой силы в обоих режимах дает обратная частота f_n . Это указывает либо на прецессию оси вращения РК с частотой, равной частоте его вращения (например, изгиб вала), либо на отсутствие симметрии модельного РК.

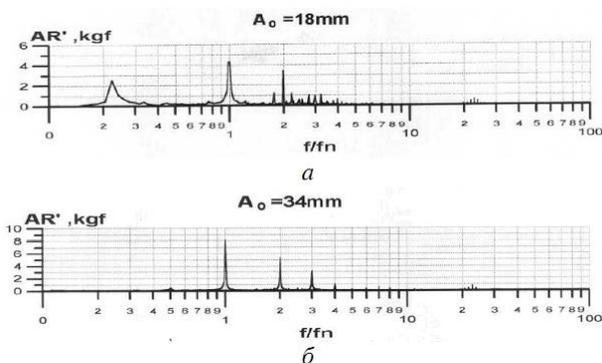


Рис. 5. Спектрограммы пульсаций радиального $|F_R|$ усилия (а – режим 2, б – режим 1), полученные при испытаниях модели

Результаты расчета в режиме номинальной мощности (режим 1). Расчеты проведены в натуральных параметрах с учетом силы тяжести ($g=9,81$ м/с²) с шагом по физическому времени $\Delta t=0,003126$ с, который соответствует повороту РК на угол $\theta=3,75^\circ$. Расчеты проведены в программном комплексе CADRUN [1]. Построение сеточных областей выполнялось в системе АСТРА. CADRUN – программный комплекс для расчета гидродинамики гидравлических турбин и насосов, разработанный Институтом вычислительных технологий СО РАН; АСТРА – программный комплекс для построения геометрии, расчетных сеток и управляющих программ станков ЧПУ сложных объектов (в т.ч. лопастей ГТ и насосов), разработанный ИМ СО РАН.

На рис. 6 показаны изолинии давления в конусе ОТ. Явно видна осесимметричная область пониженного давления в центре конуса ОТ. Период пульсаций $F_{R,1}$, полученных в расчете (рис. 7б) равен $T=0,01875$ с, что соответствует их частоте $f_b = 1/T = 53,28$ Гц. Частота вращения ротора равна $f_n = 200$ об/мин $\cdot 1/60 = 3,33$ Гц. Отношение частот $f_b/f_n = 1/16$ равно количеству лопастей РК, т.е. наблюдаемые пульсации обусловлены лопастной системой РК. Среднее значение модуля радиальной силы: $|F_{R,1}| = \sqrt{F_{x,1}^2 + F_{y,1}^2} = 3,007$ тс. Амплитуда колебаний в этом режиме очень мала (рис. 8). На рис. 7а показано направление действия силы $F_{R,1}$ относительно решетки статора ГТ.

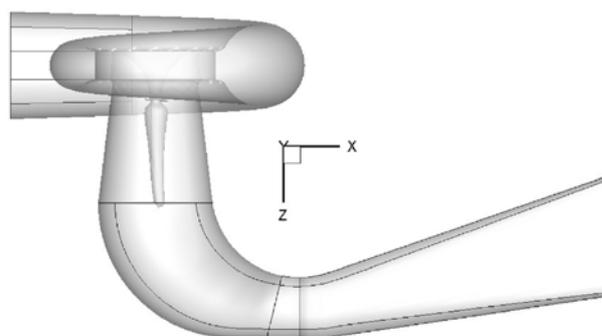


Рис. 6. Вихревой жгут в ОТ (режим 1)

На рис. 9. показано, что прецессия вала с частотой $\Omega = \omega_R$ заметно увеличивает радиальную силу при больших эксцентриситетах, что ограничивает использование эмпирической методики при $\epsilon > 0,5$.

Результаты расчета в режиме неполной загрузки (режим 2). Для режима 2 характерно наличие прецессирующего вихревого жгута в конусе ОТ (рис. 10). Движение вихревого жгута вызывает пульсации давления не только на стенке конуса ОТ, но и вверх по потоку.

