

АЖБССР

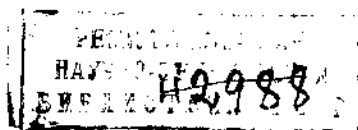
621.21 621.2

С. Д. ЧИСТОПОЛЬСКИЙ

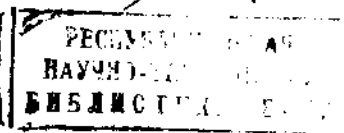
7.68 2-68

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТАРАНЫ

ТУРБОТАРАНЫ, ГИДРОПУЛЬСОРЫ И НАСОСЫ
ГЛУБОКОГО ВСАСЫВАНИЯ



проб. 88 Л. 17



НКТП



СССР

ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1936 ЛЕНИНГРАД

ОТ РЕДАКЦИИ

Литература наша по гидромашинам довольно бедна, несмотря на то, что в СССР идет быстрое развитие как гидросиловых установок, так и установок водоподъемных (для орошения и водоснабжения).

Если по турбинам и по центробежным насосам за последние годы кое-чем и издано, то в отношении других видов гидромашин, имеющих сейчас большое значение для народного хозяйства (или могущих его иметь в наших условиях), попытка найти какое-либо руководство по ним не увенчается успехом за полным отсутствием на рынке соответствующей литературы.

В этом отношении гидравлические тараны, имея лучше разработанную теорию (обусловленную непрекращающимся интересом, возбуждаемым этой машиной в самых разнообразных кругах как в пределах СССР, так и за границей), находились до сих пор, к сожалению, в таком же не обеспеченном руководством положении. Последнее и побудило редакцию выпустить в свет настоящую книгу, являющуюся вторым дополненным и переработанным изданием труда С. Д. Чистопольского.

Книга Чистопольского хороша тем, что наряду с освещением теории и эксплуатации гидравлических таранов, интересных самих по себе для большого круга техников, в ней освещены попутно еще и вопросы теории аналогичных машин: гидронаульсоров и насосов глубокого всасывания, несомненно, еще более повышающие интерес к данной книге.

Вторым большим достоинством книги Чистопольского является способ изложения: как изложение теории гидравлического удара, так и изложение теорий машин, работающих с использованием гидравлического удара, сделано доступным пониманию лиц, не искушенных в механике и математике.

При этом характерное для принятого метода изложения проникновение в физическую сторону явлений оказалось очень плодотворным для исследования отдельных вопросов, обычно ускользающих из поля зрения при пользовании аналитическим методом. Так, например, вопрос о длине рабочей трубы тарана получил у Чистопольского, если не считать Бергерона, теоретическое обоснование впервые за время разработки теории тарана разными авторами; теория насоса глубокого всасывания тоже разработана в очень легкой и простой форме.

Что касается сущности излагаемой теории, то надо сказать, что в изложении Чистопольского она получилась более понятной и ясной, чем в известной статье проф. Н. Е. Жуковского.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
От редакции	3
Принятые обозначения	5

ВВЕДЕНИЕ

1. Гидравлический удар	7
2. Истечение через трубопровод с насадкой	17

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

1. Схема работы тарана	24
2. Период нагнетания	26
3. Период разгона	30
4. Цикл работы тарана	31
5. Коэффициент полезного действия и производительность тарана	35
6. Работа элементов таранной установки	48
7. Пределы применения таранных установок	74
8. Конструкции гидравлических таранов	78
9. Изыскания, расчет и проектирование таранных установок	89
10. Эксплуатация таранных установок	103

ТУРБОТАРАН

1. Схема работы	109
2. Теория	111
3. Конструкция	120

ГИДРОПУЛЬСОР

1. Схема работы	122
2. Теория	124
3. Пример расчета гидропульсориной установки	127
4. Конструкция	134

НАСОС ГЛУБОКОГО ВСАСЫВАНИЯ

1. Постановка вопроса	1
2. Примеры глубокого всасывания	136
3. Теория насоса	138
4. Ориентировочный расчет	145
Литература	148
Таблицы	150

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

С целью сократить ссылки в тексте ниже указаны часто встречающиеся в книге буквенные обозначения, принятые нами на основании ОСТ ВКС.

1. Высота (разность уровней) и давление (в метрах столба воды):

- H_s — высота центров отверстий питательных труб над нижним бьефом (в турботаране и гидропульсоре), высота всасывания.
- H_1 — высота падения от горизонта воды в питательном баке до центра отверстия ударного клапана (в таране) или в общем случае разность горизонтов воды верхнего и нижнего бьефов.
- H_2 — высота нагнетания от центра отверстия ударного клапана до горизонта воды в напорном баке или в общем случае от нижнего бьефа до того же горизонта.
- H_d — среднее давление в воздушном колпаке водоподъемника при установившейся работе.
- h_0 — пьезометрическое давление в коробке ударного клапана при установившейся скорости истечения воды.
- h_1 — то же, в конце периода разгона при скорости v_1 или v_b .
- h_2 — потери напора в нагнетательной трубе.
- h_s — потери напора в сливной трубе.

2. Скорость движения воды (в метрах в секунду):

- v_0 — в питательной трубе при установившемся движении.
- v_1 — в питательной трубе тарана при окончании периода разгона.
- v_b — то же, в турботаране и гидропульсоре.
- v_n — в питательной трубе тарана при окончании периода нагнетания.
- v_a — то же, в турботаране и гидропульсоре.
- v_h — в нагнетательной трубе.
- v_s — в сливной трубе турботарана и гидропульсора.
- a — которую требуется затратить на повышение давления в питательной трубе до H_d при гидравлическом ударе.

3. Скорость (в метрах в секунду):

- c — продвижения в трубе волны гидравлического удара.
- v_k — точки окружности колеса турботарана и гидропульсора.

4. Длина (в метрах):

- L_s — сливной трубы и всасывающей трубы.
- L_1 — питательной трубы.
- L_2 — нагнетательной трубы.

5. Диаметр (в трубах — внутренний, в миллиметрах или метрах):

- D_s — сливной трубы и всасывающей трубы.
- D_1 — питательной трубы.
- D_2 — нагнетательной трубы.
- D_k — колеса-турбинки в турботаране и гидропульсоре.
- D — цилиндра и поршня насоса глубокого всасывания.
- d_1 — тарелочки или опорного конуса металлического ударного клапана.

6. Площадь (в квадратных метрах или сантиметрах).

- ω_s — поперечного сечения сливной и всасывающей труб.
 ω_1 — поперечного сечения питательной трубы.
 ω_2 — то же, нагнетательной трубы.

7. Время (в секундах):

- T_0 — величина, равная $\frac{v_0 \cdot L_1}{2 \cdot g \cdot H_1}$ и имеющая измерением время.
 T — одного полного цикла работы питательной трубы.
 t — требующееся волне гидравлического удара для прохождения $2 \cdot L_1$ — двойной длины питательной трубы.
 t_1 — в течение которого вода в питательной трубе, разгоняясь приобретает скорость от 0 до v_1 или от v_a до v_b . Вообще продолжительность периода разгона.
 t_2 — продолжительность периода нагнетания.
 τ — продолжительность закрывания ударного клапана или вообще полного переключения питательной трубы из одного периода в другой.

8. Расход воды (в литрах или кубических метрах в секунду):

- Q_0 — в питательной трубе при установившейся скорости воды v_0 .
 Q — поглощаемый водоподъемником из питательного бака.
 Q_1 — сбрасываемый водоподъемником в нижний бьеф.
 q_1 — то же, за один период разгона (в литрах).
 Q_2 — нагнетаемый водоподъемником на высоту H_2 .
 q_2 — то же, за один период нагнетания (в литрах).

9. Вес (в килограммах):

- γ — единицы объема жидкости. Для воды 1000 кг/м^3 .
 G — золотника ударного клапана.

10. Логарифмы:

- $\lg$ — натуральный (натуров) с основанием 2,718...
 $\lg$ — десятичный (бриггов) с основанием 10.

11. Коэффициенты:

- η — полезного действия (к. п. д.) всей установки водоподъемника.
 η_1 — к. п. д. самой машины — водоподъемника.
 λ — трения воды о стенки трубы по Дарси.
 $\Sigma \lambda$ — местных сопротивлений в трубах.
 $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.
 φ — скорости воды.

12. Разные величины:

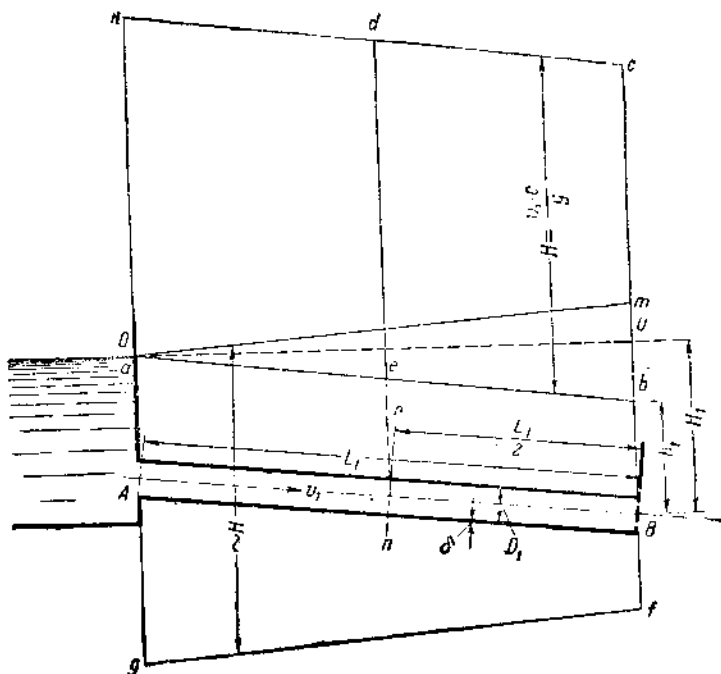
- g — ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$.
 δ — толщина стенок трубы (в метрах или миллиметрах).
 $k = \frac{v_1}{v_0}$, $k_a = \frac{v_a}{v_0}$, $k_b = \frac{v_b}{v_0}$ — отношение какой-либо скорости воды периода разгона ее к скорости установившегося движения воды при тех же условиях.
 n_1 — число ударов клапана, оборотов колеса и ходов поршня в минуту.
 n — целое и положительное число — количество гидравлических ударов в питательной трубе во время периода нагнетания.
 a — ход ударного клапана и поршня насоса.
 b — ширина выходного отверстия питательной трубы в турботаране и гидроразрыве.
 N — число таранов или питательных труб в турботаране и гидроразрыве.
 N_1 — число однородных секторов в колесе турботарана и гидроразрыве.
 $\div$ — значок, показывающий пределы колебания данной величины (от и до).

