

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ИЗМЕНЕНИИ
РАДИАЛЬНООСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ЕЕ КАВИТАЦИЮ

И. В. Котенев, К. К. Шальнев

(Москва)

Согласно различным исследованиям [1] критические значения коэффициента кавитации σ_{cr} , полученные в результате испытания моделей турбин по методу характеристик ($\eta(\sigma)$, $N_1'(\sigma)$ или $n_1'(\sigma)$), не обеспечивают турбины от развития на их рабочих органах разных видов кавитаций. Исследования возникновения щелевой кавитации, кавитации неровностей поверхности стенок колесных камер и профильной лопастной кавитации в турбинах осевого типа показали также, что эти виды кавитаций возникают при значениях σ , значительно превосходящих рекомендуемые [2]. Отсюда возникает вопрос, как влияют конструктивные изменения рабочих органов и проточной части турбин на развитие в них кавитаций и на кавитационные характеристики. В статье сообщаются результаты таких опытов с радиальноосевой турбиной РО-82, выполненные в гидротурбинной лаборатории Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашиностроения (ВИГМ).

Обозначение величин

- | | |
|--|---|
| a — высота канала, мм; | p — гидромеханическое давление, кгсм ⁻² ; |
| a_r — высота неровности, мм; | p_v — давление паров воды, кгсм ⁻² ; |
| a_c — ширина щели между верхним кольцом направляющего аппарата и ободом рабочего колеса, мм; | p_x — давление на оси вихря, кгсм ⁻² ; |
| a_s — толщина сжатой струи, мм; | Q — расход через турбину, м ³ сек ⁻¹ ; |
| B_1 — высота направляющего аппарата, рабочего колеса, м; | Q_1' — то же, при $H = 1$ м и $D_1 = 1$ м, лсек ⁻¹ ; |
| b — строительная высота отсасывающей трубы; | q_0 — скоростной напор, м; |
| D — диаметры рабочего колеса, м; | $R = D/2$; |
| D_c — диаметр внутреннего обода рабочего колеса, м; | c — абсолютная скорость потока в рабочем колесе, мсек ⁻¹ ; |
| D_0 — диаметр окружности расположения осей разгрузочных отверстий во втулке колеса, м; | u — то же окружная мсек ⁻¹ ; |
| d — диаметр жгута втулочной кавитации; | w — то же относительная мсек ⁻¹ ; |
| f — площадь живого сечения, мм ² ; | v — скорость потока в отводном канале, мсек ⁻¹ ; |
| g — ускорение силы тяжести, мсек ⁻² ; | V — коэффициент скорости v (тоже C , U и W для c , u и w); |
| H — рабочий напор турбины, м; | z — отметки уровней, м; |
| H_b — атмосферное давление, м; | α_1 — коэффициент стеснения потока в щели неровностью; |
| H_s — высота отсасывания, м; | α_2 — коэффициент сжатия потока при истечении через отверстие; |
| H_v — давление паров воды, м; | γ — вес единицы объема воды, кгм ⁻³ ; |
| N — мощность турбины, л. с.; | η — коэффициент полезного действия турбины; |
| h — вакуум в камере нижнего бьефа, м; | κ — коэффициент кавитации конструктивного элемента; |
| h_s — высота отсасывания модели, м; | σ — коэффициент кавитации турбины; |
| n — число оборотов турбины, обмин ⁻¹ ; | ξ — коэффициент сопротивления; |
| n_1' — то же, при $H = 1$ м и $D = 1$ м, об.мин ⁻¹ ; | |

Индексы

- | | |
|--|---|
| a — при κ и σ — кавитация втулочная осевая; | h — к наименьшему диаметру втулки; |
| d — то же, диффузорная кавитация; | o — к разгрузочному отверстию; |
| r — то же, кавитация неровностей поверхности; | 1 и 2 — к входу и выходу из рабочего колеса; |
| c — к щели между верхним кольцом направляющего аппарата и внутренним ободом рабочего колеса; | ∞ — к бесконечности, к невозмущенному потоку; |
| e — к пространству между крыпкой и внутренним ободом колеса; | * — к возникновению кавитации; |
| | ° — кавитация подавлена; |
| | cr — критическое значение σ , соответствующее резкому падению η |

1. Методика исследований. Приведем краткие данные о кавитационном стенде, на котором производились испытания, описание опытов со снятием характеристик и импульсного фотографирования.

1°. *Кавитационный турбинный стенд.* Кавитационный турбинный стенд, на котором происходили испытания модификаций турбины РО-82, имеет конструкцию замкнутого типа со свободным горизонтом воды в вакуумной камере нижнего бьефа. Разные условия кавитации в модели турбины создаются регулированием давления воздуха в вакуумной камере (вакуума) и регулированием напора насоса, возбудителя циркуляции воды в стенде.

Регулирование вакуума осуществляется дросселем на трубопроводе от водяного вакуумного насоса, а напора насоса — задвижкой на напорном трубопроводе. Указанными методами напор H модели турбины может регулироваться от 2 до 25 м, расход Q_1 от 300 до 100 лсек⁻¹ и вакуум h_s от 0 до -9.7 м.

Спиральная камера модельной турбины и отсасывающая труба расположены снаружи и легко доступны для монтажа и наблюдений зон кавитации в верхней части отсасывающей трубы.

Для предотвращения попадания воздуха в колесо турбины, вследствие неплотности сальниковой набивки, применяется, кроме того, гидравлическое уплотнение в виде залива водой крышки турбины поверх уплотняющих колец сальника.

2°. *Варианты конструктивных изменений турбины.* В качестве опытной модели турбины испытывалось колесо РО-82 диаметром 258.6 мм и быстротходностью при нормальном режиме $n_s = 280$; оно представлено на фиг. 1, где указаны возможные очаги зарождения кавитации: (а) при входе в разгрузочное отверстие; (б) диффузорная кавитация; (в) за неровностью поверхности втулки. Рабочее колесо изготовлено из бронзы. Оно имеет 15 лопастей, направляющий аппарат имеет 24 лопатки. Для разгрузки осевого давления во втулке колеса сделано 8 отверстий диаметром $d_0 \approx 12$ мм (фиг. 1).

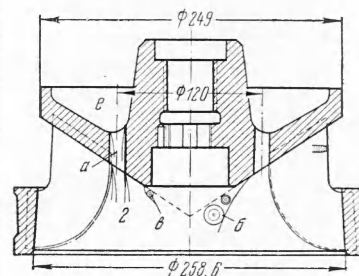
Колесо испытывалось в трех вариантах: 1) в первоначальном исполнении с закрытыми разгрузочными отверстиями; 2) после ошпковки входных и выходных кромок лопастей и зачистки их поверхностей, с открытыми разгрузочными отверстиями; 3) после тех же модификаций, что и в случае 2, но с закрытыми разгрузочными отверстиями.

Отсасывающие трубы испытывались двух вариантов (фиг. 2, где 1 — гидрокон; 2 — горизонтальная перегородка; 3 — вертикальный бычок). В одном варианте отсасывающая труба имела изогнутую форму с коленом 4Н и глубиной заложения подошвы, считая от внутренней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата, равной $b = 3.02 D_1$, где D_1 — диаметр рабочего колеса.

Основные размеры трубы, отнесенные к диаметру рабочего колеса, даны на схеме (фиг. 2, а).

