

КАА-109



# ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА  
«ХПИ»

9'2002

12

Харьков

*А.А. ЕВТУШЕНКО*, канд. техн. наук, доц., *С.В. САПОЖНИКОВ*

## **ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ВИХРЕВАЯ РЕШЕТКА И ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В НАСОСОСТРОЕНИИ**

На основе анализа рабочих процессов и узагальвающих характеристик вихревых гидромашин вводятся понятия вихровой гидродинамической траектории. Для неё определено гранично достижимый коэффициент полезной работы, равный 58%. Заслуживают теоретическое турбулентных струменей и следствий, рассмотренный рабочий процесс исследуемой траектории.

В теории решеток [1, 2, 3], появившейся как составная часть теории рабочего процесса лопастных турбомашин, выделены в качестве объекта изучения абстрагированные сечения различных лопастных систем турбомашин поверхностями тока. Как следствия, самостоятельными объектами исследования стали круговая радиальная решетка (центробежное или центростремительное колесо), круговая коническая решетка (диагональное колесо), прямая плоская решетка (осевое колесо). Указанные решетки рассматриваются как в неподвижном, так и во вращающемся состояниях. Погрешности, связанные с такой схематизацией, уменьшаются путем использования схемы обтекания решеток не только слоем постоянной, но и переменной толщины [2, 4]. Дальнейшим развитием данной теории стало рассмотрение не только однорядных, но и многорядных решеток [4].

Параллельно с развитием теории решеток развивалась практика создания гидромашин вихревого принципа действия. Увеличение потребности в них, в свою очередь, поставило вопрос о теории их рабочего процесса. По инерции, применительно к каждой из них, поиск ответа на поставленный вопрос начинался с попыток приспособить для этого теорию рабочего процесса лопастных турбомашин. Производной от теории рабочего процесса и практики эксплуатации является методика проектирования машины. Теория рабочего процесса лопастных турбомашин, применительно к гидромашинам вихревого принципа действия, результата требуемой точности, в виде соответствующих методик проектирования, не давала.

Затянувшийся период неопределенности, с нашей точки зрения, завершил С.С. Руднев [5] - он указал на существование принципиального различия в физической сущности рабочих процессов лопастных и вихревых гидромашин. Именно этим можно объяснить все неудачные попытки создания методик проектирования вихревых гидромашин различных типов на базе теории рабочего процесса лопастных турбомашин. Основным результатом полученный С.С. Рудневым - осуществление рабочего процесса вихревой гидромашин не может происходить без гидравлических потерь энергии в ее проточной части. Это положение доказано путем использования фундаментальных законов сохранения момента количества движения и

энергии. Как следствие, вывод - в вихревой гидромашине теоретически (предельно) достижимый коэффициент полезного действия (КПД) меньше единицы, тогда как в лопастной турбомашине он равен единице. Это первый, общий для всей группы вихревых гидромашин, вывод, появление которого можно считать началом создания самостоятельной общей теории рабочего процесса гидромашин вихревого принципа действия. Он же свидетельствует, что существующая теория решеток не учитывает особенности рабочего процесса вихревых гидромашин (ВГМ) и остается только теорией решеток лопастных турбомашин (ЛГМ).

Сложность рабочего процесса ВГМ по настоящее время не давала возможности сформировать общие подходы к его физическому и математическому описанию. Вместе с тем практика создания и использования ВГМ постоянно расширяется и развитие общей теории их рабочего процесса становится все более актуальной задачей. Обращаясь к существующей практике использования ВГМ можно констатировать, что к этой группе, сегодня относятся: гидромуфты и гидродинамические тормоза [5], вихревые насосы и турбины [5, 6], черпаковые [7] и лабиринтно-винтовые [8] насосы, струйные [9] и свободновихревые [10] насосы. Указанные машины принципиально разные по своему конструктивному исполнению и назначению. Возникает вопрос - справедлив ли по отношению ко всем им вывод С.С. Руднева [5] (он в оригинале сделан только применительно к вихревым насосам и далее, по мнению автора, может быть распространен на гидромуфты и гидротормоза) и какие другие общие их особенности заставляют говорить о единстве этой (список конкретных машин, очевидно, может быть продолжен) группы машин. Частично ответом на данный вопрос может служить материал, изложенный ниже.

Обращает на себя внимание особенность, характерная для выделенной группы машин. Назовем ее - наличие обобщенной характеристики - и поясним это на конкретных примерах. Обобщенная характеристика, в нашей трактовке здесь, - эмпирически выявленная связь режимных и геометрических параметров конкретной ВГМ, служащая на практике основой для ее методики проектирования.

Первым примером такой характеристики может быть кривая Опрехта [11] применительно к гидромуфтам без внутреннего тора - обобщенная эмпирическая зависимость условного коэффициента трения  $\xi$  - в функции параметра  $\frac{z}{2\pi} \varphi$ , где  $z$  - число лопастей в насосном колесе и  $\varphi$  - безразмерная меридианная скорость в круге циркуляции гидромуфты [12]. В данном случае мы акцентируем внимание только на наличие таких зависимостей и, поэтому, пояснение способа определения упоминаемых параметров, как и обсуждение методик проектирования, базирующихся на рассматриваемых зависимостях,

выходят за рамки настоящей работы.

С учетом сказанного обратимся далее к струйным насосам [9]. На рис. 1 представлена заимствованная из [13], обобщенная характеристика указанных насосов. Отдельно обратим внимание на линии постоянных КПД (рис. 1) - существует сочетание параметров, при котором рассматриваемая машина имеет максимальный КПД.

Не перебирая все примеры данной особенности ВГМ, в заключение остановимся на обобщенной характеристике свободновихревого насоса типа "TURO" [14]. На рис. 2 показана конструктивная схема проточной части указанного насоса и его обобщенная характеристика.