ВВЕДЕНИЕ

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Работа нижеописанных насосов — водоподъемников — основана на использовании гидравлического удара в трубах, а потому предварительно ознакомимся с теорией этого явления в объеме, необходимом для изложения теории насосов.

Пусть по трубе AB (фиг. 1) длиной L_1 и диаметром D_1 под напором H_1 движется жидкость со скоростью v_1 , поступающая в трубу из ба-



Фиг. 1. Бак с трубой и диаграмма давлений в трубе.

ка A с постоянным уровнем и выливаясь наружу через открытую задвижку B . Пьезометрическое давление в трубе изобразится примерно линией ab . Напор h_1 у задвижки B обусловлен сопротивлением последней при скорости истечения v_1 .

Закроем мгновенно задвижку B на конце трубы, преградив жидкости выход наружу. Ближайший к задвижке слой жидкости ударится в нее и остановится. Живая сила его полностью израсходуется на сжатие самой жидкости и на растяжение стенок трубы, а давление в трубе у задвижки мгновенно возрастет на некоторую величину H метров столба жидкости. Следующий слой жидкости соответственно ударится в остановившийся предыдущий и, остановившись, тоже трансформирует свою живую силу на повышение давления. Таким образом постепенно и непрерывно в трубе будет происходить остановка жидкости и повышение давления, т. е. от задвижки к баку с некоторой скоростью c начнет продвигаться волна гидравлического удара.

Если площадь поперечного сечения трубы ω_1 постоянна на всей длине ее, материал стенок трубы однороден, т. е. имеет постоянный модуль упругости E , и толщина стенок δ не меняется, то скорость продвижения по трубе волны гидравлического удара будет тоже постоянной величиной на всех участках трубы.

Следовательно, по истечении времени $\frac{L_1}{2 \cdot c}$ с момента закрытия задвижки волна удара достигнет сечения nn в середине трубы, и давление в ней изобразится линией $cdea$. В левой половине трубы жидкость по-прежнему имеет скорость v_1 , а в правой — скорость ее равна нулю. Жидкость, поступающая из бака в трубу после закрытия задвижки, занимает дополнительный объем, образовавшийся в трубе в связи с расширением стенок ее и уплотнением самой жидкости в той части трубы, где гидравлический удар уже распространился.

Спустя время $\frac{L_1}{c}$ волна удара дойдет до бака A , движение жидкости прекратится по всей трубе, давление изобразится линией cdh , и в начале трубы (у бака) окажутся в непосредственной близости две зоны жидкости — в баке и трубе с разностью давлений H . Эта разность давлений не позволит затухнуть волне удара, а явится возбудителем новой волны обратного направления. Крайний слой жидкости устремится из трубы в бак, трансформируя избыточное давление H в обратную скорость v_1 . Давление на следующий слой жидкости со стороны бака сделается равным давлению в баке, и этот слой тоже приобретает скорость v_1 по направлению в бак.

Подобная трансформация избыточного давления H в скорость v_1 будет происходить в каждом следующем участке трубы аналогично тому, как ранее происходила трансформация скорости в давление. От бака A к задвижке B начнет продвигаться со скоростью c отраженная волна гидравлического удара, снижая давление на величину $\sim H$ и создавая скорость $\sim v_1$, обратную первоначальной.

Спустя время

$$t = \frac{2 \cdot L_1}{c} \quad (1)$$

с момента начала удара отраженная волна дойдет до задвижки. В это время будем иметь по всей трубе движение жидкости от задвижки к баку, а давление изобразится примерно линией om . Давление в трубе не опустится до первоначального ab , а останется несколько выше гидроста-

тического 00 , так как иначе не сможет сохраниться в течение времени $\frac{L_1}{c}$ обратная скорость $\sim v_1$. Избыток давления *от* у задвижки *B* будет измеряться потерями напора на трение в трубе при скорости $\sim v_1$.

Слой жидкости у задвижки, получив в свою очередь возможность трансформировать свое избыточное давление $mc < H$ в скорость $\sim v_1$, начнет отрываться от задвижки и создаст около нее понижение давления на величину $\sim H$. На понижение давления жидкость израсходует всю отрицательную скорость и остановится, т. е. произойдет трансформация отрицательной скорости в отрицательное давление. Следующий слой жидкости, стремясь по инерции сохранить движение к баку, создаст падение давления на следующем участке трубы и тоже остановится. Таким образом получится новая отраженная от задвижки волна удара, которая пойдет к баку, понижая давление и прекращая движение жидкости.

Спустя время $\frac{3L_1}{c}$ эта волна дойдет до бака, движение жидкости в трубе прекратится, давление изобразится примерно линией *fg*, и у бака опять окажутся в непосредственной близости две зоны с разностью давлений $go \approx H$. Жидкость из бака — зоны высокого давления устремится в трубу — зону низкого давления с некоторой определенной скоростью, обусловленной давлением go . Создастся новая отраженная от бака волна гидравлического удара, восстанавливающая скорость и давление в трубе, близкие к первоначальным.

В момент

$$\frac{4 \cdot L_1}{c} = 2 \cdot t$$

эта волна дойдет до закрытой задвижки, слой жидкости, ближайший к ней, ударится в задвижку, снова повысив давление на нее, и все описанные процессы будут повторяться с периодичностью во времени точно $2 \cdot t$, лишь несколько затухая.

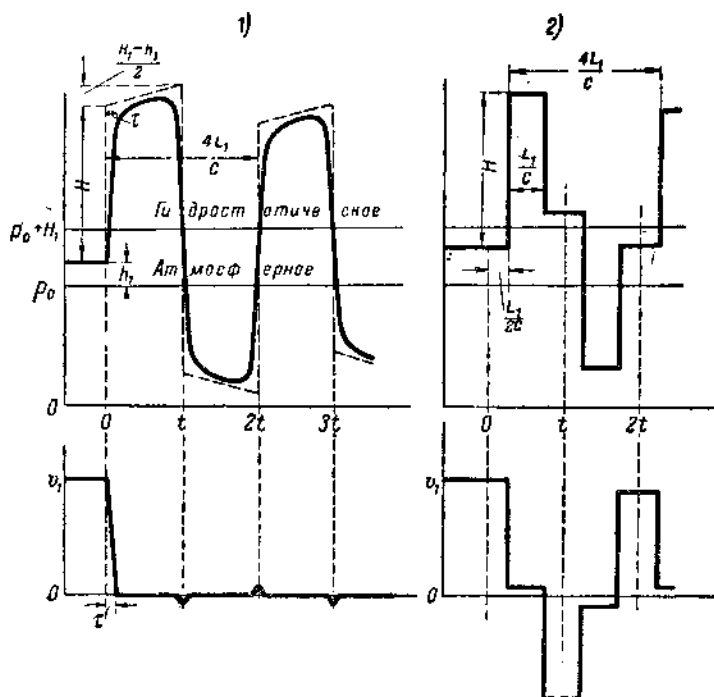
На фиг. 2 показано изменение давления (верхняя часть) и скорости (нижняя часть) в трубе при гидравлическом ударе в зависимости от времени. Диаграмма 1 относится к сечению трубы у задвижки, а диаграмма 2 дает представление о процессе в среднем сечении *nn* трубы. На диаграмме 1 пунктиром показано теоретическое давление у задвижки в идеальном случае, а сплошной линией — характер индикаторных диаграмм, полученных при опытах.

Из этих диаграмм ясно, что всякое изменение скорости жидкости ведет к изменению давления и обратно: изменение давления неизбежно ведет к изменению скорости. Периоды высокого давления чередуются с периодами низкого давления, когда оно падает ниже не только пьезометрического, но при достаточно сильном ударе — ниже атмосферного. Последний момент особенно важен, так как если бы задвижка могла открываться внутрь трубы (клапан), то атмосферное давление открыло бы ее автоматически.

В случае, когда давление в трубе упадет до нуля, а часть отрицательной скорости еще сохранится, произойдет разрыв колонны жидкости с образованием в трубе пустот. Тогда процессы получают более сложный вид, не меняя, однако, общего характера.

Величину H — повышение давления в трубе от гидравлического удара — определим в метрах столба воды. За время $\frac{L_1}{c}$, пока волна продвинется от задвижки к баку, в трубу поступит дополнительный объем жидкости

$$\omega_1 \cdot v_1 \cdot \frac{L_1}{c}.$$



Фиг. 2. Диаграммы давления и скорости в трубе при гидравлическом ударе.