Отсасывающая изогнутая труба испытывалась в двух модификациях: 1) без делительного бычка в диффузоре и 2) с делительным бычком.

В другом варианте отсасывающая труба была коноидального типа с внутренним заполнением в виде гидрокона (фиг. 2, б). Отличительная особенность данной конструкции трубы от подобного типа труб состоит в том, что гидрокон не доходит до подошвы трубы, а упирается в горизонтальную перегородку, делящую поток на горизонтальный участок трубы на две части: верхний и нижний каналы. Этим достигается более выгодное соотношение между высотой каналов и радиусом закругления границ потока, которое обеспечивает плавный переход потока из вертикального в го-



Фиг. 1

ризонгальное направление. Во избежание вращения потока в каналах на горизонтальном участке трубы и для увеличения ее прочности верхний и нижний каналы делятся вертикальным бычком на два одинаковой ширины отсека. Вертикальный бычок располагается в верхнем и в нижнем участках канала на протяжении от наиболее узкого сечения до выхода из трубы.

Гидрокон верхним своим концом подходит почти вплотную к конусной втулке колеса, острый кончик которой заменяется на этот раз тупым конусом диаметром $\frac{1}{5} D_1$.

Верхняя конусная часть обеих отсасывающих труб изготовлялась из прозрачного плексигласа.

В табл. 1 кратко перечислены основные различия испытанных вариантов турбины и даны их условные обозначения А, В, С, D, Е, используемые в дальнейшем изложении.

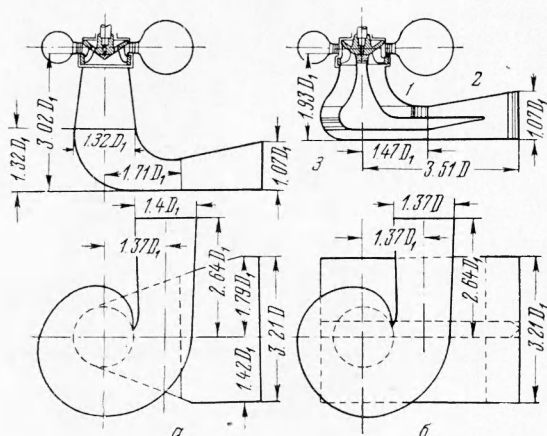
3°. Измерительные устройства и обработка опытных данных. Для измерения напора, под которым работает турбина, вакуума в камере нижнего бьефа и на стенках отсасывающих труб применялись ртутно-водяные манометры со стеклянными трубками.

Расход определялся по водомеру типа Вентури, установленном в напорном трубопроводе, подающем воду в спиральную камеру. Зависимость между расходом и показаниями манометра водомера была предварительно определена тарировкой объемным методом.

Формы зоны кавитации устанавливались путем непосредственных наблюдений и фотографировались искровым методом. В качестве осветительной аппаратуры использовался электростробоскоп ВИГМа, переключенный на схему импульсного освещения объекта лампой ИСС-250. Предварительные опыты с фотографированием при различной продолжительности вспышек лампы показали, что удовлетворительные результаты могут быть получены при следующих данных: фотоаппарат «Зоркий ЗС, объектив «Юпитер-8» светосилы 1 : 2, диафрагма 5 — 8, чувствительность пленки 60—90, продолжительность вспышки приблизительно равна $2 \cdot 10^{-6}$ сек.

В опытах с вариантами А, D и Е зона кавитации фотографировалась сбоку при освещении снизу, а также фотографировалась снизу при освещении сбоку.

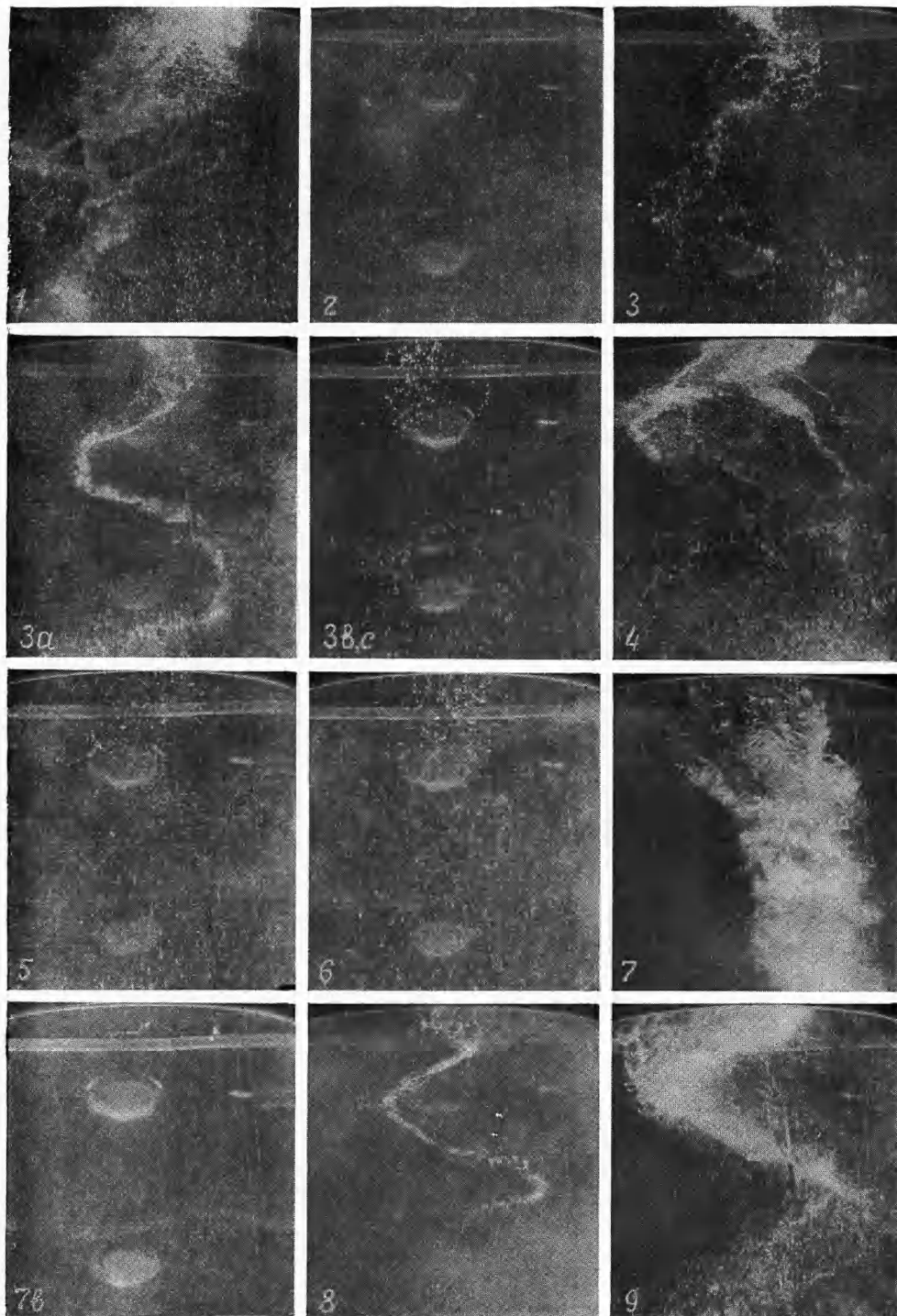
В опытах с вариантом В зона кавитации фотографировалась только сбоку, освещение тоже боковое.