Подробный анализ существующих данных по свободновихревым насосам типа "TURO" показал [15], что в их основе лежит одна единственная модельная проточная часть и все существующие модификации проточных частей этого вида насосов получены путем внесения в указанную модельную проточную часть немодельных изменений [16]. Мы полагаем, что это характерная особенность и других ВГМ (указанная выше особенность относительно линий постоянного КПД (рис.1) на обобщенной характеристике струйных насосов и сказанное в [15] относительно гидромуфт). Более того, нам представляется, что эта особенность отражает одну из основных (возможно основную) черт, объединяющих рассматриваемые ВГМ в одну группу, - использование при создании лопастных систем их проточных частей вихревой гидродинамической решетки. Последнее понятие отсутствует в существующей теории решеток и на его пояснении остановимся ниже.

Разрежем проточную часть свободновихревого насоса типа "TURO" (рис.2, а) цилиндрической поверхностью и развернем ее на плоскость. Принципиально не важно, на примере какой машины иллюстрировать данное положение, - свободновихревого (СВН) или чисто вихревого насоса. Радиус указанной цилиндрической поверхности выбираем равным радиусу расположения центра продольного вихря, определяемого согласно [16, 17] по зависимости  $r_v = (D_2 + d_0)/4$  (рис. 2 а). Снова же, сделанный выбор радиуса секущей цилиндрической поверхности не является ограничением для изложенного ниже и обусловлен только тем, что на это радиусе рассматриваемый физический процесс происходит в наиболее "чистом" виде. В результате выполненного сечения и развертки мы получаем изображение, представленное на рис.3 и названное нами вихревой гидродинамической решеткой.

Рассмотрим насосный режим ( $V < U$ ) работы гидродинамической вихревой решетки. КПД рабочего процесса такой решетки равен

$$\eta_{рп} = \frac{V}{U}.$$

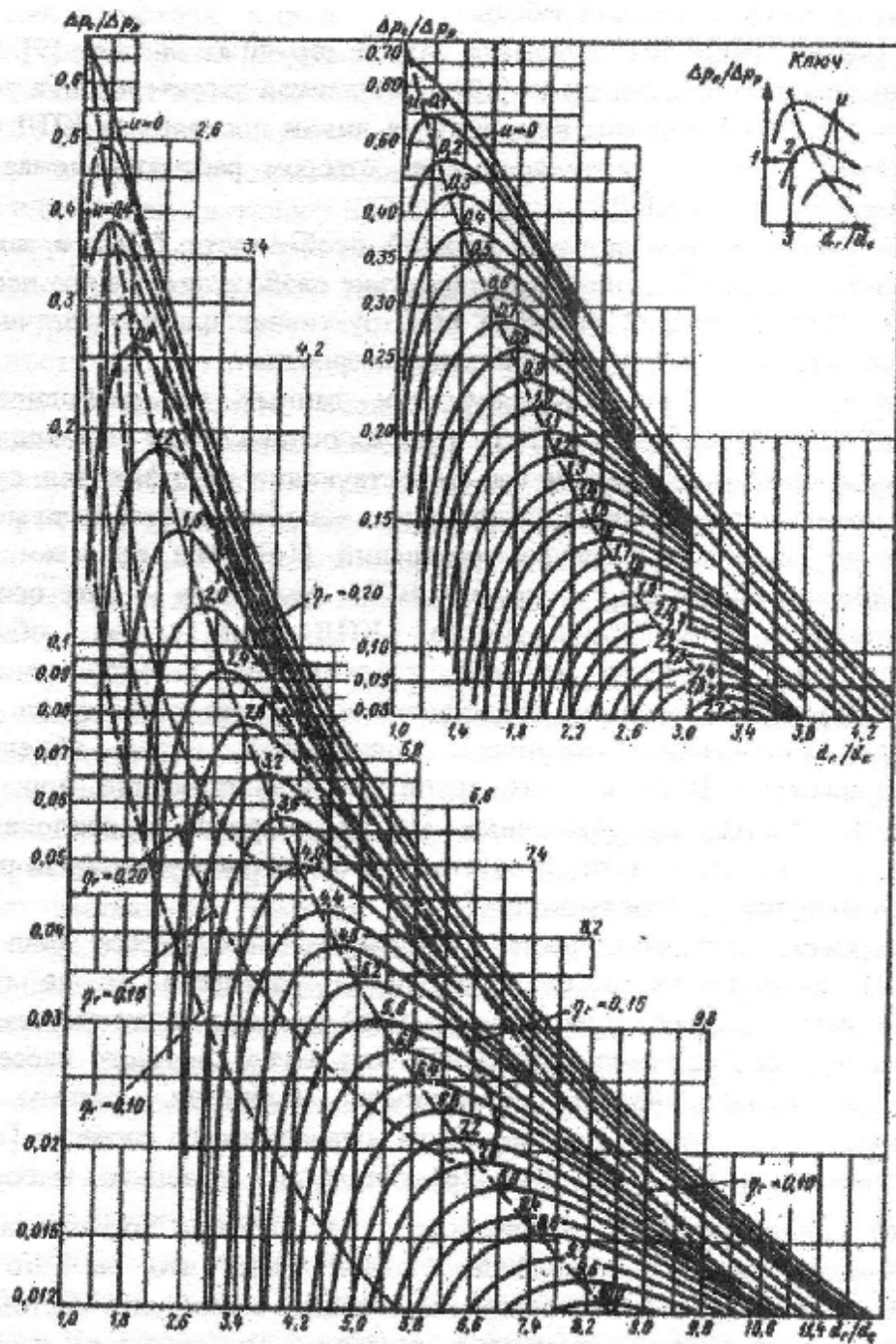
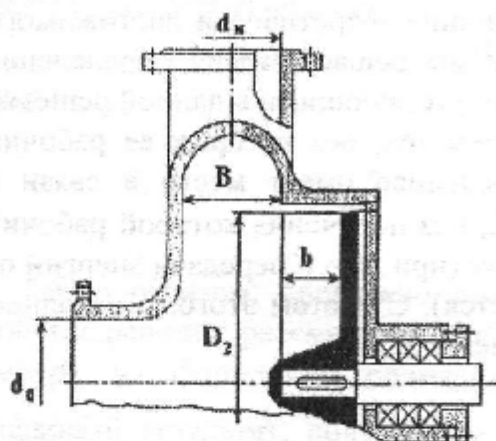
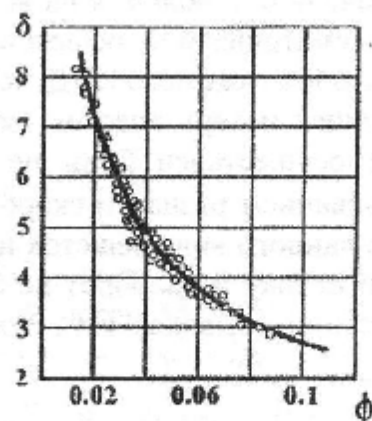