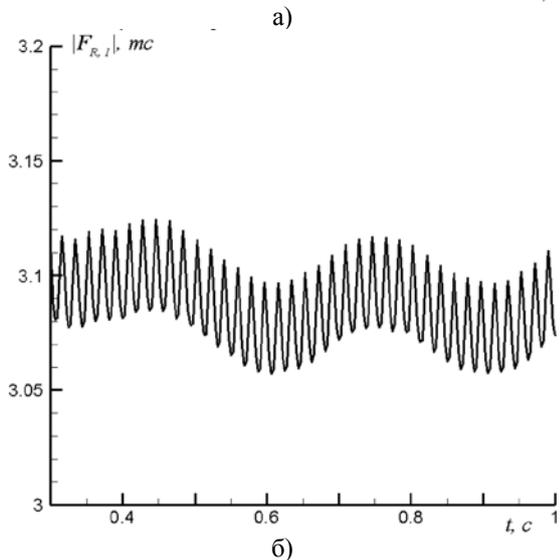
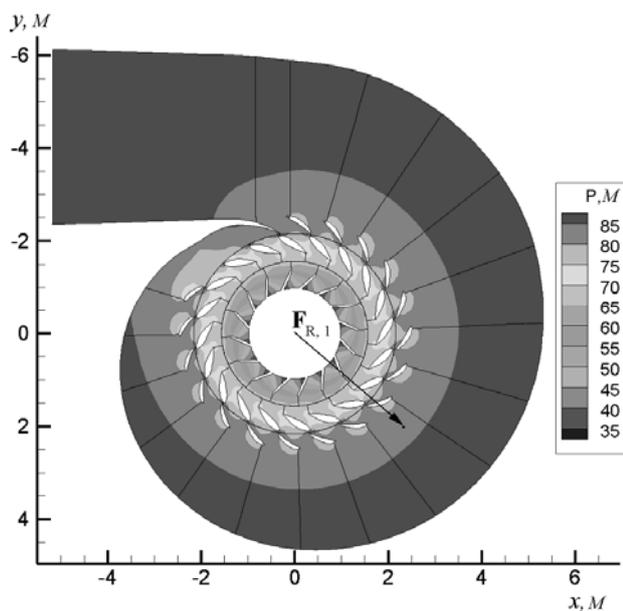


Рис. 7. а) направление действия радиальной силы $F_{R,1}$ и мгновенное распределение давления в сечении $Z = b_0/2$. Масштаб силы 1 м = 1 тс. б) пульсации радиальной составляющей $F_{R,1}$

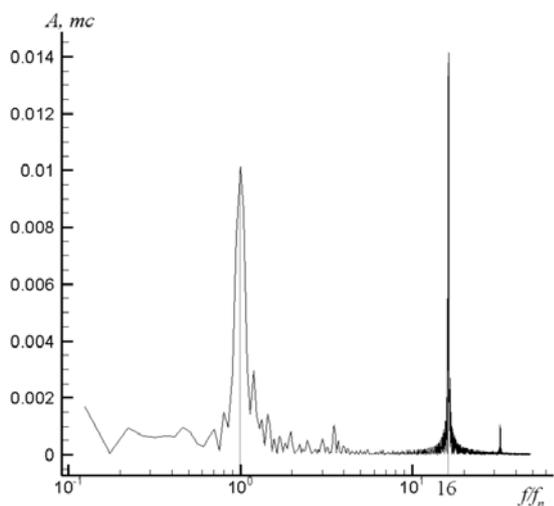


Рис. 8. Спектрограмма пульсаций радиального усилия $|F_{R,1}|$, полученного в расчете на CADRUN для режима 1

Частота прецессии вихря $f_v=0,741$ Гц = $0,222 f_n$ явно выделяется в пульсации радиальной нагрузки, действующей на РК (рис. 11б, 12). Статическая радиальная сила $F_{R,ст}$ определяется как средняя по пульсациям, динамическая – как половина размаха пульсаций:

$$F_{R,дин} = \frac{F_{R,max} - F_{R,min}}{2}$$

Величина пульсаций F_R составляет порядка 100% от средней величины (рис. 11).

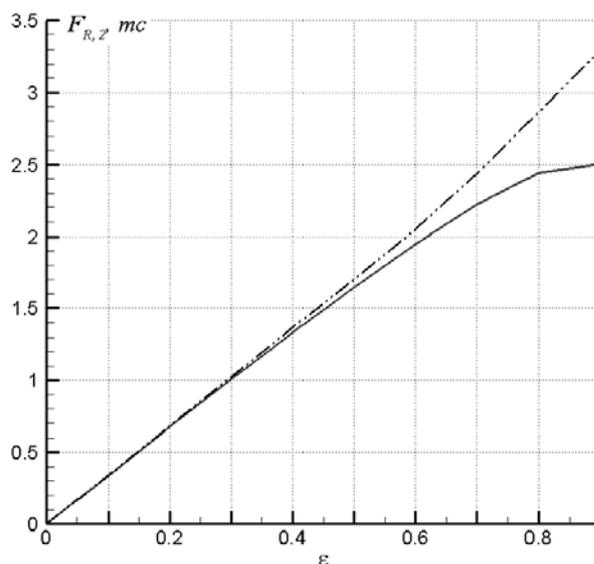


Рис. 9. Влияние частоты прецессии Ω на зависимость модуля радиальной силы $F_{2,R}$ от относительного эксцентриситета ϵ . (—) CADRUN, $\Omega = 0$, (---) CADRUN, $\Omega = \omega_R$