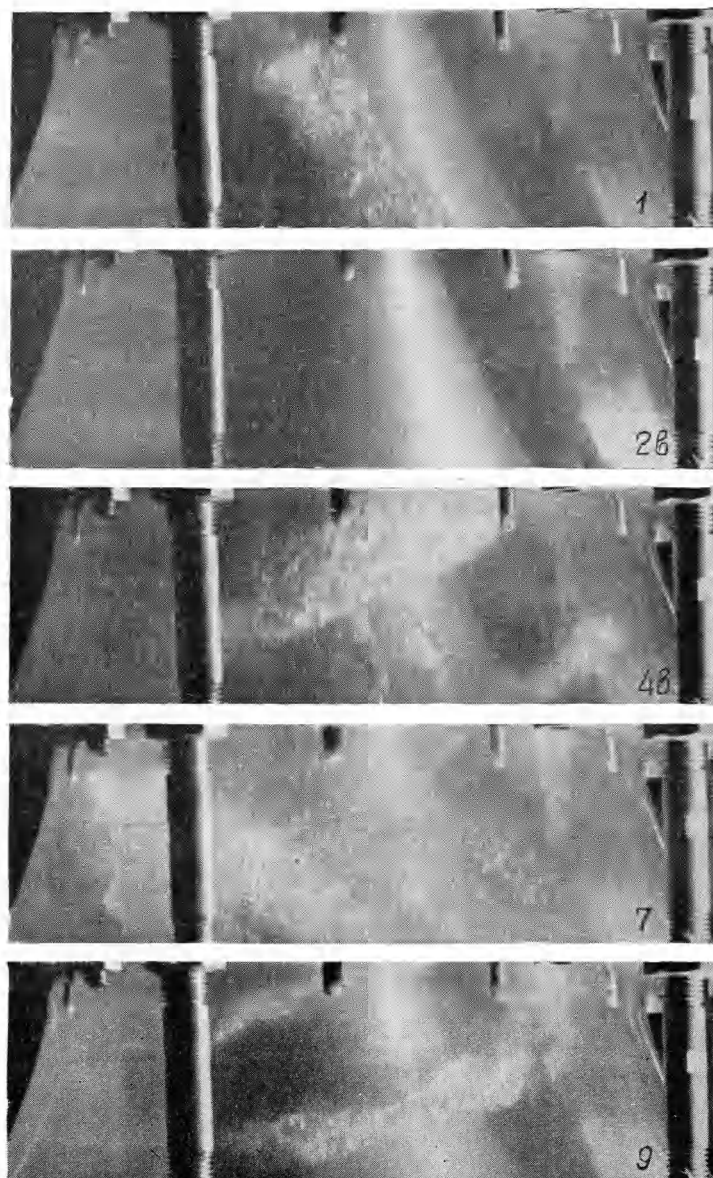
Фиг. 2

Таблица 1

Индекс	Рабочее колесо	Отсасывающая труба
А	Рабочее колесо до ремонта, разгрузочные отверстия закрыты	Изогнутая 4Н, $b=3.02D_1$
В	То же	Конусоидальная, $b=1.93D_1$
С	То же	Изогнутая 4Н, $b=3.02D_1$ с бычком
Д	Колесо после ремонта, разгрузочные отверстия открыты	То же
Е	Колесо после ремонта, разгрузочные отверстия закрыты	То же



Фиг. 3. Фотоснимки зоны кавитации в отсасывающей трубе турбины в исполнении варианта Е. Номера на фото без индексов соответствуют номерам точек на универсальной характеристике фиг. 8



Фиг. 4. Фотоснимки зоны кавитации в отсасывающей трубе турбины в исполнении варианта В. Номера на фото без индексов соответствуют номерам точек на универсальной характеристике фиг. 6

Основные величины, характеризующие работу турбины, приводились к напору $H = 1$ м и к диаметру рабочего колеса $D_1 = 1$ м по формулам

$$Q_1' = \frac{Q}{\sqrt{HD_1^2}}, \quad N_1' = \frac{H}{H \sqrt{HD_1^2}}, \quad n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}$$

Коэффициент полезного действия вычислялся по формуле

$$\eta = \frac{N 75}{QH\gamma}$$

Коэффициент кавитации турбины определялся по формуле

$$\sigma = \frac{H_b - H_s - H_v}{H} \quad (H_s = h + h_s)$$

Здесь H_b — атмосферное давление, H_v — давление паров воды при данной температуре, H_s — высота отсасывания, h — вакуум в камере нижнего бьефа, h_s — высота отсасывания модели со знаком минус, если уровень воды в камере выше (условной) средней плоскости направляющего аппарата.

Критическая величина σ_{cr} находилась по кавитационным характеристикам $\eta(\sigma)$, как то значение σ , которое соответствует резкому изменению зависимости $\eta(\sigma)$.

Таблица 2

№ точек на фиг. 5	σ	Внешний вид зоны кавитации, вариант А
1	0.098	Внецентренный жгут, широкий книзу (фиг. 3, Е1)
1а	0.054	Толстый спиральный жгут, $d=0.2D_1$, жгутики
2	0.107	Спиральный плотный жгут, $d=0.1D_1$, аналогичный (фиг. 3, Е2)
2а	0.070	Спиральный жгут, $d=0.2D_1$
3	0.100	Два тонких спиральных жгута, рассеивающиеся книзу
4	0.107	Два тонких спиральных жгута, $d=0.1D_1$
5	0.115	Завеса ниспадающих пузырьков
6а	0.117	$\sigma_{cr}=0.128$. Прямой разреженный жгут (фиг. 3, Е3)
6в	0.148	Прямой и очень разреженный жгут
7а	0.112	$\sigma_{cr}=0.125$. Толстый спиральный жгут, $d=0.25D_1$ (фиг. 3, Е7)
7в	0.134	То же, $d=0.2D_1$
7с	0.178	То же, $d=0.2D_1$
8а	0.092	$\sigma_{cr}=0.148$. Спиральный жгут, $d=0.2D_1$, завеса пузырьков
8в	0.198	Тонкий почти прямой жгут (фиг. 3, Е8), но шаг больше
8с	0.358	Очень тонкий неустойчивый жгут
9	0.159	Спиральный плотный сверху жгут, $d=0.1D_1$ (фиг. 3, Е9)
13	0.091	Тонкий спиральный жгут, завеса пузырьков (фиг. 3, Е8)
13а	0.064	То же
14а	0.084	$\sigma_{cr}=0.092$. Завеса пузырьков
14в	0.109	Завеса пузырьков (фиг. 3, Е2)
15а	0.082	$\sigma_{cr}=0.095$. Плотный спиральный жгут (фиг. 3, Е2)
15в	0.106	Неустойчивый плотный сверху спиральный жгут (фиг. 3, Е9)
16а	0.099	$\sigma_{cr}=0.105$. Плотный спиральный жгут, $d=0.2D_1$
16в	0.116	Плотный спиральный жгут (фиг. 3, Е7)
16с	0.155	Плотный жгут, $d=0.2D_1$ (фиг. 3, Е9)
16д	0.187	Плотный жгут вне оси трубы, $d=0.1D_1$
16е	0.220	Прямой жгут вне оси трубы, $d=0.05D_1$
16ф	0.265	Нитка пузырьков по оси трубы
16г	0.320	Чистая вода
17а	0.113	$\sigma_{cr}=0.13$. Два спиральных жгута, $d=0.1D_1$
17в	0.156	Два спиральных жгута, $d=0.05D_1$
18	0.127	Спиральный жгут, плотный сверху, $d=0.15D_1$ (фиг. 3, Е9)
18в	0.166	Тонкий спиральный жгут, $d=0.05D_1$ (фиг. 3, Е8)
19	0.130	Тонкий разреженный спиральный жгут (фиг. 3, Е8)
19а	0.103	Плотный спиральный жгут, $d=0.15D_1$ (фиг. 3, Е9)