На освобождение в трубе места для этого объема, т. е. на сжатие жидкости и на растяжение стенок трубы, будет затрачена энергия жидкости, заполнявшей трубу до удара,

$$\frac{m \cdot v_1^2}{2} = \frac{\omega_1 \cdot L_1 \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2}.$$

Здесь m — масса жидкости;

g — ускорение силы тяжести, величина постоянная, равная $9,81 \text{ м/сек}^2$;

γ — вес единицы объема жидкости.

Аналогичный эффект (повышение давления в трубе на H метров) мы можем получить, закрыв трубу герметически и накачав в нее данный объем жидкости. Так как сжатие жидкости и растяжение стенок трубы происходят в границах, не превышающих пределов упругости, то сжа-

тие и растяжение будут происходить прямо пропорционально накачиваемому объему жидкости, и на это надо затратить работу

$$\omega_1 \cdot v_1 \cdot \frac{L_1}{c} \cdot \gamma \cdot \frac{H}{2}.$$

Ввиду аналогичности эффекта от удара и накачивания затраты энергии в обоих случаях равны между собой:

$$\frac{\omega_1 \cdot L_1 \cdot \gamma}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2} = \omega_1 \cdot v_1 \cdot \frac{L_1}{c} \cdot \gamma \cdot \frac{H}{2},$$

откуда имеем

$$H = \frac{c \cdot v_1}{g}. \quad (2)$$

g — величина постоянная, а потому H находится в прямой зависимости от c — скорости распространения волны удара в трубе — и от v_1 — скорости жидкости, затраченной на удар.

Выясним величину и характер скорости c . Дополнительный объем жидкости, поступившей в трубу за время движения волны удара от задвижки к баку, занимает место, образовавшееся от увеличения объема трубы,

$$(\omega_2 - \omega_1) \cdot L_1$$

и от уменьшения объема жидкости

$$\left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \cdot \omega_1 \cdot L_1.$$

Здесь ω_2 — увеличенная площадь сечения трубы при ударе;

ρ_1 — плотность жидкости при нормальном давлении во время истечения ее;

ρ_2 — плотность жидкости после повышения давления.

Пишем равенство

$$\omega_1 \cdot v_1 \cdot \frac{L_1}{c} = (\omega_2 - \omega_1) \cdot L_1 + \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \cdot \omega_1 \cdot L_1,$$

из которого находим

$$c = \frac{v_1}{\frac{\omega_2}{\omega_1} - \frac{\rho_1}{\rho_2}}.$$

Напряжение в материале стенок трубы при увеличении давления на H и толщине стенок δ возрастает на величину

$$R_2 = \frac{H \cdot \gamma \cdot D_1}{2 \cdot \delta}.$$

От этого увеличивается периметр трубы с $\pi \cdot D_1$ до $\pi \cdot D_2$ (трубы принимаются тонкостенные). Относительное удлинение периметра будет

$$\frac{D_2 - D_1}{D_1},$$

и по закону Гука имеем

$$R_2 = E \cdot \frac{D_2 - D_1}{D_1},$$

где E — модуль упругости материала стенок трубы. Теперь имеем

$$\frac{H \cdot \gamma \cdot D_1}{2 \cdot \delta} = E \cdot \frac{D_2 - D_1}{D_1}.$$

Преобразовав равенство, получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = 1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot D_1}{E \cdot \delta} + \left(\frac{H \cdot \gamma \cdot D_1}{2 \cdot E \cdot \delta} \right)^2.$$

Относительное уплотнение жидкости

$$\frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1} = \frac{H \cdot \gamma}{F}, \quad \text{или} \quad \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{F}{H \cdot \gamma + F},$$

где F — модуль упругости жидкости. Теперь, подставляя v_1 из (2), откинув квадрат малой величины

$$\frac{H \cdot \gamma \cdot D_1}{2 \cdot E \cdot \delta}$$

(что увеличивает скорость c), а также $H \cdot \gamma$ из суммы $H \cdot \gamma + F$ ввиду незначительности $H \cdot \gamma$ по сравнению с F (что уменьшает c), окончательно получим

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{D_1 \cdot \gamma}{E \cdot \delta \cdot g} + \frac{\gamma}{F \cdot g}}}. \quad (3)$$

Допустим, что труба не упругая, т. е. $E = \infty$, или она имеет очень большую толщину стенок, $\delta = \infty$. Тогда выражение

$$\frac{D_1 \cdot \gamma}{E \cdot \delta \cdot g} = 0,$$

и как частный случай имеем

$$c = c_1 = \sqrt{\frac{F \cdot g}{\gamma}},$$

т. е. скорости распространения звуковых колебаний в жидкости.

Аналогично при $F = \infty$

$$c = c_2 = \sqrt{\frac{E \cdot \delta \cdot g}{D_1 \cdot \gamma}}$$

— скорости распространения звуковых колебаний по упругой трубе, заполненной несжимаемой жидкостью. Принимая данные обозначения, часто дают выражение (3) в следующем виде:

$$c = \frac{c_1 \cdot c_2}{\sqrt{c_1^2 + c_2^2}}. \quad (3a)$$

Ниже мы будем рассматривать явления только с водой. Модуль упругости воды F изменяется с изменением температуры. Обычно принимают

$$F \approx 2,07 \cdot 10^8 \div 2,10 \cdot 10^8 \text{ кг/м}^2$$

при температурах от 5 до 10° С.

$$\begin{array}{ll} \text{Тогда } c_1 \approx 1425 \div 1435 \text{ м/сек.} \\ \text{При } 3,9^\circ \text{С} & c_1 = 1399 \text{ " } \\ \text{" } 13,7^\circ \text{С} & c_1 = 1437 \text{ " } \\ \text{" } 25,2^\circ \text{С} & c_1 = 1457 \text{ " } \end{array}$$

Опыты в Женевском озере показали скорость звука в воде

$$c_1 = 1425 \text{ м/сек.}$$

Имея дело преимущественно с температурами от 2 до 10° С, мы примем для всех расчетов

$$F = 2,07 \cdot 10^8 \text{ кг/м}^2$$

и

$$c_1 = 1425 \text{ м/сек.}$$

В конце книги в табл. I указаны значения c для различных труб, вычисленные по формуле (3) для воды. В случаях приближенных расчетов рекомендуем пользоваться упрощенной нами формулой (3) для воды

$$c \approx 1425 \left(1 - \frac{0,01 \cdot D_1}{k_1 \cdot \delta} \right), \quad (36)$$

где D_1 и δ — диаметр и толщина стенок трубы — могут быть взяты в любых, но одинаковых мерах, например, в см;

c — всегда получается в м/сек;

k_1 — коэффициент из выражения модуля упругости, равный $E = k_1 \cdot 10^{10}$, средние значения которого для различных материалов указаны в табл. I.

ТАБЛИЦА 1

Материал труб	k_1	$E = k_1 \cdot 10^{10} \text{ кг/м}^2$
1. Литая сталь	2,20	$2,20 \cdot 10^{10}$
2. Литое железо	2,15	$2,15 \cdot 10^{10}$
3. Сварочное железо	2,00	$2,00 \cdot 10^{10}$
4. Листовая медь	1,15	$1,15 \cdot 10^{10}$
5. Чугун	1,00—0,75	$1,00 \cdot 10^{10} - 0,75 \cdot 10^{10}$
6. Бетон	0,20	$0,20 \cdot 10^{10}$
7. Дерево	0,10	$0,10 \cdot 10^{10}$
8. Свинец	0,15	$5 \cdot 10^8$
9. Резина	—	$6 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^5$

Из формул (3) и (36) видно, что скорость распространения по трубе волны удара при данной жидкости (вода) зависит исключительно от поперечных размеров и материала трубы. С увеличением диаметра скорость c уменьшается, а утолщение стенок и увеличение модуля упругости материала ведет к увеличению c .

Скорость волны удара очень значительна.

Так, увеличивая модуль упругости E или толщину стенок, легко заметить, что c стремится к c_1 , и в пределе при E или $\delta = \infty$ получим $c = c_1 = 1425 \text{ м/сек}$. Практически c находится в пределах от нескольких сот метров до 1400 м/сек .

Брать $c \approx 1000 \text{ м/сек}$ как среднее значение для практических расчетов, что рекомендуют некоторые авторы и справочники, совершенно недопустимо, особенно в случае приведенных ниже расчетов насосов.

Уточним теперь некоторые детали гидравлического удара в трубах и особенности процесса в ряде частных случаев.

1. Рассматривая явления удара, мы принимали, что задвижка закрывается мгновенно. В действительности это неосуществимо, и в опытах проф. Жуковского закрывание задвижки длилось в течение вполне определенного промежутка времени — $0,024 - 0,030$ сек. При скорости волны удара 1348 м/сек в чугунной трубе с внутренним диаметром $50,8 \text{ мм}$ и толщиной стенок $7,9 \text{ мм}$ волна успеет в это время распространиться на расстояние $32-40 \text{ м}$ от задвижки. Следовательно, диаграмма давления представится в части повышения и понижения давления не вертикальными, а наклонными линиями, как показано на фиг. 2, I. В верхней точке максимум давления сдвигается по времени на величину τ секунд — продолжительность закрывания задвижки. Чем медленнее закрывание задвижки, тем больше наклон линии повышения и спада давления, тем меньше продолжительность стояния высокого давления. Отсюда легко понять, что, если задвижка закрывается в течение времени $\tau > t$, максимум давления от удара будет ниже даваемого формулой (2), и диаграмма давления получит вид острых выступов с той же периодичностью $2t$. В этом случае будет иметь место так называемый не прямой удар значительно меньшей силы, и в формулы этого непрямого удара входит время закрывания задвижки.