Рис. 1 Обобщенные нормальные гидравлические характеристики гидроструйных насосов с центральным соплом, рассчитанные по методике Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [13].



а)



б)

Рис. 2 Конструктивная схема (а) и обобщенная характеристика (б) свободновихревого насоса типа "TURO"

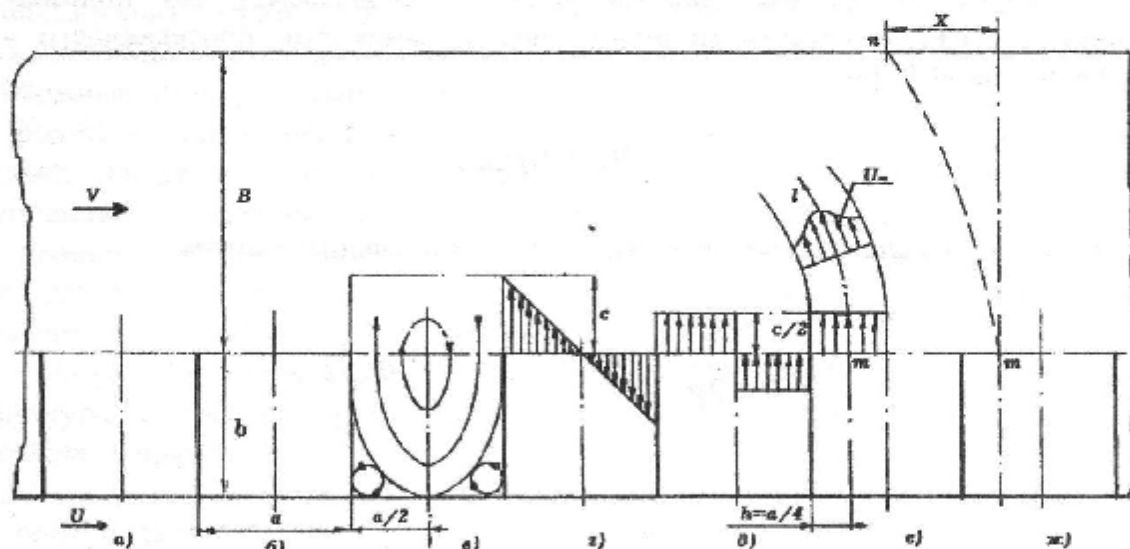


Рис. 3 Вихревая гидродинамическая решетка: а) - основные кинематические параметры ( $U$ ,  $V$ ); б) - основные геометрические параметры ( $a$ ,  $b$ ,  $B$ ); в) - предполагаемая вихревая структура обтекания прямоугольного канала решетки; г) - схематизация (I этап) структуры течения в канале решетки; д) - схематизация (II этап) структуры течения в решетке; е) - схема плоской струи в поперечном потоке; ж) - ось ( $m-n$ ) поперечной струи в плоском потоке.

Сначала остановимся на вопросе о величине теоретически достижимого КПД рассматриваемой решетки. Поскольку мы решаем задачу определения предельно достижимого КПД, то полагаем отсутствующими в данной решетке любые виды потерь энергии, за исключением тех, без которых ее рабочий процесс осуществлен быть не может. Последнее имеет место в связи с существованием разности скоростей ( $V < U$ ), без получения которой рабочий процесс данного вида решеток не происходит (при  $U = V$  передача энергии от решетки потоку и наоборот не осуществляется). С учетом этого, и в полном соответствии с выводом С.С. Руднева [5], имеем

$$\Delta h = \frac{U^2 - V^2}{2g} = \frac{\Delta P}{\rho g} = H,$$

где  $H$  - напор создаваемый решеткой. Очевидно, что при условии отсутствия каких-либо видов непроизводительных потерь энергии, максимальная величина  $\eta_{pm}$  будет достигнута при достижении максимума величины полезной мощности, которую будет создавать решетка. Для рассматриваемого случая, насосного режима работы решетки, создаваемая ею полезная мощность - гидравлическая мощность потока жидкости, протекающего в канале шириной  $B$  (рис.3)

$$N_r = H \rho g q,$$

где  $q = VB$  - удельная подача решетки. С учетом последнего имеем

$$N_r = \frac{U^2 - V^2}{2g} \rho g VB = \frac{1}{2} U^3 (1 - \eta_{pm}^2) \eta_{pm} \rho B,$$