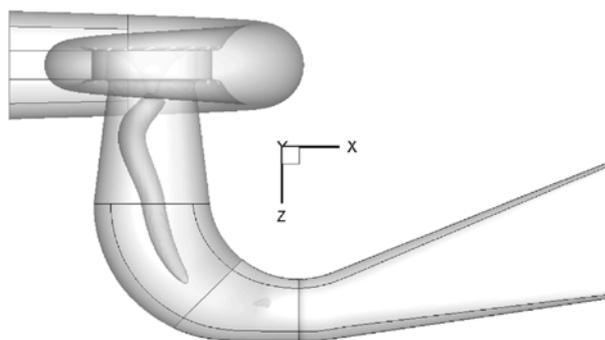


Рис. 10. Вихревой жгут в ОТ (режим2)

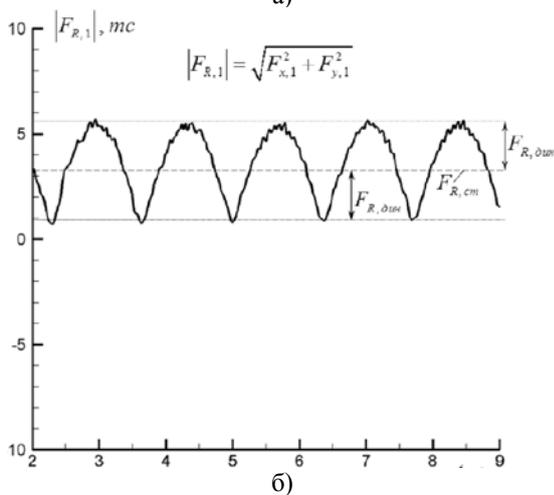
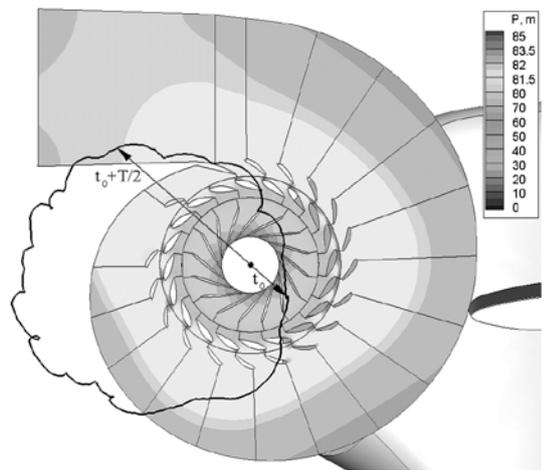


Рис. 11. а) годограф радиальной силы $F_{R,1}$ на периоде T прецессии вихря и мгновенное ($t=t_0$) распределение давления в сечении $Z = b_0/2$. б) пульсации радиальной составляющей $F_{R,1}$ нагрузки

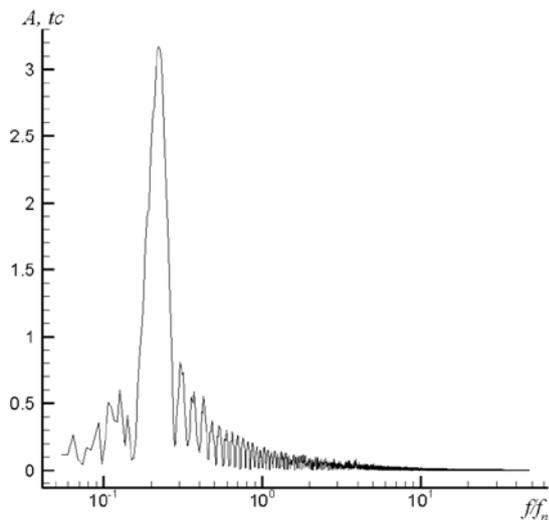


Рис. 12. Спектрограмма пульсаций радиального усилия $|F_{R,1}|$, полученного в расчете на CADRUN2 для режима 2

Для нахождения $F_{2,R}$ (рис. 13) проведены расчеты трехмерного течения в области верхнего ЛУ с эксцентриситетом. Давления на входе в верхнее ЛУ ($p_A=45,5$ м) и на выходе из него ($p_{out,1} = 18,3$ м) взяты из расчета стационарного течения в области верхнего лабиринтного уплотнения.