Результаты опытов представлены здесь в виде: 1) фотоснимков зоны кавитации (фиг. 3, 4) в верхнем участке отсасывающей трубы для варианта *E* и *B*; 2) табл. 2—5 с результатами наблюдений; 3) универсальных характеристик $n_1'(Q_1')$ с линиями равных η и σ_{cr} , приведенных на фиг. 5—8;

Таблица 3

№ точек на фиг. 6	σ	Внешний вид зоны кавитации, вариант В
1	0.082	Спиральный плотный жгут (фиг. 4, В1)
1в	0.101	Спиральный плотный жгут
2а	0.067	$<\sigma_{cr}=0.086$. Завеса мелких пузырьков
2в	0.105	Кавитации не видно (фиг. 4, В2)
3а	0.088	$<\sigma_{cr}=0.095$. Редкие пузырьки
3в	0.107	Кавитации не видно
4в	0.091	$>\sigma_{cr}=0.085$. Два плотных жгута (фиг. 4, В4)
5	0.105	Кавитации не видно
6	0.100	$<\sigma_{cr}=0.112$. Кавитации не видно
7	0.125	Отрезки жгутов, пузырьки (фиг. 4, В7)
8а	0.119	$<\sigma_{cr}=0.140$. Мелкие пузырьки
8в	0.159	Мелкие пузырьки
9	0.127	Два плотных жгута (фиг. 4, В9)
10в	0.198	$>\sigma_{cr}=0.116$. Завеса пузырьков
16	0.108	Плотный жгут (фиг. 4, В1)
20а	0.111	$<\sigma_{cr}=0.125$. Рыхлый жгут (фиг. 4, В4)
20в	0.134	Плотный жгут
21а	0.111	$<\sigma_{cr}=0.125$. Рыхлый жгут (фиг. 4, В4)
21в	0.131	Разреженный жгут
22	0.135	Отрезки жгутов, пузырьки
23	0.135	Завеса пузырьков
24	0.137	$<\sigma_{cr}=0.14$. Отдельные пузырьки

Таблица 4

№ точек на фиг. 7	σ	Внешний вид зоны кавитации, вариант Д
1	0.085	Плотный прямой жгут (+), $d=0.2D_1$, завеса пузырьков
2	0.111	Тонкий, прерывистый спиральный жгут (+), завеса пузырьков (фиг. 3, Е3а)
2а	0.084	Спиральный жгут (+), более плотный, чем в опыте Е3а (фиг. 3, Е3а), $d=0.1D_1$, завеса пузырьков
2в	0.181	Тонкий спиральный жгут (+)
2с	0.743	Кавитации почти не видно
3	0.119	Завеса пузырьков переменной плотности (фиг. 3, Е6)
3а	0.102	Завеса пузырьков переменной плотности
3в	0.217	Завеса пузырьков малой плотности
3с	0.520	Кавитации не видно
4	0.109	Почти прямой жгут (—), менее плотный, чем в опыте Е4 (фиг. 3, Е4)
5	0.131	Отрезки жгутиков
6	0.135	Сдвоенные спиральные жгутики (фиг. 3, Е7в)
7	0.184	Прямой плотный жгут (+), $d=0.25D_1$ (фиг. 3, Е7)
7а	0.163	Прямой плотный жгут (+), $d=0.3D_1$
7в	1.04	Отрезки жгутиков, пузырьки
8	0.192	Спиральный жгут (+), распадающийся книзу (фиг. 3, Е9)
9	0.117	Спиральный жгут (+), распадающийся книзу (фиг. 3, Е9)
10	0.226	Отрезки жгутиков, завесы пузырьков
10а	0.209	Отрезки жгутиков, завеса пузырьков
10в	0.371	Кавитации не видно
11	0.139	$<\sigma_{cr}=0.170$. Прямой плотный жгут, $d=0.35D_1$ (Е11)
12	0.279	Прямой тонкий жгут, завеса пузырьков (Е12)

Таблица 5

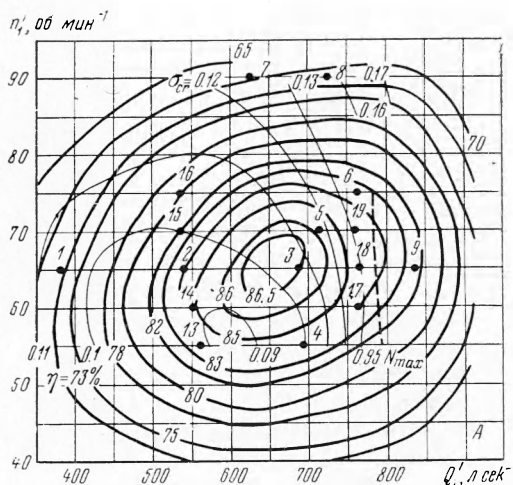
№ точек на фиг. 8	σ	Внешний вид зоны кавитации, вариант Е
1	0.087	Прямой жгут, распадающийся книзу (фиг. 3, Е1)
2	0.096	Завеса пузырьков (фиг. 3, Е2)
2а	0.074	Завеса пузырьков
2в	0.202	Редкие пузырьки
3	0.111	Спиральный жгут, распадающийся книзу (фиг. 3, Е3)
3а	0.079	Спиральный тонкий жгут, распадающийся книзу (фиг. 3, Е3а)
3в	0.153	Редкие пузырьки по оси трубы (фиг. 3, Е3в,с)
3с	0.219	Редкие пузырьки по оси трубы (фиг. 3, Е3в,с)
4	0.112	Спиральный тонкий жгут (+), распадающийся книзу (фиг. 3, Е4)
5	0.130	Завеса пузырьков, крупные по оси трубы (фиг. 3, Е5)
6	0.108	Завеса пузырьков, крупные по оси трубы (фиг. 3, Е6)
7	0.174	Прямой плотный жгут, $d=0.2D_1$ (фиг. 3, Е7)
7а	0.144	Прямой плотный жгут
7в	0.534	Отрезки жгутов (фиг. 3, Е7в)
8	0.198	Спиральный тонкий жгут (+) (фиг. 3, Е8)
9	0.132	Спиральный жгут, распадающийся книзу (фиг. 3, Е9)
10	0.238	Завеса пузырьков (Е10)
10а	0.188	Завеса пузырьков
10в	0.292	Завеса пузырьков
10с	0.346	Кавитации почти не видно
11	0.125	Прямой плотный жгут, $d=0.3D_1$ (Е11)
12	0.250	Завеса пузырьков, отрезки жгутиков (Е12)

4) сравнительных графиков $\eta(Q_1')$ и $\sigma_{cr}(Q_1')$ для разных вариантов на фиг. 9—12.