или

$$\eta_{pm} (1 - \eta_{pm}^2) = \frac{2N_r}{\rho U^3 B}.$$

В соответствии с теорией подобия в последнем равенстве

$$\frac{2N_r}{\rho U^3 B} = const$$

для гидродинамически подобных между собой решеток. Соответственно,

определяя экстремум функции

$$\eta_{pn}(1 - \eta_{pn}^2) = const,$$

имеем

$$(\eta_{pn}(1 - \eta_{pn}^2))' = 0, \text{ или } \eta_{pn_{max}} = 0.58.$$

Таким образом, предельно достижимый КПД всех гидродинамически подобных решеток рассматриваемого типа (рис. 3) равен 58 %. Укажем, что несмотря на формально одинаковый подход к определению  $\eta_{pn_{max}}$  и одинаковый результат, полученный здесь и в [18], в данном случае вывод является строгим и не содержит допущений, которые были неизбежны применительно к проточной части насоса в целом [18]. Отметим также, что полученный результат в одинаковой мере справедлив как для насосного, так и для турбинного режима работы данной решетки ( $V > U$  и  $\eta_{pn} = \frac{U}{V}$ ).

Далее остановимся на физической модели рабочего процесса исследуемой решетки. Нам представляется плодотворной идея [19] использования теории турбулентных струй и следов [20, 21] применительно к рассматриваемому вопросу. На рис.3 (в), г), д), е) и ж)) представлен возможный путь реализации этого подхода к рабочему процессу вихревой гидродинамической решетки. Снова же укажем, что попытка перенести подход на рабочий процесс насоса в целом [19] требовала большого количества допущений. В применении же к абстрагированной решетке большинство ограничений (допущений) отпадают, и приведение ниже рассуждения являются достаточно строгими в математическом смысле этого понятия.

На рис. 3 в) представлена предполагаемая (схематизированная) вихревая структура обтекания прямоугольного канала рассматриваемой решетки. Сначала о прямоугольности канала, течение в котором обсуждается. Форма канала - результат решения обратной оптимизационной (по КПД) задачи, которая в данном случае не является предметом исследования. Здесь мы полагаемся на выводы работы [22], с одной стороны. С другой стороны будем полагать, что представленная структура на рис.3 в) является одним из возможных частных случаев, на примере которого рассматривается изложенное ниже.

Следующим этапом схематизации изучаемого течения является форма течения, эпюра скорости которого показана на рис.3 д). Точность, с которой допустима данная схематизация течения, может и должна быть предметом отдельного обсуждения. Мы же здесь полагаем, что возможен и следующий этап схематизации рассматриваемого течения - замена формы течения



согласно рис. 3 д) на форму течения согласно рис. 3 е). Безусловно, рассматриваемый путь схематизации течения вносит свои погрешности, однако, с одной стороны, он более определен, чем в [19], и, с другой стороны, более прозрачен для последующего его усовершенствования. В целом же картина течения (рис. 3 е)) приводит нас к стандартным задачам, уже решенными в теории струй и следов [20, 21, 23].

Не задаваясь целью учесть все возможности, открывающиеся с использованием изложенного выше подхода к схематизации и, соответственно, использованием всех парабол существующей теории струй и следов, остановимся ниже только на некоторых из них, представляющихся нам особо значимыми для дальнейшего изучения рассматриваемого вида решеток. Прежде всего, отметим, что мы, в результате выполненной схематизации, пришли (рис. 3е)), к классической задаче теории турбулентных струй - плоская струя в поперечном потоке (струйная завеса) [23]. Это позволяет воспользоваться нам, в частности, уже известным решением определения оси турбулентной струи, являющейся геометрическим местом точек, в которых осредненный модуль скорости струи принимает максимальное значение (линия  $m-n$  на рис. 3 ж)).

Геометрия данной линии описывается эмпирической зависимостью [23]

$$y = 18x^{0.4}/m^{0.8},$$

где  $B \leq y \leq 0$ ;  $x$ - координата, показанная на рис. 3 ж);  $m$  - относительная скорость, определяемая для нашего случая по зависимости (рис.3)

$$m = \frac{2(U-V)}{C} = 2(1-\eta_m)\frac{U}{C} = 0.84\frac{U}{C}.$$

В последнем выражении осуществлена подстановка  $\eta_m = 0.58$ . Можно говорить, что неопределенность в нахождении кривой  $m-n$  (рис. 3 ж) остается из-за неопределенности величины скорости  $C$  (рис. 3 г)). Способ определения величины  $C$  требует отдельного обсуждения, но нам представляется изложенной подход к рассматриваемому вопросу (определению геометрии линии  $m-n$ ), более прозрачным и точным, чем первоначально использовавшийся [19].

В этом месте, с нашей точки зрения, мы подошли к основной особенности рабочего процесса ВГМ, в целом, и гидродинамической вихревой решетки, в частности. Снова же согласимся с авторами [19], которые выделили это результат из работы [21] и который воспроизводится нами на рис. 4 без изменений из работы [19].

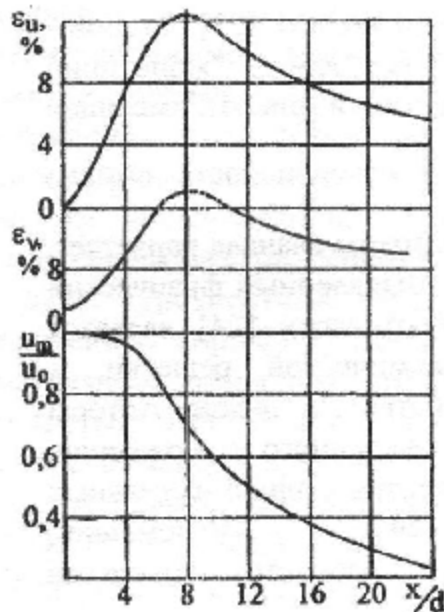


Рис. 4 Изменение средней скорости ( $U_m/U_0$ ), продольных ( $E_l$ ) и радиальных ( $E_r$ ) пульсаций скорости по длине ( $x/d$ ) струи.