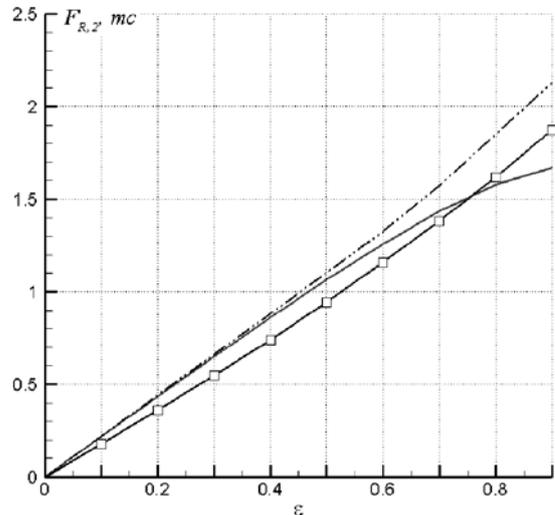


Рис. 13. Зависимости радиальной силы $F_{R,2}$ от относительного эксцентриситета ϵ , (— □ —) — улучшенная инженерно-эмпирическая методика, (—) — CADRUN, $\Omega=0$, (- · - · -) — CADRUN, $\Omega=\omega_R$

Обобщение результатов. Результаты для радиальной силы представлены для случая несоосности статора и ротора с эксцентриситетом $\epsilon = 0.8d_1$, где d_1 — ширина узкой части щели верхнего ЛУ. В таблице 4 показаны суммарные радиальные нагрузки на обоих режимах.

Выводы: разработана методика определения нестационарных радиальных нагрузок на рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины, основанная на трехмерных расчетах течения несжимаемой жидкости в проточной части и областях протечек. Методика позволяет рассчитать радиальные нагрузки, вызванные следующими факторами: неравномерностью потока в спиральной камере и статоре; ротор-статор взаимодействием; неравномерностью потока за РК вследствие нестационарности потока в конусе ОТ (вихревой жгут и т.д.); несоосностью статора и ротора, изгибом вала ротора.

Таблица 4. Радиальная сила F_R , тс

Режим	$F_{R,1}$	$F_{R,2}$	$F_{R,3}$	F_R
1	$3,077 \pm 0,03(16f_n)$	$\pm 2,4(f_n)$	$\pm 3,9(f_n)$	$3,1 \pm 6,3(f_n)$
2	$3,3 \pm 2,3(0,222f_n)$	$\pm 1,55(f_n)$	$\pm 3,3(f_n)$	$3,3 \pm 2,3(0,222f_n) \pm 4,9(f_n)$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Черный, С.Г. Численное моделирование течений в турбомашине / С.Г. Черный, Д.В. Чирков, В.Н. Латин и др. – Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
2. Бедчер, Ф.С. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил,

- возникающих в уплотнениях / Ф.С. Бедчер, А.А. Ломакин // Паро- и газотурбостроение. 1957. Вып. 5. С. 249-269.
3. Марцинковский, В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. 240 с.

CALCULATION RESEARCH OF RADIAL FORCES, OPERATING ON ROTOR OF RADIAL-AXIAL HYDROTURBINE

© 2013 Yu.V. Babachenko¹, A.Yu. Avdyushenko²

¹ JSC “Power Machines”, St. Petersburg

² Novosibirsk State University

In work the method of determination non-stationary radial loads of the driving wheel of radial-axial hydroturbine, based on 3M calculations of incompressible liquid flow in the main flowing part and areas of leakages around the top and bottom of labyrinth seals is described. The method allows to calculate the radial loadings caused by flow non-uniformity in spiral camera and stator; rotor-stator interaction; flow non-uniformity behind the driving wheel owing to flow non-stationarity in draft tube cone (vortex rope, etc.); non-coaxiality of stator and rotor, bend of rotor shaft. Calculations are carried out in the program CADRUN complex. Creation of grid areas was carried out in ASTER system.

Key words: *radial-axial hydroturbine, computing hydrodynamics, radial loadings, rotor, labyrinth seals*

Yuriy Babachenko, Post-graduate Student. E-mail: Babachenko_YV@lmz.power-m.ru
 Alexander Avdyushenko, Post-graduate Student. E-mail: ovalur@gmail.com