В табл. 2—5 даны значения σ_{cr} для точек с номерами без индексов, для номеров с индексом *a* даны величины $\sigma < \sigma_{cr}$ и для номеров с индексами *b*, *c* и т. д. даны величины $\sigma > \sigma_{cr}$. При этом при ссылках на фотоснимки, а также в табл. 6 применяются сокращенные обозначения комбинаций вариантов и режимов работы, например *D7*, *E10* и т. п.

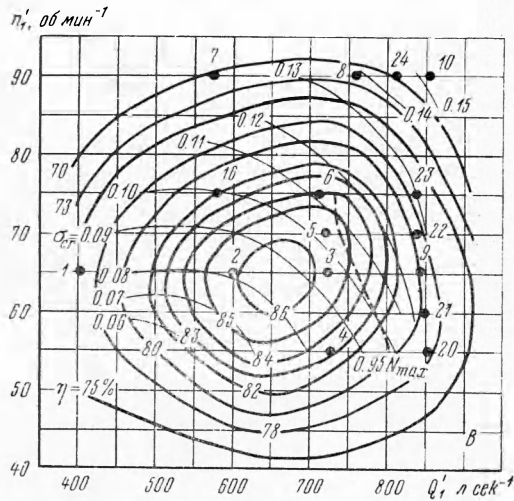
При описании зон кавитации принята следующая терминология и сокращения: жгутом названа зона кавитации, напоминающая прямую перекрученную прядь нитей; спиральным жгутом, — жгут с осью по конусной спирали; завесой пузырьков, — масса падающих пузырьков по всему сечению трубы. Для обозначения направления вращения жгутов применялись знаки плюс и минус.

2. Рассмотрение результатов опытов. Результаты опытов будем рассматривать в следующей последовательности: а) формы зоны кавитации, соответствующие различным точкам универсальной характеристики вариантов А, В, D и Е (фиг. 5—8); б) влияние величины σ на развитие зоны кавитации в некоторых точках универсальной характеристики, в) влияние типа отсасывающей трубы на формы зоны кавитации и на η и σ_{cr} ; г) влияние разгрузочных отверстий на зону кавитации и на η , σ_{cr} ; д) влияние чистоты отделки лопастей на зону кавитации и на η , σ_{cr} .



Фиг. 5

1°. *Формы зоны кавитации.* Подробно описаны в табл. 2—5 для четырех вариантов с индексами А, В, Д и Е согласно табл. 1. Здесь приводим краткие выводы. Поле универсальных характеристик может быть подразделено



Фиг. 6

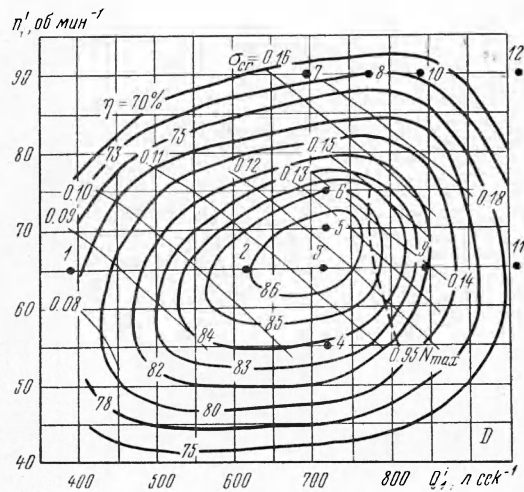
на две половины диагональю, проходящей через область максимальных η . Это видно из рассмотрения испытаний А5, А14; Е2, Е5, Е6, Е10, Е12; В2, В3, В5, В6, В10 и В23 (табл. 2, 3, 5 и фиг. 5, 6, 8). Зона кавитации для режимов, близких к этой диагонали, состоит из более или менее плотной массы падающих пузырьков или сосредоточенных вблизи оси трубы или равномерно распределенных по всему сечению трубы.

По ту и другую стороны диагонали, т. е. для режимов верхней и нижней половин универсальной характеристики, зона кавитации состоит из закрученных скоплений пузырьков-жгутов, с прямой или спиральной осью, вращающейся вокруг оси трубы, но с различным направлением вращения. В том случае, когда зона кавитации состоит из массы ниспадающих пузырьков, то более плотная часть массы сосредоточивается вблизи оси трубы, причем даже в отсутствие ее вращения вокруг оси трубы можно заметить периодически меняющуюся плотность массы пузырьков. Это говорит о том, что образование пузырьков кавитации происходит с некоторым периодом. В том случае, когда зона кавитации состоит из обрывков тонких жгутов, то жгутыки распределяются несколько беспорядочно в стороне от оси трубы.

Различие наблюдающихся форм кавитации связано с их происхождением. Чтобы выяснить этот вопрос были поставлены опыты с подавлением кавитации до величин σ° , соответствующих отсутствию видимой кавитации в отсасывающей трубе.

2°. *Влияние величины σ на развитие зоны кавитации.* Такие исследования можно было сделать, уменьшая разрежение в вакуумной камере нижнего бьефа. Максимальные величины σ° , которые можно было достигнуть для некоторых точек универсальной характеристики вариантов А, Д и Е приводятся в табл. 6, в которой также дано $\sigma_{ср}$.

По условиям проведения опытов только в одном случае — А16 — удалось точно установить значение σ° , соответствующее полностью подавленной кавитации.



Фиг. 7

Таблица 6

Режим	σ°	σ_d^*	σ_r^*	σ_o^*	σ_a^*	σ_{cr}
A8	>0.358	0.222	0.468	—	0.198	0,148
A16	0.328	0.189	0.296	—	0.197	0.105
D2	0.743	0.095	0.302	0.485	0.065	0.111
D3	0.520	0.106	0.426	0.476	—	0.119
D7	1.04	0.200	0.469	0.533	0.176	0.184
D10	1.432—0.371	0.153	0.584	0.413	—	0.226
E2	0.908—0.202	0.074	0.394	—	—	0.096
E3	1.10—0.219	0.122	0.572	—	0.076	0.111
E7	0.534	0.133	0.546	—	0.095	0.174
E10	1.10—0.346	0.146	0.758	—	—	0.238

Для других опытов даны пределы σ , между значениями которых имеется σ° , соответствующее подавленной кавитации. Можно заметить, что даже нижние пределы σ° , значительно превосходят σ_{cr} .

Рассмотрим несколько подробнее причины возникновения кавитации в отсасывающей трубе. Можно сделать предположение, что наблюдавшиеся зоны кавитации в отсасывающей трубе представляют поздние стадии кавитации, которые возникли в потоке, обтекающем втулку рабочего колеса, на основании чего, ради сокращения, будем их называть втулочными кавитациями. Далее, уточняя, предполагаем, что в число втулочных кавитаций входят: 1) диффузорная кавитация, которая возникает в зоне отжима осевого потока от конуса втулки, свободного от лопастей; 2) кавитация неровностей поверхности на стенках конуса втулки, например, на стыке конуса с гайкой, на выемках для шпилек, на неровностях от заглушек в разгрузочных отверстиях, от нечистой обработки конуса; 3) кавитация в разгрузочных отверстиях наподобие щелевой торцевой и при выходе потока из отверстий, наподобие щелевой концевой [3]; 4) кавитация осевая в «мертвой» зоне за рабочим колесом.