Дадим пояснения обозначениям на рис. 4 и некоторое толкование высказанного нами выше относительно сути рабочего процесса вихревой гидродинамической решетки, в связи с изображенным на рис.4. Прежде всего, по горизонтальной оси отложена безразмерная величина ( $x/d$ ), которая в наших

обозначениях (рис. 3) означает:  $x = l, d = a/4$ . Далее:  $U_0 = C/2$ ,  $U_m$  - скорость струи по линии  $m-n$  (рис. 3 е) и ж)). Соответственно, продольные (вдоль линии ( $m-n$ ) -  $U_r$ ) и радиальные (поперечные линии ( $m-n$ ) -  $U_c$ ) пульсации скорости равны:

$$E_l = \frac{(\langle U_c'^2 \rangle)^{1/2}}{U_0}, \quad E_r = \frac{(\langle U_r'^2 \rangle)^{1/2}}{U_0}.$$

В обозначениях [23]:  $\langle U_i \rangle = 1/T \int_0^T (U_i + \tau) dt$  - среднее значение скорости при условии  $T_1 < T < T_2$ , где:  $T_1$  - временной масштаб турбулентности,  $T_2$  - период медленных изменений течения, не относящийся к турбулентности.

Соответственно,  $U_i - \langle U_i \rangle = U_i(\tau)$  - пульсации скорости,  $(\langle U_i'^2 \rangle)^{1/2}$  - среднеквадратичные значения пульсаций скорости и, наконец, кинетическая энергия турбулентности (в наших (рис.3) обозначениях)

$$k = \frac{1}{2} (\langle U_c'^2 \rangle + \langle U_r'^2 \rangle). \quad \text{Отношение } \frac{(\langle U'^2 \rangle)^{1/2}}{U_0}, \quad \text{или } \frac{(k^{1/2})}{U_0} -$$

характеристика интенсивности турбулентного движения - степень турбулентности.

Примечательными являются несколько моментов. Первый - обмен

энергией между турбулентной струей и окружающей средой происходит в рамках механизма турбулентных пульсаций - данное явление может быть смоделировано на базе модели идеальной (невязкой) жидкости [23]. Второй - указанный обмен энергиями происходит не на основе монотонно изменяющейся характеристики, а на основе характеристики (рис. 4), имеющей экстремум (максимум  $E_u$  и  $E_v$  при  $\frac{x}{d} \cong 8$ ) - интенсивность обмена

энергиями между турбулентной струей и спутным потоком сначала нарастает, достигает максимума и далее плавно уменьшается. Выявленный физический эффект экспериментально [20] и доказанный теоретически [24] является основой рабочего процесса вихревой гидродинамической решетки, в частности, и гидромашин вихревого принципа действия, в целом. Авторы настоящей работы готовы к дискуссии по поводу наведенного утверждения, но на данный момент считают, что указанное и относится к одной из главных особенностей гидромашин вихревого принципа действия - гидромашин, использующих для осуществления своего рабочего процесса гидродинамическую вихревую решетку.

Мы уже указывали, что решение обратной задачи (определение по тому или иному критерию оптимизации геометрии вихревой гидродинамической решетки (реально это определение отношений  $b/a$  и  $B/b$  при известном одном из указанных параметров  $a$ ,  $b$  или  $B$ ) - рис. 3), выходит за рамки настоящей работы. Вместе с тем некоторые замечания по этому поводу мы полагаем полезным сделать. Во-первых, обращает на себя внимание график изменения давления вдоль оси струи, полученный при решении задачи о струйной завесе и воспроизводимый нами из [23] на рис. 5, при этом обозначения соответствуют рис. 3 е)

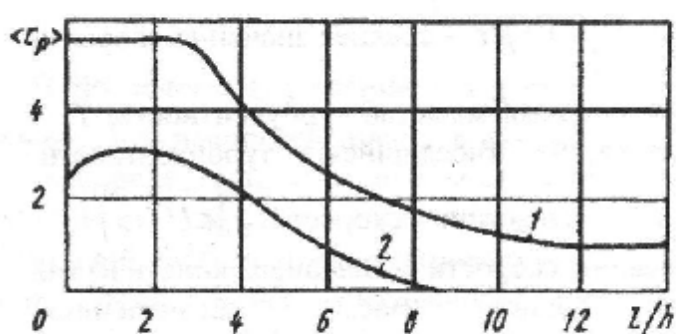


Рис. 5 Изменение полного (1) и статического (2) давлений вдоль оси струи

Примечательным является совпадение мест равенства нулю статического давления ( $\frac{l}{h} \cong 8$ ) и максимума турбулентных пульсаций (рис. 4,  $\frac{x}{d} \cong 8$ ) в

рассматриваемом потоке. Поскольку применительно к гидромашинам величина статического давления в потоке связана, в частности, с кавитационными явлениями, а также со способностью перекачивать газожидкостные смеси [25, 26], то данный результат должен быть принят во внимание при более подробном исследовании рабочего процесса рассматриваемого вида решеток, в частности, и гидромашин, базирующихся на их использовании, в целом. Во-вторых, абстрагирование вихревой гидродинамической решетки и открывающаяся возможность использования теории турбулентных струй и следов позволяет вернуться и уточнить выбранное априори условие для ее проектирования [19] - расположение максимума зоны турбулентных пульсаций в струе (рис. 4) на оси  $B/2$  (рис. 3). В-третьих, изложенное открывает возможность для расчетного исследования представляющих практический интерес случаев: в рассматриваемой решетке  $B \rightarrow 0$  - случай центробежных насосов с полуоткрытыми рабочими колесами [27]; в рассматриваемой решетке  $B \rightarrow 0$  и, при этом, решетка стоит, а образующая ее стенка (рис. 3) движется со скоростью  $V$  - случай центробежных насосов со специальной геометрией передней пазухи закрытого рабочего колеса [28]. Замечательно, что, снова же, здесь можно воспользоваться результатами решения классической задачи [23] - натекание турбулентной струи на экран. В целом, осмысление фундаментальных результатов, достигнутых создателями теории струй и следов, в плоскости их приложения к теории рабочего процесса ВГМ, может открыть существенные дополнительные перспективы совершенствования последних.