2. Мы указывали, что спустя время $\frac{L_1}{c}$ с момента мгновенного закрытия задвижки волна удара дойдет до бака и в трубе давление представится линией cdk (фиг. 1), параллельной линии пьезометрического давления ab в трубе до удара. В то же время принимали, что движение жидкости в трубе прекратится, так как вся скорость ее израсходуется на повышение давления. Следует отметить, что это не совсем точно. Линия пьезометрического давления всегда наклонна, т. е. давление в конце трубы всегда ниже, чем в начале, на величину $H_1 - h_1$ и уклон пьезометрической линии ab будет

$$J = \frac{H_1 - h_1}{L_1}.$$

Тот же уклон J у линии cdk быть не может, так как движения жидкости мы не предполагали. Фактически в трубе будет происходить не-

велировка давления, и максимальное давление у задвижки через $\frac{2 \cdot L_1}{c}$ секунд получится

$$h_1 + H + \frac{H_1 - h_1}{2} = H + \frac{H_1 + h_1}{2}.$$

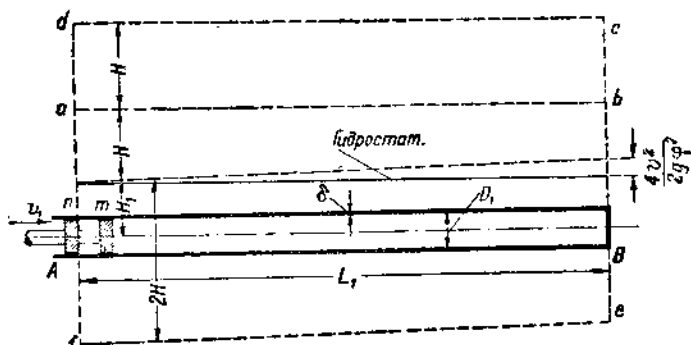
На фиг. 2 отражен процесс нивелировки давления наклоном линий давления в их крайних положениях. Не вдаваясь в подробности этого явления, укажем, что при значительной разности $H_1 - h_1$ процессом нивелировки давления пренебрегать не следует.

В общем основным процессам гидравлического удара в трубах всегда сопутствует ряд дополнительных явлений, иногда очень значительных по своему влиянию.

3. Некоторые особенности представляет гидравлический удар в трубах-тупиках. Представим себе горизонтальную трубу диаметром D_1 и длиной L_1 , заполненную жидкостью под давлением H , и закрытую герметически с одного конца (фиг. 3). В другом конце в трубу плотно вставлен не пропускающий жидкость поршень A . Сообщим теперь поршню мгновенно равномерное движение со скоростью v_1 по направлению внутрь трубы. Движущийся поршень выведет из покоя заключенную в трубе жидкость, но не сразу всю, а постепенно, приводя в движение все новые и новые слои. Как только поршень приобретает движение, он повысит давление в первом слое до

$$H = \frac{c \cdot v_1}{g}$$

и, кроме того, сообщит этому слою скорость v_1 внутрь трубы. В следующий момент то же состояние передается второму слою жидкости, и так возникнет волна гидравлического удара с направлением от A к B , повышая давление и сообщая жидкости движение. Через $\frac{L_1}{c}$ секунд волна достигнет закрытого конца трубы, и в этот момент по всей трубе жидкость будет иметь скорость v_1 , а давление представится линией ab .



Фиг. 3. Труба-тупик с поршнем и диаграмма давления при ударе.

Когда предпоследний слой жидкости у конца B приобретет скорость v_1 вместе с повышением давления, он ударится в закрытый конец

и, будучи вынужден остановиться, трансформирует свою скорость на дальнейшее повышение давления на величину H . То же произойдет со следующим слоем жидкости. Таким образом волна удара отразится от тупика и, возвращаясь к поршню, будет вызывать остановку жидкости с повышением давления. К моменту $\frac{2L_1}{c}$ отраженная волна дойдет до поршня, движение жидкости прекратится, а давление во всех участках трубы будет равно $H_1 + 2 \cdot H$, что представится линией cd . Следовательно, давление возрастет на величину $2 \cdot H$, что мы и стремились отметить. Это ясно еще и из следующего расчета: за время t поршень переместится из положения n в m , сделав путь $a = v_1 \cdot \frac{2L_1}{c}$, и заставит в трубе поместиться дополнительный объем жидкости

$$2 \cdot \omega_1 \cdot v_1 \cdot \frac{L_1}{c},$$

т. е. в два раза больше, чем в рассмотренном выше случае при трубе с задвижкой. Естественно, что и давление в трубе возрастет на $2 \cdot H$.

Допустим теперь, что сила, приложенная к поршню и дающая ему движение внутрь трубы, ликвидирована, а трение поршня полностью преодолевается давлением H_1 . Тогда избыточное давление $2H$ в трубе сообщит ему обратное движение со скоростью $2 \cdot v_1$. С этой скоростью жидкость устремится за поршнем, а давление в трубе вновь достигнет величины H_1 . Возникнет новая волна удара, распространяющаяся к тупику.

Через $\frac{L_1}{c}$ секунд с момента обратного движения поршня волна дойдет до тупика, жидкость, сохраняя движение со скоростью $2v_1$, начнет отрываться от него и снизит давление на величину, пропорциональную своей скорости, т. е. $c \sim H$ до $\sim H_1 - 2 \cdot H$. На понижение давления скорость жидкости израсходуется полностью, и так произойдет второе отражение волны удара от тупика, ведущее опять к остановке жидкости, но уже при сильном понижении давления. Спустя время $\frac{2 \cdot L_1}{c}$ с момента обратного движения поршня давление в трубе представляется примерно линией ef . Некоторый наклон линий давления обусловлен автоматически создающимся пьезометрическим напором (вернее разностью напоров), необходимым для сохранения скорости жидкости.

В случаях, когда напор $2 \cdot H > H_1$, давление в тупике падает ниже атмосферного, что можно легко использовать практически для особого вида насосов (см. главу о насосах глубокого всасывания).

Гидравлический удар в трубах имеет большое практическое значение. Главным образом он привлекает внимание специалистов как явление грозное для всякого вида трубопроводов. Сильное повышение давления в трубах при изменении установившегося режима движения жидкости легко может повести к разрыву труб.

Факт существования гидравлического удара был известен еще в XVIII веке, но правильная теория его (изложенная упрощенно выше) дана впервые профессором Н. Е. Жуковским в 1897 г. Свои теоретические выводы Жуков-

ский проверил и подтвердил специальными опытами, проведенными им в 1897—1898 гг. над водопроводными трубами. В 1898 г. теория гидравлического удара была доложена Жуковским Академии и впервые опубликована в 1899 г. в „Бюллетенях Политехнического общества“.

В 1901 г. итальянский инженер Алиеви опубликовал ту же теорию гидравлического удара в трубах, разработанную им самостоятельно. В то время как Жуковский углублялся в исследование удара применительно к водопроводам, Алиеви интересовался практическим значением удара в трубопроводах силовых установок.

Опыты, проведенные Жуковским и позднее другими исследователями за границей, полностью подтвердили правильность основных положений теории гидравлического удара. Точность теоретического решения какой-либо задачи об ударе зависит от точности измерений величин E, F, D_1, δ , а также γ , зависящих от температур. Общий характер процесса гидравлического удара в трубах во всех случаях можно безошибочно определить теоретически. Конкретные теоретические определения H и c , конечно, будут несколько отличны от опытных.

Можно считать, что расхождение результатов не превысит 5% — приближение вполне достаточное для решения практических задач техники. Именно на эту точность, как среднюю, мы и ориентируемся при всех дальнейших расчетах.

2. ИСТЕЧЕНИЕ ЧЕРЕЗ ТРУБОПРОВОД С НАСАДКОЙ

Особый вид возмущения в трубе, по существу не отличающийся от гидравлического удара, представляет случай истечения жидкости через трубопровод с насадкой при мгновенном открытии последней.

Представим трубу длиной L_1 и диаметром D_1 (фиг. 4), закрытую на конце B задвижкой и заполненную жидкостью из бака A под напором H_1 . Открыв задвижку, мы получим истечение жидкости из трубы наружу с возрастающей скоростью. Через некоторое время скорость достигнет предела v_0 при данных условиях, и дальше истечение будет происходить равномерно с этой установившейся скоростью

$$v_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1}, \quad (4)$$

где коэффициент

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{L_1}{D_1} + \Sigma \xi}}; \quad (5)$$

$\Sigma \xi = \xi_1 + \xi_2 + \dots$ — сумма коэффициентов потерь напора от местных сопротивлений;

$\lambda \frac{L_1}{D_1}$ — коэффициент потерь напора по длине трубы;

λ — коэффициент трения.

По Дарси

$$\lambda = 0,02 \cdot \sigma \left(1 + \frac{1}{40 \cdot D_1} \right), \quad (6)$$

где D_1 — диаметр трубы в м, а коэффициент загрязнения труб по Sonne $\sigma = 1 \dots 2,17$ в зависимости от диаметра. Так, для чистых (новых) труб всех диаметров $\sigma = 1$, а для труб загрязненных (бывших в употреблении) σ будет:

2 Чистоты... Гидравлические тараны

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

РЕСНИС...
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

ТАБЛИЦА 2

При D_1 в м	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
σ	2,17	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5

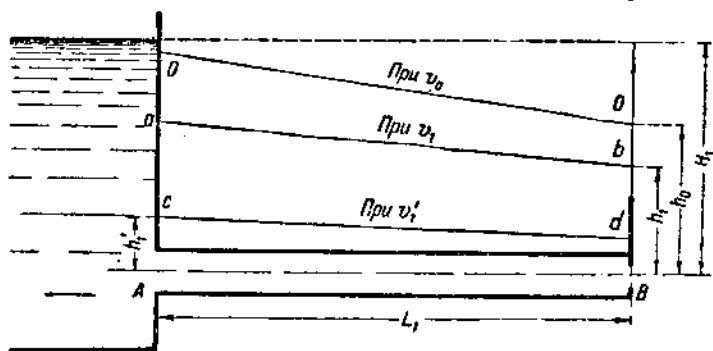
Значения λ для различных диаметров приведены в табл. 1 в конце книги.