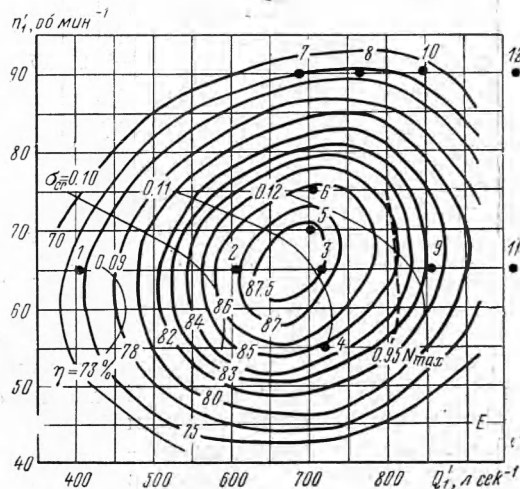
Условия возникновения диффузорной втулочной кавитации найдутся из следующих соображений.

Предполагаем, аналогично применявшем усяметоду определения условий возникновения срывающих кавитаций [4], что кавитация возникает на оси вихрей, срывающихся с поверхности конуса втулки (фиг. 1).

Применяя тогда уравнение Бернулли для струйки, пограничной зоне вихрей, имеем

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + z_2 = H_b + \frac{v^2}{2g} + z, \quad \frac{p_2}{\gamma} = H_b - H_s - \frac{c_2^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \quad (2.1)$$

где $H_s = z_2 - z$ — высота отсасывания, z_2 и z — условные отметки точек в пространстве 2 под рабочим колесом и в отводном канале на поверхности воды, где имеется атмосферное давление H_b , c_2 — абсолютная скорость выхода из рабочего колеса, v — скорость в отводном канале.



Фиг. 8.

Давление на оси вихря равно

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{c_{a2}^2}{2g} \quad (2.2)$$

где c_{a2} — осевая составляющая скорости c_2 . После замены в (2.1) величины p_2 ее выражением (2.2) получаем

$$\frac{p_x}{\gamma} = H_b - H_s - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_{a2}^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \quad (2.3)$$

При возникновении кавитации полагаем, что

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_v}{\gamma} = H_v$$

равно давлению паров воды. Приравнявая в (2.3) $p_x = p_v = H_v$ и приводя все члены (2.3) к $H = 1$ м, получаем для критического значения σ_c , при которой следует ожидать возникновения втулочной диффузионной кавитации, следующее выражение:

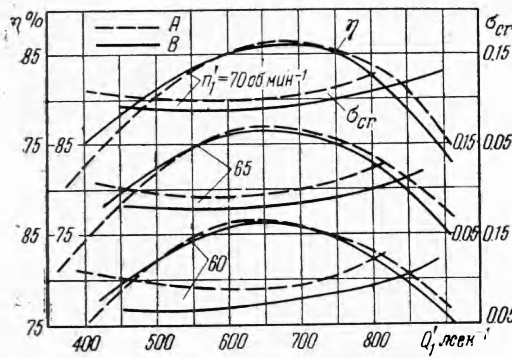
$$\begin{aligned} \sigma_d^* &= \frac{H_b - H_s - H_v}{H} = \\ &= C_2^2 + C_{a2}^2 - V^2 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Здесь

$$C_{a2} = \frac{c_{a2}}{\sqrt{2gH}}, \quad V = \frac{v}{\sqrt{2gH}}$$

Если имеется нормальный выход из рабочего колеса, $c_2 \perp u_2$, то $c_2 = c_{a2}$ и

$$\sigma_d^* = 2C_2^2 - V^2 \quad (2.5)$$



Фиг. 9

Условие возникновения кавитации неровностей на поверхности конуса втулки может быть найдено из следующих соображений.

Согласно прежним работам [5,6], если на стенке трубы прямоугольного сечения высотой a имеются отдельные неровности высотой a_r , то условие возникновения кавитации за неровностями может быть выражено соответственно форме неровности следующими формулами:

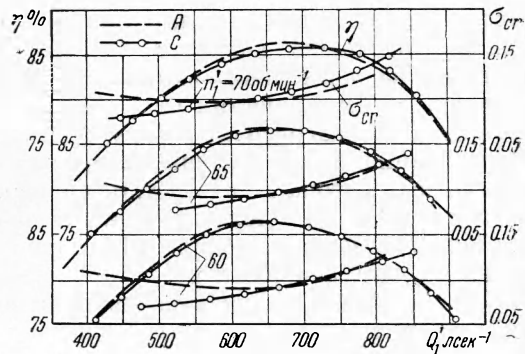
$$\kappa_{r1}^* = \frac{p_\infty - p_v}{\gamma q_\infty} = \frac{2 + \zeta}{\alpha_1^2 \alpha_2^2} - 1, \quad (2.6)$$

$$\kappa_{r2}^* = \frac{2 + \zeta}{\alpha_2^2} - 1 \quad \kappa_{r3}^* = 1$$

Здесь p_∞ и v_∞ — давление и скорость невозмущенного потока, ζ — коэффициент сопротивления при сжатии потока неровностью

$$\alpha_1 = \frac{a - a_r}{a}, \quad \alpha_2 = \frac{a_s}{a - a_r}$$

a_s — высота узкого сечения струи за неровностью. Формула для κ_{r1}^* относится к выступам крутообтекаемой формы, например, треугольного профиля; то же для κ_{r2}^* — к плавнообтекаемым неровностям, например,



Фиг. 10

сегментного профиля; для κ_{r3}^* — к неровностям в виде уступа. При $a_r/a \rightarrow 0$ все коэффициенты $\kappa_r^* \rightarrow 1$.

Предполагаем, что жидкость не увлекается во вращательное движение поверхностью конуса втулки. Обтекание неровностей будет происходить со скоростью, равной геометрической сумме скоростей u_2 и c_2 , т. е. равной относительной скорости w_2 . Применяя уравнение (2.1) к обтеканию отдельных неровностей, получаем

$$\frac{p_2 - p_v}{\gamma} = H \left(\frac{H_b - H_s - H_v}{H} \right) - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}, \quad \frac{(p_2 - p_v) 2g}{\gamma w_2^2} = \kappa_r = \frac{2gH}{w_2^2} \sigma - 1 + \frac{v^2}{w_2^2}$$

$$\sigma_r^* = \left(\kappa_r + 1 - \frac{v^2}{w_2^2} \right) \frac{w_2^2}{2gH} = \left(\kappa_r + 1 - \frac{V^2}{W_2^2} \right) W_2^2 = \kappa_r W_2^2 + W_2^2 - V^2 \quad (2.7)$$

Для очень малых неровностей надо положить $\kappa_r = 1$ и тогда формула (2.7) примет вид

$$\sigma_r^* = 2W_2^2 - V^2 \quad (2.8)$$

Если неровность тянется по поверхности конуса нормально к его оси, то следует рассмотреть течение со скоростью c_{a2} и тогда (2.7) будет иметь вид

$$\sigma_r^* = \kappa_r C_{a2}^2 + C_{a2}^2 - V^2$$

Рассмотрим условие возникновения кавитации разгрузочных отверстий. Вследствие разности давлений над рабочим колесом (область *e*) турбины и под рабочим колесом (область *2*) (фиг. 1) устанавливается течение со скоростью в отверстиях w_0 , равной по Томанну [7]

$$W_0 = \frac{(p_1 - p_2) \gamma H - 0.25 U_1^2 (R_c^2 - R_0^2) / R_1^2}{(1 + \zeta_c) (f_0 / f_c)^2 + \zeta_0} \quad (2.9)$$

Здесь p_1 — давление в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом, p_2 — давление под рабочим колесом, принимаемое постоянным во всей области под колесом до первого сечения отсасывающей трубы; R_1 — радиус рабочего колеса; R_c — радиус внутреннего обода рабочего колеса, R_0 — радиус окружности расположения осей разгрузочных отверстий, f_c — площадь сечения щели между внутренним ободом рабочего колеса и верхним кольцом направляющего аппарата; f_0 — площадь сечения разгрузочных отверстий; ζ_c и ζ_0 — коэффициенты сопротивлений щели и разгрузочных отверстий.