Возвращаясь к обсуждению особенностей рабочего процесса вихревых гидромашин в целом, остановимся на заочном споре авторов работ [6, 29] о роли, так называемых, поперечных вихрей в указанном рабочем процессе. В нашей трактовке сейчас это спор в неявном виде о роли, выделенной нами вихревой гидродинамической решетки. О.В. Байбаков качественно достаточно точно описал рабочий процесс вихревого насоса [6] - без расшифровки существа он отдает предпочтение в происходящем рабочем процессе передаче энергии за счет турбулентного обмена энергиями частиц жидкости. Вместе с тем он разделяет процесс передачи энергии за счет турбулентного обмена и за счет работы поперечных вихрей, считая, что роль последних их первооткрывателем Г.Т. Березюком [29] сильно преувеличена. С нашей точки зрения сегодня можно внести определенную ясность в предмет данного спора и, как это чаще всего бывает, сказать, что оба автора по-своему одновременно и правы и не правы. Согласно [23, рис. 2.7] кольцевые вихри Г.Т. Березюка представляют собой таковые весьма условно - это сложные когерентные вихревые структуры отличающиеся нестационарным характером. С другой стороны, именно они являются первопричиной появления продольного вихря в проточной части ВГМ, а не наоборот, как считает О.В. Байбаков [6]. Любопытно, что автор [6] до полемики о роли поперечных вихрей раньше в

этой же работе сам достаточно точно объясняет физическую картину сказанного выше [6, с.11] - "... вихревой насос способен сообщить энергию протекающей через него жидкости только при достаточно малых подачах, при которых средняя окружная составляющая скорости жидкости в канале меньше окружной скорости рабочего колеса. При этом центробежные силы, действующие на частички жидкости в канале, меньше, чем в колесе. Из-за разности центробежных сил возникают кольцевые токи (продольный вихрь)...". Сказанное выше ни в коей мере не является попыткой принизить заслуги авторов [6, 29], а есть только констатацией факта - научные знания развиваются и это открывает возможность, в том числе, более осмысленно взглянуть на сущность рабочего процесса гидромашин вихревого принципа действия.

Еще один аспект, на который здесь хотелось бы обратить внимание. Речь снова о предельно достижимом КПД гидромашин вихревого принципа действия. Полученный выше результат ( $\eta_{pm}=58\%$ ) касается только собственно рабочего процесса вихревой гидродинамической решетки. Роль последней в разных ВГМ разная. Пользуясь терминологией автора [6] будем говорить о наличии в ВГМ как вихревого рабочего процесса ( $\eta_{pm}=58\%$ ), так и лопастного рабочего процесса ( $\eta_{pm}=100\%$ ). В зависимости от того, какой удельный вес того или иного вида рабочего процесса имеет место в конкретной ВГМ, теоретически достижимый КПД последней будет колебаться в пределах  $0.58 \leq \eta_{pm} \leq 1.0$ . В этом плане рассмотренную выше группу ВГМ составляют разные машины - от струйных насосов, в которых имеет место только вихревой рабочий процесс, до комбинации вихревого и лопастного рабочих процесса в СВН типа "TURO" [17] и других ВГМ. Подробный анализ рассматриваемого вопроса выходит за рамки данной работы. Вместе с тем выскажем еще одно положение, представляющееся нам, в настоящее время, правильным - если в результате осуществления рабочего процесса гидромашин удастся хотя бы частично полезно использовать энергию вихревого движения жидкости (хотя бы в какой-то степени используется вихревая гидродинамическая решетка), то такую гидромашину следует относить к группе вихревых гидромашин.

Нам представляется, что выделение в качестве отдельного вида вихревой гидродинамической решетки, как абстрагированной общей основы группы ВГМ, с одной стороны, является дополнением к существующей гидродинамической теории решеток. С другой стороны, это дополнительная возможность говорить о существовании общей теории рабочего процесса группы ВГМ, в целом, и ставить цель наполнения указанной теории решением отдельных конкретных задач, в частности. Не претендуя на определения и формулировки полного круга указанных задач, остановимся только на

определения и формулировки полного круга указанных задач, остановимся только на некоторых из них. На этом пути возможным является рассмотрение и решение, в частности, задач: использование модели идеальной жидкости для расчетного исследования структуры течения в проточных частях ВГМ [23]; использование результатов решения первой задачи, как инструмента, для качественного решения обратной задачи теории решеток - определения оптимальной по КПД (другим критериям оптимизации) геометрии вихревой гидродинамической решетки; нахождение физического толкования экспериментально установленному факту - вихревые гидромашинны в целом, безотносительно к конкретным конструктивным схемам и параметрам, существенно лучше (в несколько раз [30] или даже на порядок [6, 8]) работают на газожидкостных смесях (имеется ввиду отсутствие явления срыва параметров), чем лопастные гидромашинны. Относительно последней задачи - помня об общности струйных насосов и других ВГМ по рабочему процессу и одновременно зная, что струйные насосы (эжекторы, инжекторы) способны устойчиво работать на любых текучих средах (вода, воздух, пар и их смеси [31]), можно полагать, что турбомашинны вихревого принципа действия по своей сути являются тем видом машин, в которых особенности, разделяющие турбомашинны на самостоятельные виды (гидро- и пневмодинамические машинны), максимально нивелируются. Применительно к данной совокупности родственных по рабочему процессу машин, очевидно, можно было бы говорить об общей теории рабочего процесса вихревых турбомашин. Подтверждением последнему, снова же, является существование обобщенных характеристик вихревых компрессоров с единственным сочетанием параметров, при котором достигается максимальный КПД [32].