В промежуток времени, пока скорость истечения меняется от 0 до v_0 , происходит так называемое неустановившееся движение, когда скорость, расход и пьезометрическое давление меняются в зависимости от времени.

Пусть скорость v_0 устанавливается в течение времени t_0 с момента открытия задвижки. При этом у задвижки установится пьезометрическое давление h_0 , соответствующее потерям напора в задвижке (насадке) при скорости v_0 , а на сообщение скорости v_0 и на преодоление сопротивления во всей системе тратится весь напор H_1 . Пьезометрическое давление в трубе представится примерно линией OO . В каждый момент $t_1 < t_0$ скорость в трубе будет $v_1 < v_0$ и напор у задвижки $h_1 < h_0$, а линия давления примерно ab . Изменение скорости можно выразить отношением

$$v_1 = k \cdot v_0, \quad (7)$$

где k - коэффициент, меняющийся от 0 до 1 в зависимости от t_1 и за время t_0 .



Фиг. 4. Бак с трубой.

Подставляя из (4) значения σ в выражение (7):

$$\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1'} = k \cdot \sigma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1},$$

находим, что

$$\frac{H_1'}{H_1} = k^2,$$

отношение давления в какой-либо точке трубы в данный момент t_1 к давлению в той же точке при установившемся движении равно квадрату k , или аналогично

$$h_1 = k^2 \cdot h_0, \quad (8)$$

давление у задвижки в данный момент t_1 равно давлению при установившемся движении, умноженному на квадрат k .

Теперь рассмотрим подробнее процесс установления движения при истечении, в частном случае мгновенного открытия задвижки. Открыв ее мгновенно, мы сопоставим непосредственно жидкость и атмосферу с разностью давлений H_1 . Естественно, что в конце трубы произойдет возмущение, аналогичное гидравлическому удару, т. е. давление H_1 мгновенно трансформируется в скорость, и с этой скоростью жидкость начнет вытекать из трубы наружу. При отсутствии сопротивлений в трубе и задвижке истечение началось бы со скоростью [по формуле (2)]

$$v = \frac{g}{c} \cdot H_1,$$

но в трубе сохранится некоторый напор h'_1 , в скорость трансформируется часть $H_1 - h'_1$ напора, и истечение начнется со скоростью

$$v'_1 = \frac{g}{c} \cdot (H_1 - h'_1),$$

согласно (4)

$$h'_1 = \frac{v'^2_1}{2 \cdot g \cdot \varphi^2}$$

$$v_1 = \frac{g}{c} \left(H_1 - \frac{v'^2_1}{2 \cdot g \cdot \varphi^2} \right).$$

Решая данное квадратное уравнение, получим

$$v'_1 = \sqrt{v^2_0 + c^2 \varphi^4 - c \varphi^2}. \quad (9)$$

Скорость v'_1 держится в течение времени [по формуле (1)]

$$t = \frac{2 \cdot L_1}{c},$$

после чего волна удара, дойдя до бака и возвратившись обратно, изменит ее. В момент, когда волна удара дойдет до бака, в трубе будет происходить движение жидкости к насадке со скоростью v'_1 , а давление представится линией cd . Следовательно, у бака сопоставятся две зоны с разностью давлений $H_1 - h'_1$, и жидкость устремится в трубу уже со скоростью $v'_1 + v''_1$. При этом пьезометрическое давление в трубе возрастет с h'_1 до h''_1 и на увеличение скорости израсходуется давление $H_1 - h'_1$. Отсюда

$$v''_1 = \frac{g}{c} \left[H_1 - \frac{(v'_1 + v''_1)^2}{2 \cdot g \cdot \varphi^2} \right].$$

Решая квадратное уравнение, имеем

$$v''_1 = \sqrt{v^2_0 + c^2 \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v'_1 - (v'_1 + c \cdot \varphi^2)}.$$

К моменту t с начала истечения у задвижки сопоставятся две зоны с разностью давлений $H_1 - h_1'''$, которое трансформируется в дополнительную скорость v_1''' , и истечение из трубы начнется со скоростью

$$v_2' = v_1' + v_1'' + v_1''',$$

$$v_1''' = \frac{g}{c} \left[H_1 - \frac{(v_1' + v_1'' + v_1''')^2}{2 \cdot g \cdot \varphi^2} \right]$$

или

$$v_1''' = \sqrt{v_0^2 + c^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_1' + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_1''} - (v_1' + v_1'' + c \cdot \varphi^2).$$

Теперь, складывая, получим

$$v_2' = \sqrt{v_0^2 + c^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_1'} + \sqrt{v_0^2 + c^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_1''} - c \cdot \varphi^2.$$

Аналогично найдем скорость v_3' , с которой жидкость вытекает из трубы за время с $2t$ до $3t$:

$$v_3' = \sqrt{v_0^2 + c^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_2'} + \sqrt{v_0^2 + c^2 \cdot \varphi^4 + 2 \cdot c \cdot \varphi^2 \cdot v_2''} - c \cdot \varphi^2.$$

Заменяя $c \cdot \varphi^2 = y$, можем написать:

$$\left. \begin{aligned} v_1' &= \sqrt{v_0^2 + y^2} - y, \\ v_2' &= \sqrt{v_0^2 - y^2 + 2 \cdot y \cdot \sqrt{v_0^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot v_1'}} - y, \\ v_3' &= \sqrt{v_0^2 - y^2 + 2 \cdot y \cdot \sqrt{v_0^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot v_2'}} - y, \\ &\vdots \\ v_n' &= \sqrt{v_0^2 - y^2 + 2 \cdot y \cdot \sqrt{v_0^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot v_{n-1}'}} - y. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Изменение скорости от v_1' до v_n' происходит скачкообразно, а не плавно. При этом с течением времени размер скачкообразного нарастания скорости уменьшается, стремясь к нулю, т. е. v_n' приближается к v_0 асимптотически.

Для наглядности приводим на фиг. 5 диаграмму изменения скорости жидкости у задвижки в зависимости от времени. Здесь взят частный случай из опытов с тараном в Политехническом институте (см. ниже): $H_1 = 2$ м, $L_1 = 12,15$ м, $D_1 = 19,05$ мм и $v_0 = 0,967$ м/сек — измерены при опытах; вычислены: $c \approx 1400$ м/сек, $\varphi^2 = 0,0238$ и $t = 0,0173$ сек.

Ступенчатая линия диаграммы ясно показывает ход изменения скорости. Максимальный размер скачка скорости имеем в момент t от начала истечения $v_2' - v_1' = 0,028$ м/сек, или всего $\frac{v_2' - v_1'}{v_0} = \frac{0,028}{0,967} \approx 0,03$ от скорости установившегося движения.

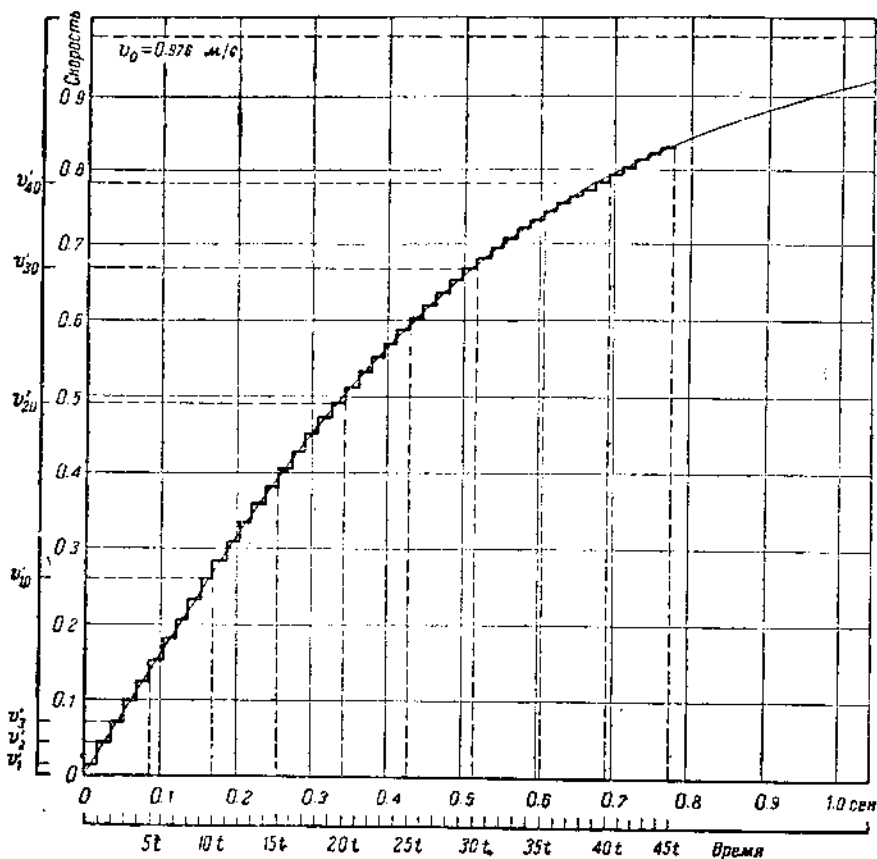
Вычислив последовательно $v'_1, v'_2, \dots, v'_n$, можно определить расход жидкости за любое время

$$t_1 = n \cdot t. \quad (11)$$

Формула расхода будет иметь вид

$$Q_n = \omega_1 \cdot (v'_1 + v'_2 + v'_3 + \dots + v'_n) \cdot t. \quad (12)$$

Формулы (10) — (12) непригодны для практического использования ввиду чрезвычайной громоздкости расчетов. Мы их привели здесь исклю-



Фиг. 5. Кривая изменения скорости от времени при истечении.