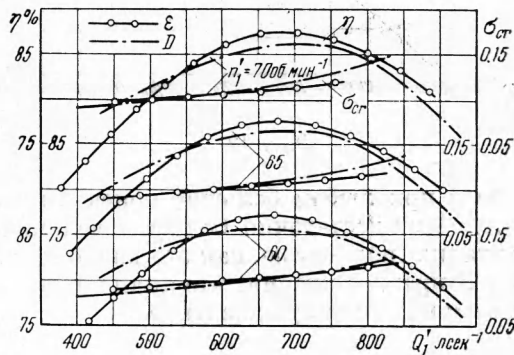
Чтобы установить связь между σ и коэффициентом кавитации отверстий κ_0 , рассмотрим относительное течение из области *e* в область *2*, предполагая, что струи вблизи выхода из отверстий продолжают вращаться вокруг оси, равной скорости оси отверстий u_0

$$\frac{p_e}{\gamma} + \frac{w_e^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_0^2}{2g}, \quad \frac{p_e - p_v}{\gamma} = H_b - H_s - H_v - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{w_e^2}{2g} + \frac{w_0^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}$$

Полагая $w_e = 0$, получаем

$$\frac{(p_0 - p_v) 2g}{\gamma w_0^2} = \kappa_0 = \left(H\sigma - \frac{c_2^2}{2g} + \frac{w_0^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \right) : \frac{w_0^2}{2g}$$

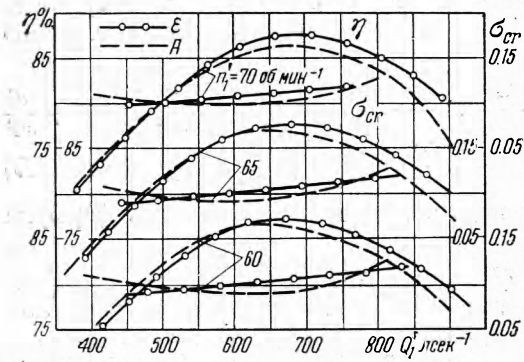
$$\kappa_0 \frac{w_0^2}{2gH} = \sigma - \frac{c_2^2}{2gH} + \frac{w_0^2}{2gH} + \frac{v^2}{2gH}, \quad \sigma^* = \kappa_0^* W_0^2 - W_0^2 + C_2^2 - V^2 \quad (2.10)$$



Фиг. 11

где κ_0 — коэффициент кавитации отверстия, принимаемый равным коэффициенту щелевой торцевой кавитации [3].

Условия возникновения осевой кавитации найдутся в предположении, что та часть жидкости, которая находится под конусом в форме цилиндра



Фиг. 12

на некотором протяжении в отсасывающей трубе, приходит во вращательное движение под влиянием закрученного течения из каналов рабочего колеса. Закрученное течение возникает в случае ненормального выхода из рабочего колеса. Вращательное движение жидкости в цилиндре может происходить или по закону площадей $c_u r = \text{const}$, или как вращение твердого тела — ядра вихря. Первое предположение отпадает на том основании, что при $r = 0$ должно быть $c_u = \infty$ и разрыв жидкости при любом большом конечном давлении, что в опытах не наблюдается. При достаточно большой величине удается заглушить осевую кавитацию полностью, как это видно из описания зон кавитации (табл. 2—5). В предположении, что цилиндр жидкости вращается как ядро вихря, имеем на оси вихря давление

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} = \frac{c_{u2}^2}{2g}, \quad \frac{p_x}{\gamma} = H_v = H_b - H_s - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_{u2}^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}$$

$$H_b - H_s - H_v = \frac{c_{u2}^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}, \quad \sigma_a^* = C_2^2 + C_{u2}^2 - V^2 \quad (2.11)$$

В табл. 6 приводятся результаты вычисления σ^* , соответствующие различным предполагаемым видам кавитаций и сравнение их с опытными величинами σ^0 . Помещенные в табл. 6 величины σ^* вычислены при следующих допущениях. Скорости истечения при выходе из рабочего колеса определялись графически из треугольников скоростей при выходе из колеса в предположении, что направление относительной скорости w_2 для всех вычисленных режимов данного варианта сохраняет свое направление, равное при нормальном истечении из колеса при том же варианте. Предполагается, что все возбудители (неровности поверхности, круто обтекаемые края разгрузочных отверстий) и зона минимального давления расположены на диаметре $D_h = 0.132$ м. Скорости, возбуждающие осевую кавитацию, взяты на диаметре $D_1 = 0.255$ м. Вычисление скорости w_0 сделано по следующим данным: сопротивления $\zeta_c = 1$, $\zeta_0 = 0.5$, ширина щели $a_c = 1.2$ мм, диаметр отверстий $d_0 = 12$ мм, их число 8; коэффициенты кавитаций $\kappa_0^* = 4.0$ и $\kappa_r^* = 1$.

Для режимов с ненормальным выходом из рабочего колеса при вычислении σ^* принималось во внимание понижение давления на диаметре D_h отсасывающей трубы (в ее верхнем сечении) от вращения жидкости в виде разности $C_{u2}^2 - C_{uh}^2$.

Сопоставление данных табл. 6 с внешним видом кавитации приводит к следующим выводам. Согласно данным опытов с вариантами А и Е первоначальной причиной втулочной кавитации являются неровности поверхности на конусе втулки. Возникшие за неровностями зоны кавитаций в виде жгутиков в случае ненормального выхода стягиваются к оси отсасывающей трубы сначала в форме тонкого жгута, который при понижении σ утолщается, занимая всю область низкого давления вблизи оси тру-

бы. В случае нормального выхода из колеса зона кавитации, увлекаясь осевым потоком, распадается на отдельные пузырьки, образуя завесу пузырьков.

Согласно опытам с вариантом D (за исключением опыта D 10) прежде всего, по мере уменьшения σ возникает кавитация при входе в отверстия, которая, удлиняясь в отсасывающую трубу, сворачивается в жгут, вращающийся вокруг оси трубы, его конец распадается иногда на отдельные пузырьки. Относительная скорость в разгрузочных отверстиях направлена параллельно оси трубы, следовательно, абсолютная скорость выхода должна быть направлена в сторону вращения колеса и притом по своей величине близка к u_h . По всей вероятности появление многочисленных обрывков жгутов при высоких значениях σ объясняется разрывом жгутов, вызываемым смещением течения с потоком, вытекающим из отверстий. Критические величины σ_a^* втулочной осевой кавитации близки σ_{cr} , чем объясняется быстрый рост габаритов жгутов с уменьшением σ до σ_{cr} .