Авторы настоящей работы отдают себе отчет, что изложенное содержит в себе не только и не столько ответы, как ставит многие вопросы. Например, не ясно в какой мере описанный механизм рабочего процесса ВГМ распространяется на лабиринтно-винтовые насосы. Хотя очевидно, что их предельно достижимый КПД (коэффициент увлечения жидкости согласно [8]), как и у других ВГМ, принципиально не может быть равен единице. Не ясно также, насколько близки к группе описанных ВГМ дисковые насосы [33]. Мы полагаем, что ответы на эти и другие подобные вопросы могут быть найдены совместными усилиями специалистов, и надеемся, что представленный материал станет поводом для плодотворной дискуссии по данному вопросу.

Список литературы: 1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. - М.: Физматгиз, 1962. - 512 с. 2. Викторов Г.В. Гидродинамическая теория решеток. - М.: "Высшая школа", 1962. - 368 с. 3. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток // Уч. пособие - М.: МВТУ, 1976. - 78 с. 4. Эттингер И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. - Л.: Машиностроение, 1978. - 279 с. 5. Руднев С.С. Основы рабочего процесса вихревых насосов // Гидромашинностроение - М.:

Энергия, 1972. – Вып.43. – С. 3-9. 6. *Байбаков О.В.* Вихревые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с. 7. *Спасский К.И., Шаурман В.В.* Новые насосы для малых подач и высоких паров. – М.: Машиностроения, 1972. – 160 с. 8. *Голубев А.И.* Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред // 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 112 с. 9. *Соколов Е.Я., Зингер Н.М.* Струйные аппараты. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 208 с. 10. *Ковалев И.А., Герман В.Ф.* Свободновихревые насосы // Уч. пособие. – К.: УМК ВО, 1990. – 60 с. 11. *Гавриленко Б.А., Минин В.А.* Гидродинамические муфты. – М.: Оборонгиз, 1959. 12. *Александровский Д.Я.* Гидродинамические передачи. – М.: Машгиз, 1963. – 272 с. 13. *Лямаев Б.Ф.* Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 256 с. 14. *Соляник В.А.* Методика расчета проточной части свободновихревых насосов типа "Туго" на основе обобщенных критериев связи режимных и геометрических параметров / *Вісник СумДУ, №2(10)* – Сумы: "Різонцентр" Сум.У., 1998. – С. 146-149. 15. *Евтушенко А.А.* О гидродинамическом подобии свободновихревых насосов типа "Туго" / *Сб. научн. тр. – Алчевск.: ДІМІ, вып. 11, 2000.* – С. 110-117. 16. *Сапожников С.В., Соляник В.А., Яхненко С.М.* Влияние немодельных изменений геометрии проточной части свободновихревого насоса типа "Туго" на его коэффициент полезного действия // *Вісник НГУУ "КПІ": Машиностроение, вып. 38, т.1.* – К.: 2000. С. 279-284. 17. *Евтушенко А.А., Соляник В.А.* Гидродинамические аспекты определения диаметра входного патрубка свободновихревого насоса типа Туго" // *Вісник НГУУ "КПІ": Машиностроение, вып. 35.* – К.: 1999. С. 275-281. 18. *Евтушенко А.А., Соляник В.А.* Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "Туго" // *Вісник НГУУ "КПІ": Машиностроение, вып. 34.* – К.: 1999. С. 346-355. 19. *Евтушенко А.А., Нена В.Г., Соляник В.А.* Теория турбулентных струй в применении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа "Туго" // *Вісник НГУУ "КПІ": Машиностроение, вып. 36, т.1* – К.: 1999. С. 241-248. 20. *Гиневский А.С.* Теория турбулентных струй и следов. – М.: Машиностроение, 1969. – 400 с. 21. *Гиневский А.С., Власов У.В., Колесников А.В.* Аэроакустические взаимодействия. М.: Машиностроение, 1978. – 177 с. 22. *Евтушенко А.А., Нена В.Г., Соляник В.А.* Структура течения в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа "Туго" // *Вісник НГУУ "КПІ": Машиностроение, вып. 35.* – К.: 1999. С. 295-301. 23. *Белоцерковский С.М., Гиневский А.С.* Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей. – М.: Физматгиз, 1995. – 368 с. 24. *Дейч М.Е.* Техническая газодинамика // 3-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1974. – 592 с. 25. *Котенко А.И., Сапожников С.В.* Сопоставление процесса кавитации с режимами течения газожидкостных смесей в свободновихревом насосе // *Тр. 8-й Межд. научн.-техн. конф. "Насосы-96", т.1* – Сумы: НПП "Мрія" ЛТД, 1996. – С. 347-353. 26. *Сапожников С.В.* Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами // *Праці ІІ Укр. научн.-техн. конф. "Гідромеханіка в інженерній практиці"* – Черкаси, ЧПІ, 1998. – С. 81-86. 27. *Евтушенко А.А., Ржебаева Н.К., Шендрик В.В.* Физическая модель образования вихревых потерь в насосах с полукрытыми рабочими колесами // *Сб. научн. тр. Межд. научн.-техн. конф. "Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования"* / НАН Украины и др.: Ред. кол. Ю.М. Магзний и др. – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, 2000. – С. 433-440. 28. *Нена В.Г., Руденко А.А.* Гидродинамические особенности течения в вихрях центробежного рабочего колеса плавающего типа и его математическое моделирование // *Сб. науч. тр. КПТУ: Техника в сельско-хозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Вып. 7.* – Кировоград: КПТУ, 2000. – С. 58-63. 29. *Березюк Г.Т.* Самовсасывающие вращательные насосы – Харьков: Укрмашгиз, 1939. – 136 с. 30. *Сапожников С.В.* Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса // *Гидравлические машины и гидротурбоагрегаты: теория, расчет, конструирование* / *Сб. научн. тр.* – К.: ИСИО, 1994. – С. 89-95. 31. *Успенский В.А., Кузнецов Ю.М.* Струйные вакуумные насосы. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с. 32. *Вириубский И.М., Рекстип Ф.С., Шквор А.Я.* Вихревые компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 271 с. 33. *Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присяжков В.Ф.* Дижковые насосы. – М.: Машиностроение, 1986. – 112 с.