чительно с целью дать правильное представление о процессе разгона жидкости при мгновенном открытии задвижки. В практике открывание клапана, задвижки и т. п. происходит в течение незначительного, но вполне определенного промежутка времени, что ведет к сглаживанию ступенчатой кривой скорости, приведенной на фиг. 5, и к приближению ее к плавной кривой такого же характера. Кроме того, скачкообразность изменения скорости настолько незначительна, что без всякого ущерба для точности расчетов мы можем принять изменение скорости плавным.

В этом случае мы приходим к теории одномерного движения, где не учитывается влияние упругости жидкости и стенок трубы на процесс движения жидкости. С точки зрения этой теории установление скорости жидкости при истечении через трубопровод с насадкой происходит плавно от 0 до v_0 . Исходя из этого представления процесса (что почти правильно), получим простые формулы, удобные для практического использования и дающие те же результаты, что и формулы (10) — (12). Последняя теория выполняет здесь подсобную роль: упрощение расчетов, а потому формулы приводим без выводов.

Вслед за тем, как начнется истечение жидкости через насадку наружу, скорость воды в трубе постепенно возрастает от 0 до v_0 , а давление у насадки плавно стремится к h_0 . Изменение скорости и давления в зависимости от времени определится по формулам [см. формулы (7) и (8)]

$$v_1 = k \cdot v_0 = \frac{e^x - 1}{e^x + 1} \cdot v_0, \quad (13)$$

$$h_1 = k^2 \cdot h_0 = \left(\frac{e^x - 1}{e^x + 1} \right)^2 \cdot h_0, \quad (14)$$

где коэффициент k всегда меньше единицы;

e — основание натуральных логарифмов, равное 2,718 и

$$x = \frac{t_1}{T_0} = \ln \frac{1 + k}{1 - k} = \ln \frac{v_0 + v_1}{v_0 - v_1}. \quad (15)$$

Здесь t_1 — время, прошедшее с момента открытия задвижки;

T_0 — некоторая величина (постоянная для каждого данного случая), имеющая измерение времени

$$T_0 = \frac{v_0 \cdot L_1}{2 \cdot g \cdot H_1}. \quad (16)$$

Для указанного случая опытов в Политехническом институте вычисления дают кривую изменения скорости от времени, показанную тонкой линией на фиг. 5. Совпадение средних значений v для обоих случаев полное. Это указывает, что дальнейшая обработка формул (10) приведет к формуле (13).

Объем жидкости, выливающейся наружу,

$$q_1 = \omega_1 \cdot v_0 \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{1 - k^2}, \quad (17)$$

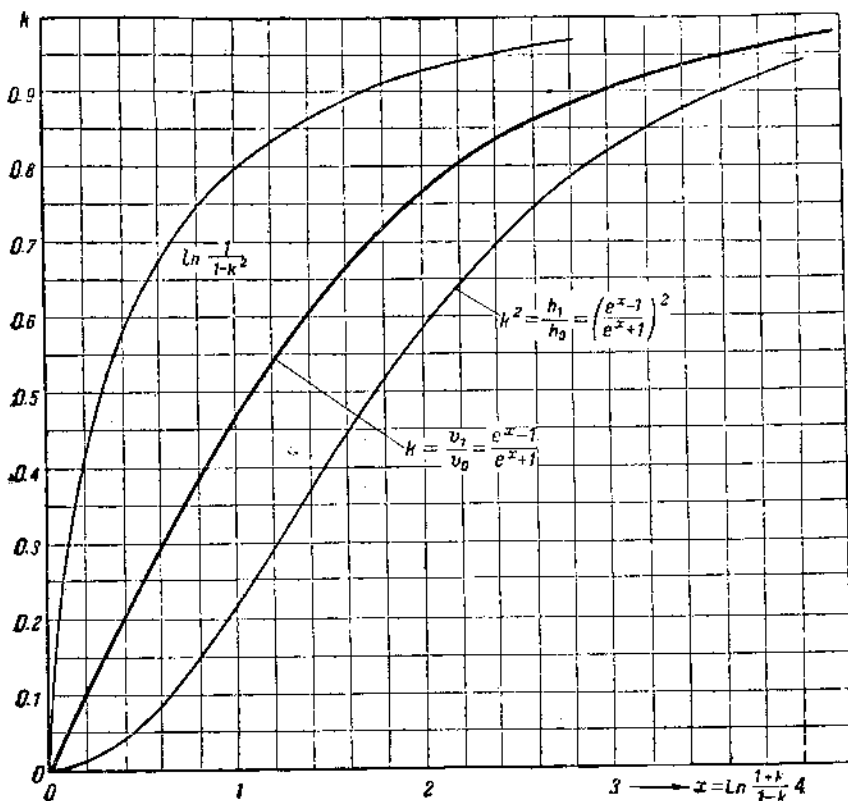
где натуральный логарифм $\ln$ можно всегда заменить десятичным $\lg$ путем умножения последнего на число 2,303, т. е.

$$q_1 = 2,303 \cdot \omega_1 \cdot v_0 \cdot T_0 \cdot \lg \frac{1}{1 - k^2}. \quad (17a)$$

Время t_1 , в течение которого жидкость приобретет скорость v_1 , находится из формулы

$$t_1 = T_0 \cdot \ln \frac{1 + k}{1 - k} = 2,303 \cdot T_0 \cdot \lg \frac{1 + k}{1 - k}. \quad (18)$$

На фиг. 6 приведены кривые, показывающие изменение k и k^2 в зависимости от времени или от x . Так как изменение во времени v_1 и h_1 прямо пропорционально изменениям k и k^2 , то эти кривые показывают характер изменения скорости в трубе и давления в коробке ударного клапана. До положения $x=1$ изменение k идет почти по прямой линии, а следовательно, скорость нарастает вначале пропорционально времени.



Фиг. 6.

На этой же фиг. 6 приведена кривая изменения выражения $\ln \frac{1}{1-k^2}$ в зависимости от значений k . Для облегчения расчетов по формулам (13) – (18) значения величин k^2 , $\ln \frac{1}{1-k^2}$ и $\ln \frac{1+k}{1-k} = x$ при различных k можно брать по фиг. 6 или точнее из табл. II в конце книги.

Изложение теории неустановившегося истечения через трубопровод с насадкой с точки зрения гидравлического удара в литературе мы не встречали. Попытки в этом направлении, видимо, производились, так как имеются указания на сложность математического выражения такой теории. Приведенные выше расчеты подтверждают это мнение и наглядно показывают, что дальнейшие попытки лучшей математической обработки ее приведут к результатам, тож-

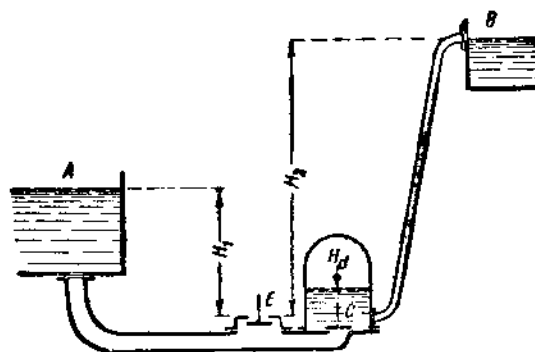
дственным теории одномерного движения. Но рассматривая процесс истечения исключительно с точки зрения одномерного движения, мы не сможем объяснить некоторые явления процесса. Так, например, диаграммы давления, даваемые индикаторами для участка трубы около задвижки, имеют зигзагообразную кривую в начале истечения, что совершенно не вяжется с представлением о процессе как об одномерном движении.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТАРАН

1. СХЕМА РАБОТЫ ТАРАНА

На фиг. 7 приведена схема таранной установки, состоящей из питательного бака A , питательной трубы AE , ударного клапана E , нагнетательного клапана C , воздушного колпака H_dC , нагнетательной трубы CB и напорного бака B .

Вода из питательного бака поступает по питательной трубе к открытому ударному клапану и под напором H_1 вытекает наружу с возрастающей скоростью. При некоторой скорости v_1 давление на ударный клапан снизу



Фиг. 7. Схема таранной установки.

вверх превысит вес клапана, закроет его и преградит выход воде наружу. Произойдет гидравлический удар, давление в питательной трубе быстро поднимется выше H_d — давления в колпаке — и откроет нагнетательный клапан. На повышение давления в трубе вода затратит часть своей скорости u , а с оставшейся скоростью $(v_1 - u)$ будет вливаться в воздушный колпак через открытый

нагнетательный клапан под давление H_d . Вода, поступившая в воздушный колпак, под влиянием избыточного давления в нем, равного

$$h_2 = H_d - H_2, \quad (19)$$

пойдет по нагнетательной трубе в напорный бак на высоту H_2 . Скорость воды $(v_1 - u)$ в питательной трубе быстро затратится на поддержание в ней давления на уровне H_d , после чего давление под клапанами упадет ниже атмосферного. Высокое давление в воздушном колпаке закроет нагнетательный клапан, а ударный клапан откроется под влиянием избыточного наружного давления атмосферы и частично — своего веса (или пружины).

Так автоматически таранная установка придет к исходному положению. Вода из питательной трубы снова устремится наружу через открытый ударный клапан, приобретая постепенно скорость, необходимую для закрытия его, и описанный выше процесс повторится.