3°. *Влияние типа отсасывающей трубы.* Влияние конструкции отсасывающей трубы на втулочную кавитацию турбины можно увидеть из сравнения данных табл. 2 и 3, универсальных характеристик, представленных на фиг. 5, 6 и сравнительных графиков $\eta(Q_1')$, $\sigma_{cr}(Q_1')$ на фиг. 9, 10.

Влияние типа отсасывающей трубы на развитие зоны кавитации в отсасывающей трубе выразилось в том, что при одних и тех же значениях σ_{cr} в обоих вариантах А и В, а в некоторых случаях при значениях σ_{cr} меньших, чем в варианте А, кавитации в варианте В не наблюдается совсем или меньшей интенсивности (плотности зоны кавитации), например, режимы А2 и В2, А5 и В5, А6а и В6. Но возникшая кавитация сразу приобретает развитую форму спирального жгута, опоясывающего гидрокон как бы ожерельем (фиг. 4).

Если сравнить универсальные характеристики (фиг. 5, 6) вариантов А и В, то увидим, что у варианта А области с наивысшими η имеют большую площадь, чем в варианте В. Некоторое понижение η и заметное снижение σ_{cr} в варианте В видно из графиков η и $\sigma_{cr}(Q_1')$ при $n_1' = \text{const}$ на фиг. 5, 6, 9. Если в области наилучших η снижение лежит в пределах точности опытов, то снижение η в зоне 5% запаса мощности ($Q_1' = 775 \text{ лсек}^{-1}$) достигает 0.6—0.8%. Значения σ_{cr} лежат для варианта В значительно ниже, чем для варианта А на величину 0.01—0.02.

Влияние вертикального бычка видно из сравнения вариантов А и С на фиг. 10. При $n_1' = 60$ и 65 обмин^{-1} , $Q_1' = 600—800 \text{ лсек}^{-1}$ бычок не оказывает влияния ни на η , ни на σ_{cr} . При $Q_1' < 600 \text{ лсек}^{-1}$ значение σ_{cr} для варианта С значительно снижается при малом уменьшении η на величину в пределах точности опытов. При $n_1' = 70 \text{ обмин}^{-1}$, $Q_1' > 650 \text{ лсек}^{-1}$ кавитационные качества турбины ухудшаются.

4°. *Влияние разгрузочных отверстий.* Влияние разгрузочных отверстий на η и на σ_{cr} проследим по кривым $\eta(Q_1')$ и $\sigma_{cr}(Q_1')$, представленным на фиг. 11, сравнивая варианты D и E. Устройство во втулке разгрузочных отверстий вызывает дополнительную утечку, вследствие чего η снижается. В нашем случае такое снижение достигает 1—1.5%. Данному объяснению противоречит увеличение η при $Q_1' < 550 \text{ лсек}^{-1}$ при отсутствии влияния на σ_{cr} . По всей вероятности при малых расходах средняя часть трубы в верхних участках заполнена мало подвижной жидкостью и коэффициент полезного действия отсасывающей трубы недостаточно велик. Действие струй, вытекающих из отверстий, проявляется, очевидно, аналогично струям эжекторного насоса, создавая добавочное разрежение под рабочим колесом. Это соображение подтверждается сравнением внешнего вида зон кавитации испытаний D1 и E1 (табл. 4 и 5 и фиг. 3).

5°. *Влияние точности и чистоты обработки.* Эффект точности изготовления и чистоты обработки выясняется из сравнения графиков $\eta(Q_1')$ и $\sigma_{cr}(Q_1')$ на фиг. 12. При варианте E для всех расходов $Q_1' \geq 650 \text{ лсек}^{-1}$ η повышается с ростом Q_1' почти до 1.5% по сравнению с η варианта А.

Результаты сравнения по σ_{cr} несколько неопределенны и как будто приводят к парадоксальному выводу, что чистая обработка ухудшает кавитационное качество турбины, как это можно заметить при величинах Q_1' , соответствующих оптимальным η .

По всей вероятности вызванные нечистой обработкой более развитые формы кавитации в варианте А по сравнению с формами кавитации варианта Е послужили причиной повышения гидромеханического качества профилей лопасти турбины А. Как показывают данные продувок в кавитационных гидродинамических трубах, действительно, при некоторых стадиях кавитации качество крыловых профилей может повыситься настолько, что вызовет повышение η турбины.

3. **Выводы 1.** В начальных участках отсасывающей трубы турбины РО-82 обнаруживаются зоны кавитаций, возникающие при обтекании втулки, рабочего колеса — втулочные кавитации. К втулочным кавитациям можно отнести: а) втулочную диффузорную; б) втулочную неровностей поверхности втулки; в) втулочную разгрузочных отверстий и г) втулочную осевую, обусловленную вращением потока.

2. В турбинах без разгрузочных отверстий во втулке наиболее опасной в отношении возникновения кавитацией будет кавитация неровностей поверхности втулки.

3. В турбинах с разгрузочными отверстиями наиболее опасной будет кавитация разгрузочных отверстий, возникающая при обтекании входного края отверстия.

4. Зоны разных видов кавитаций при распространении их в отсасывающую трубу принимают различные формы. При нормальном истечении, даже вне области оптимальных η , зона кавитации распадается в потоке на отдельные пузырьки. При режимах с закрученным истечением шлейфы зон кавитаций на втулке сливаются в жгуты и стягиваются ближе к оси вращения столба жидкости в отсасывающей трубе. Но ось вращения жгутов не совпадает с осью трубы, вследствие чего образуются жгуты спиральные.

5. Во избежание втулочных кавитаций и для уменьшения их вредного эффекта на коэффициент полезного действия турбины рекомендуется: а) повышать чистоту обработки рабочего колеса, его втулки; б) избегать разгрузочных отверстий во втулке, а если они крайне необходимы, то избегать отношения площади живого сечения щели между верхним кольцом направляющего аппарата и внутренним ободом рабочего колеса к площади отверстий, равного или большего единицы; в) низкая отсасывающая труба с гидроконом может быть рекомендована в тех случаях, когда экономические расчеты оправдывают, ввиду строительных преимуществ, некоторое снижение коэффициента полезного действия при больших нагрузках; г) желательно исследовать устойчивость жгутов кавитации в низкой трубе с гидроконом в зависимости от величины σ .

Авторы выражают признательность Ю. Н. Соловьеву и В. А. Ярцеву за ценную помощь в проведении трудоемких опытов.

Поступила 8 VII 1961

ЛИТЕРАТУРА

1. Р у к и н С. П., С т о п с к и й С. Б. Стробоскопические наблюдения при кавитационных испытаниях моделей турбин. Машгиз, Гидромашиностроение, 1955, вып. 1.
2. Ш а л ь н е в К. К. Опыт обследования кавитационной эрозии турбин и насосов большой мощности. Инж. сб., 1954, т. XVIII.
3. Ш а л ь н е в К. К. Щелевая кавитация. Инж. сб., 1950, т. VIII.
4. Ш а л ь н е в К. К. Критерий возникновения срывной кавитации круглого профиля. ДАН СССР, 1948, т. 111, № 5.
5. Ш а л ь н е в К. К. Кавитация неровностей поверхности и вызываемая ею эрозия. ДАН СССР, 1951, т. 78, № 1.
6. Ш а л ь н е в К. К. Кавитация неровностей поверхности. ЖТФ, 1951, т. XXI, № 2.
7. Т h o m a n n R. Die Wasserturbinen und Turbinepumpen. II Teil. Stuttgart, 1931.