Поступила в редколлегию 09.04.02.

## СОДЕРЖАНИЕ

<i>Бобро Ю.А., Голощанов В.Н., Касилов В.И., Козлоков Ю.А., Лебедев А.Г., Шубенко А.Л.</i> Методика регулирования подвесок газошлотного котла ТЭЧ и ТЭС .....	3
<i>Веремеенко И.С., Гладышев С.В.</i> Разработка уточненной методики расчета прямой осесимметричной задачи.....	10
<i>Бранспиз Ю.А., Аль-Зурейкат А.</i> Моделирование процесса извлечения ферромагнитных тел при магнитной сепарации электромагнитными шкивами.....	15
<i>Бранспиз Ю.А., Коротун А.А., Жуков А.Г.</i> Моделирование регулирования скорости вращения двигателя постоянного тока изменением магнитного потока .....	23
<i>Бранспиз Ю.А., Пшеничный А.Н.</i> К определению потокосцепления магнитного потока с боковой поверхности якоря броневое электромагнита.....	29
<i>Быков Ю.А., Дедков В.Н.</i> Численное моделирование течения жидкости в рабочем колесе радиально-осевой обратимой гидромашинны .....	33
<i>Веремеенко И.С., Еселева Е.В., Зеленская О.Н., Кантор Б.Я., Медведовская Т.Ф., Стрельникова Е.А.</i> Свободные гидроупругие колебания крышек гидротурбин .....	41
<i>Гаркуша А.В., Юдин Ю.А., Лапузин А.В., Печенов П.С.</i> Особенности распределения параметров в спиральной камере тягодутьевой машины .....	53
<i>Веремеенко И.С., Кантор Б.Я., Науменко В.В., Ржевская И.Е., Стрельникова Е.А., Андрющенко С.А., Мусиенко О.И.</i> Расчет гидроупругих колебаний рабочих колес радиально-осевых гидротурбин.....	58
<i>Евтушенко А.А., Сапожников С.В.</i> Гидродинамическая вихревая решетка и ее использование в настраении .....	69
<i>Завьялов П.С., Кухтенков Ю.М., Подвойский Ю.А.</i> К вопросу математического моделирования низкочастотных пульсаций давления в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин .....	83
<i>Ильюшко А.В.</i> Температурное поле призмы и пирамиды .....	89
<i>Кантор Б.Я., Андрющенко С.А.</i> Анализ напряженно-деформированного состояния узла "спиральная камера - статор" гидротурбины .....	93
<i>Ефимов А.В., Излип Ю.С., Усык Ю.Н., Есипенко Т.А., Бобро Ю.А., Козлоков А.Ю.</i> Анализ работоспособности узла разгрузки впрысков энергетических котлов сверхкритических параметров на переходных режимах .....	100
<i>Кошельник В.М., Хавин Е.В., Хавина И.П.</i> Расчет коррозионной стойкости огнеупоров варочного бассейна стекловаренной печи .....	107



<i>Лурье З.Я., Гасюк А.И.</i> Динамика системы гидростатического подъема вала паровой турбины.....	113
<i>Лурье З.Я., Коваленко И.В.</i> Пути повышения энергетических характеристик пестеренных насосов внешнего зацепления при ремонтных работах .....	119
<i>Лурье З.Я., Татков И.В.</i> Влияние процесса парообразования на эффективность осушки рабочих жидкостей гидросистем .....	123
<i>Лурье З.Я., Чекмасова И.А.</i> Динамика дроссельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения .....	129
<i>Лурье З.Я., Булгаков В.А., Дмитерко В.Н., Спесивцева. В.А.</i> Определение силы сопротивления движению сервомотора направляющего аппарата гидротурбины с учетом гидроудара .....	136
<i>Лурье З.Я., Шевченко Н.Г.</i> Динамика следящей гидросистемы рулевого управления мобильными машинами (на примере автомобиля) ....	145
<i>Редько А.Ф., Касилов В.И., Каверцев В.Л., Тютюник Л.И., Иванова Л.А., Редько И.А., Хабленко И.Ю.</i> Экологические показатели котлов при сжигании низкосортных углей в кипящем слое .....	152
<i>Слитенко А.Ф., Гуринов А.А.</i> Анализ экономичности ступеней давления ЦВД паровой турбины К-325-23,5.....	157
<i>Субботович В.П., Юдин А.Ю.</i> Оптимизация ступени с длинными лопатками мощной паровой турбины.....	165
<i>Слабченко О.Н., Золотухин А.Д., Шерстов Е.В., Киселёва Н.М., Гринченко Н.Я.</i> Динамические характеристики приёмников давления типа трубка - присоединённый объём .....	170
<i>Тарасов А.И., Литвиненко О.А.</i> Применение пористых сред для выравнивания температурного поля элементов газовых турбин.....	175
<i>Фокин В.С., Павлова В.Г.</i> Математическая модель переноса тепла при пленочном течении жидкостной суспензии .....	181
<i>Чан Сан Лим, Республика Корея, Чангвон, Лапузин А.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А.</i> Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин .....	186
<i>Шульгин Ю.В., Маковец Р.Н.</i> Пути энергосбережения в технологии производства огнестушащих порошков.....	191