На фиг. 7 приведена схема полной установки гидравлического тарана, а самым гидравлическим тараном или просто тараном называют комплекс из ударного клапана и воздушного колпака с нагнетательным клапаном. Высота H_1 — расстояние по вертикали от горизонта воды в питательном баке до центра отверстия ударного клапана называется высотой падения и соответственно вертикальное расстояние H_2 от центра отверстия ударного клапана до горизонта воды в напорном баке называется высотой нагнетания.

Из схематического описания работы таранной установки ясно следующее:

1. Гидравлический таран является водоподъемником, в котором двигатель и насос объединены в одной машине очень простой конструкции, к тому же работающим автоматически. Движущиеся части тарана — два клапана — установлены так, что повышение давления в питательной трубе закрывает ударный и открывает нагнетательный клапан, а понижение давления действует в обратном порядке.

2. Смысл работы тарана в том, что он поднимает объем воды Q_2 на высоту H_2 (или под давление H_d), используя энергию объема воды Q_1 , находящегося на высоте $H_1 < H_2$, или в общем случае $H_1 < H_d$. При этом объем воды Q_1 выливается наружу. Следовательно, таран, нагнетая воду, работает тоже водой, и для действия его необходим в единицу времени объем воды

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (20)$$

расположенный выше тарана на H_1 метров. Из всего поглощенного объема воды таран нагнетает только некоторую часть.

3. Элементы таранной установки — нагнетательный клапан, воздушный колпак и нагнетательная труба — являются обычными частями почти всякой насосной установки. Работа их достаточно изучена и не представляет специального интереса. Элементами, характеризующими гидравлический таран как особую водоподъемную машину и присущими всякой таранной установке, являются питательная труба и ударный клапан. Именно они определяют количественные и качественные показатели работы всей установки. Теория тарана по существу и сводится к выявлению работы этих элементов. Следует усвоить взгляд, что питательная труба не является просто подводящей трубой, а есть неотъемлемая рабочая часть машины, и размеры ее не могут быть произвольны.

4. Полный цикл работы тарана ясно разделяется на два характерных периода. В первый — период разгона — вода в питательной трубе приобретает необходимую скорость v_1 , разгоняется. Во второй — период нагнетания — происходит нагнетание воды из питательной трубы в колпак тарана под давление H_d за счет потери скорости v_1 .

Гидравлический таран изобретен в 1796 г. французом И. Монгольфье (член Парижской академии наук и изобретатель воздушного шара). В 1797 г. Монгольфье получил патент на свое изобретение и в 1799 г. оно было представлено в Парижскую академию наук.

Еще в 1775 г. в одном из английских журналов появилась статья часовщика Унтеурст с описанием прибора, изобретенного и выполненного им в 1772 г. Прибор Унтеурста тоже служил для подъема воды с небольшой высоты на значительную при помощи гидравлического удара, но он не мог ра-

ботать автоматически, требуя присутствия рабочего для повертывания крана, заменяющего ударный клапан.

В 1797 г. в Англии взял патент на гидравлический таран М. Бультон, которому будто бы Монгольфье давал ранее свои чертежи для ознакомления.

2. ПЕРИОД НАГНЕТАНИЯ

Два периода полного цикла работы тарана наиболее четко разделяются в момент перехода от разгона воды к нагнетанию — момент закрытия ударного клапана. Поэтому подробное изложение теории работы тарана начнем с периода нагнетания, начало которого при установившейся работе характеризуется следующими явлениями:

1. Вода в питательной трубе приобрела скорость v_1 от питательного бака к тарану.

2. Ударный клапан только что закрылся.

3. Нагнетательный клапан закрыт.

Заканчивается период нагнетания следующими явлениями:

1. Нагнетательный клапан только что закрылся.

2. Вода в питательной трубе имеет незначительную скорость от тарана к питательному баку.

3. Давление под клапанами упало ниже атмосферного, и ударный клапан открывается.

В промежуток времени t_2 между началом и концом периода происходит нагнетание воды в коллак тарана следующим образом:

Закрывшись, ударный клапан преградит выход воде наружу. Первый слой ее ударится в нижнюю поверхность клапанов и повысит давление на них за счет потери скорости. Следующий слой воды ударится в остановившийся предыдущий и повысит давление на следующем участке трубы. Так волна повышенного давления начнет распространяться по трубе со скоростью c [см. формулы (3) и (36)] от тарана к баку. Если бы в конце трубы не было нагнетательного клапана, вода, полностью затратив свою скорость на удар, повысила бы давление в трубе над существующим пьезометрическим в размерах, определяемых формулой (2). Однако нагнетательный клапан направляет процесс гидравлического удара иным путем. Он откроется, как только давление в питательной трубе превысит давление H_d — в коллаке тарана.

На создание давления H_d вода затратит только часть своей скорости

$$u = \frac{H_d \cdot g}{c}, \quad (21)$$

[см. формулу (2)], а с оставшейся транзитной скоростью

$$v'_1 = v_1 - u$$

она будет продолжать движение через открытый нагнетательный клапан в воздушный коллак тарана. Так начнется нагнетание воды под давлением H_d .

В то же время волна гидравлического удара будет распространяться по трубе от тарана к питательному баку, повышая давление на H_d и

снижая скорость воды с v_1 до v'_1 . Спустя время $\frac{L_1}{c}$ (где L_1 — длина питательной трубы) с момента закрытия ударного клапана волна удара придет к баку, во всей трубе давление будет равно $H_d + p_{\text{пьезометрическое}}$, а скорость воды v'_1 с направлением к тарану. У входного конца питательной трубы создадутся в непосредственной близости две зоны с разностью давлений H_d . Вследствие этого произойдет отражение волны удара, при котором излишнее давление H_d в трубе трансформируется в обратную скорость u . С этой скоростью ближайший к баку слой воды получит стремление двигаться в бак, но так как этот же слой имеет в данный момент скорость v'_1 из бака к тарану, то, сохраняя движение в прежнем направлении, он только сбавит скорость с v'_1 до $(v'_1 - u)$ и как бы начнет отставать от идущих впереди слоев воды. Получившаяся разность давлений между рассмотренным слоем воды и впереди идущим вызовет аналогичное описанному явление в этом следующем слое. Отраженная волна удара начнет распространяться со скоростью c от бака к тарану, снижая скорость воды с v'_1 до $(v'_1 - u)$, а давление — до близкого к гидростатическому.

Через $t = \frac{2 \cdot L_1}{c}$ секунд от начала нагнетательного периода обратная волна дойдет до колпака тарана и снова сопоставит две зоны с разностью давлений $\sim H_d$. Дальнейшее поступление воды из трубы в колпак с значительно большим давлением становится невозможным. Нагнетательный клапан получит тенденцию закрыться, и вода в питательной трубе, не имея выхода, начнет останавливаться. Но вследствие этого давление в трубе быстро повысится снова до H_d и поступление воды в колпак возобновится, но уже со скоростью

$$v'_2 = v_1 - 3 \cdot u,$$

так как из имевшейся транзитной скорости $(v'_1 - u)$ затратится еще скорость u на вторичное повышение давления до H_d .

Скорость вливания v'_2 будет держаться в течение времени t , пока волна удара, отразившись от бака, придет снова к тарану и вышеописанным образом изменит скорость v'_2 на

$$v'_3 = v_1 - 5 \cdot u,$$

и в этот, третий, промежуток времени t вода будет поступать в колпак уже со скоростью v'_3 . Аналогично в промежуток времени с nt до $(n+1) \cdot t$ с начала периода нагнетания скорость воды в питательной трубе у клапанов будет

$$v_n = v_1 - (2 \cdot n - 1) \cdot u, \quad (22)$$

где n — целое и положительное число.

Пусть v_n — последняя скорость нагнетания и естественно $v_n < 2u$. Тогда за один нагнетательный период в колпак поступит объем воды

$$q_2 = \omega_1 \cdot [v'_1 \cdot t + v'_2 \cdot t + v'_3 \cdot t + \dots + v_n \cdot t].$$

Здесь ω_1 — площадь сечения питательной трубы. Подставляя из предыдущего значения $v'_1, v'_2 \dots v'_n$, вынося t за скобки и делая приведение подобных величин, имеем

$$q_2 = \omega_1 \cdot t \cdot [n \cdot v_1 - (1 + 3 + 5 + \dots + 2n - 1) \cdot u],$$

коэффициент при u есть сумма арифметической прогрессии, а потому окончательно

$$q_2 = \omega_1 \cdot t \cdot n(v_1 - n u). \quad (23)$$

n — целое и положительное число — находим из (22):

$$n = \frac{v_1 + u - v_n}{2 \cdot u} \quad (24)$$

и определяем путем подбора.

Так, например, если $v_1 = 3,3$ м/сек, а $u = 0,5$ м/сек, то $v_n = 0,8$ м/сек и

$$n = \frac{3,3 + 0,5 - 0,8}{2 \cdot 0,5} = 3.$$

Заканчивается период нагнетания различно в зависимости от того, какую последнюю скорость нагнетания v_n мы получим.

В случае, когда $v_n < u$, волна n -го удара, дойдя до бака и сопоставив две зоны с разностью давлений H_d при транзитной скорости к тарану $v_n < u$, при отражении трансформирует H_d в обратную скорость u , т. е. поглотит прямую скорость v_n и создаст обратную $u - v_n$. К тарану пойдет с обратной скоростью c волна с низким (около гидростатического) давлением. Когда она достигнет тарана, высокое давление в коленке закроет нагнетательный клапан. Вода, стремясь сохранить обратное движение, начнет отрываться от клапана и еще снизит давление на величину

$$\frac{(u - v_n) \cdot c}{g}.$$

Давление под ударным клапаном упадет до атмосферного или ниже, вызывая автоматически открытие ударного клапана и тем самым возобновление периода разгона.

Следовательно, в случае $v_n < u$ ударный клапан откроется тотчас за моментом закрытия нагнетательного клапана и продолжительность периода нагнетания будет

$$t_2 = n \cdot t - n \cdot \frac{2 \cdot L_1}{c}. \quad (25)$$

Несколько иным путем закончится период нагнетания при условии

$$u < v_n < 2u,$$

т. е. когда v_n находится в пределах от u до $2u$. Тогда n -я волна удара, дойдя до бака с давлением H_d при транзитной скорости воды $v_n > u$ с направлением к тарану, при отражении снизит давление до близкого к гидростатическому, а скорость до $v_n - u$. Когда эта отраженная волна

с низким давлением дойдет до нагнетательного клапана, высокое давление в колпаке закроет нагнетательный клапан. Вода в трубе вынуждена будет остановиться, потеряет последнюю скорость и еще повысит давление на величину

$$\frac{v_n - u}{g} \cdot c < H_d.$$

которое, однако, не в состоянии поддержать открытым нагнетательный клапан, т. е. произойдет так называемый „холостой“ удар. Распространившись до бака, эта последняя волна трансформирует излишнее давление в трубе в обратную скорость, которая, дойдя до тарана, понизит давление около клапанов до атмосферного или ниже. Ударный клапан откроется, но по сравнению с предыдущим случаем позднее на t секунд.

Итак, в случае $u < v_n < 2 \cdot u$ длительность периода нагнетания

$$t_2 = (n + 1) \cdot t = (n + 1) \frac{2 \cdot L_1}{c}. \quad (25a)$$

Из приведенного описания процессов, происходящих в таране во время периода нагнетания, ясно следующее:

1. Процесс нагнетания воды в воздушный колпак тарана протекает не плавно, а скачкообразно. Скорость воды при нагнетании изменяется от v_n до отрицательной скачками в u и $2 \cdot u$ и с периодичностью t . С той же периодичностью давление в питательной трубе изменится несколько раз тоже скачкообразно.

2. Основной величиной, влияющей на все результаты периода нагнетания, является скорость воды v_n , полученная во время периода разгона.

Вопрос о наиболее целесообразных величинах v_n , v_n и n , на которые желательно отрегулировать таранную установку, подробно рассмотрен в главе о к. п. д. и производительности таранов.

Диаграммы изменения давления и скорости воды в питательной трубе см. ниже на фиг. 8.

При изложении процессов периода нагнетания и при выводе формул (21) -- (25) нами сделан ряд допущений, которые считаем необходимым оговорить.

При определении u — скорости воды, которую необходимо затратить на повышение давления в питательной трубе до величины H_d , мы пренебрегали существующим в трубе пьезометрическим давлением H_n , т. е. получали u несколько больше. Как уже отмечено раньше, процесс гидравлического удара протекает сложнее изложенного выше. Однако введение в теоретические формулы всех деталей процесса удара или периода нагнетания очень усложняет формулы, не внося существенных изменений. Охватывая основные явления, мы получаем результаты, достаточно приближенные к действительности.

Пренебрегая существующим пьезометрическим давлением, получаем увеличенное u и соответственно уменьшенное q_2 . Но это уменьшение компенсируется тем, что мы не учитываем: а) потери скорости, неизбежные при движении в трубе волны удара, б) потери напора на открывание нагнетательного клапана и продвижение воды через него (см. подробно о нагнетательном клапане) и ряд других сравнительно мелких моментов.

3. ПЕРИОД РАЗГОНА

Начало и конец периода разгона соответствуют концу и началу периода нагнетания и обусловлены указанными выше явлениями. В промежуток времени t_1 между началом и концом периода происходит вытекание воды наружу. Процесс вытекания, разгона воды, почти полностью совпадает с рассмотренным выше процессом установления движения жидкости при истечении через трубопровод с насадкой, а потому здесь ограничимся лишь несколькими замечаниями.

При описании процессов периода нагнетания мы видели, что, как только последняя отраженная от бака волна гидравлического удара принесет к тарану отрицательную скорость ($u - v_n$) или ($v_n - u$), под клапанами произойдет падение давления до атмосферного или ниже, и вода, продолжая движение к баку, будет распространять это пониженное давление дальше по питательной трубе. Но атмосферное давление, а отчасти и вес ударного клапана заставят его открыться. Воздух снаружи (или вода — если ударный клапан затоплен) устремится через клапан в трубу и, заполнив вакуум, сделает в конце трубы давление равным атмосферному, а то время как ближе к баку уже распространится давление ниже атмосферного. Следовательно, возникнет новая волна с направлением от тарана к баку, которая побегит вслед за волной низкого давления, и восстанавливая его до атмосферного, будет частично восстанавливать отрицательную скорость. Однако мы примем, что ударный клапан открывается моментально после образования под ним вакуума и что волна атмосферного давления идет тотчас за волной низкого давления.

Итак, спустя время $\frac{L}{c}$ волна атмосферного давления дойдет до бака и сопоставит рядом две зоны с разностью давлений H_1 при горизонтальной питательной трубе. В наклонной трубе процессы происходят более сложно, но дают те же результаты. Разность давлений H_1 вызовет образование отраженной волны. Вода устремится из бака в трубу со скоростью [по формуле (2)]

$$v'_1 = \frac{H_1 \cdot g}{c},$$

повышая давление в ней до гидростатического. Через t секунд с момента открытия клапана отраженная от бака волна удара с давлением H_1 и скоростью v'_1 придет к открытому ударному клапану. Гидростатическое давление, сопоставившись с атмосферным, трансформируется в скорость, близкую к v'_1 , и истечение воды наружу сразу начнется со скоростью $\sim 2 \cdot v'_1$. Следовательно, в отличие от истечения при мгновенном открытии задвижки (которое рассмотрено выше) в таране происходит задержка истечения на время t секунд [формула (1)], а спустя время t после открытия ударного клапана истечение начнется с удвоенной скоростью. Промежуток времени t измеряется сотыми долями секунды, но при внимательном наблюдении за работой тарана можно видеть, что вода устремляется наружу с некоторым запаздыванием.

Продолжительность периода разгона t_1 определяется формулой (18). Расход воды q_1 за время t_1 легко определить по формуле (17). Давле-

ние в коробке ударного клапана k_1 в конце периода разгона дает формула (14).

Кончается период разгона почти мгновенным закрыванием ударного клапана. Наблюдения при опытах показывают время закрывания около 0,01 сек., и мы пренебрегаем этой незначительной величиной при определении длительности периода разгона. Работа ударного клапана подробно рассмотрена ниже в главе „Работа элементов таранной установки“.

4. ЦИКЛ РАБОТЫ ТАРАНА

Полный цикл работы тарана состоит из двух периодов: разгона и нагнетания, а потому продолжительность его

$$T = t_1 + t_2. \quad (26)$$

За время T происходит один удар клапана, и потому количество циклов T в единицу времени у работающего тарана очень легко сосчитать. Принято определять количество ударов в минуту, а t_1 , t_2 и T в секундах. Отсюда число ударов в минуту

$$n_1 = \frac{60}{t_1 + t_2} = \frac{60}{T} \quad (27)$$

и соответственно

$$T = \frac{60}{n_1}. \quad (26a)$$

Выше мы определили объем воды, выливаемой тараном наружу, q_1 (17) и объем нагнетаемой воды q_2 (23) за один цикл работы. Обычно принято определять эти объемы за 1 сек. Следовательно,

$$Q_1 = \frac{q_1}{T} = \frac{q_1 n_1}{60} \quad (28)$$

и

$$Q_2 = \frac{q_2}{T} = \frac{q_2 \cdot n_1}{60}. \quad (29)$$

Отношения (28) и (29) позволяют легко определить q_1 и q_2 , измерив секундные расходы воды и число ударов в минуту, у работающего тарана.

Полный расход воды из питательного бака в секунду

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (20)$$

На фиг. 8 приведена теоретическая диаграммная характеристика установившейся работы тарана. Здесь взят частичный случай работы опытной таранной установки в Политехническом институте (см. главу о к. п. д.), когда $H_1 = 2,0$ м и $H_d = 8,88$ м. Таран отрегулирован на $k = 0,744$, что дает $v_1 = 0,719$ м/сек, а $u = 0,062$ м/сек. Подробный расчет всех деталей см. ниже в указанной главе.

В верхней части чертежа дана диаграмма давления, а в нижней — скорости в конце питательной трубы перед ударным клапаном (по схе-

ме фиг. 7), охватывающие два периода нагнетания и один — разгона. Линия *mm* — гидростатическое давление, *nn* — атмосферное. Продолжительность нагнетания $6 \cdot t$.

Во время нагнетания давление в питательной трубе у клапанов держится на уровне H_d , давая выступ *a* вначале, обусловленный инерцией и перекрытием нагнетательного клапана. Зубчики *b* отражают быструю смену давления от H_d до H_1 и снова к H_d , происходящую почти мгновенно.

После нагнетания давление падает ниже атмосферного и ударный клапан открывается. В период разгона давление почти плавно поднимается до h_1 , а затем, закрыв клапан, снова резко повышается до H_d , отражая переход к периоду нагнетания.

Скорость воды периодически растет и падает. При этом уступы падения скорости много больше уступов подъема, почему в расчетах учитываются первые и пренебрегаются вторые.

Линии хода клапанов показывают нижним выступом положение клапанов в нижней точке, а верхним — в верхней точке. При этом подъем вверх для ударного клапана означает закрытие, а для нагнетательного — открытие. Нагнетательный клапан несколько отстает от ударного при начале нагнетания и обгоняет его в конце, т. е. нагнетательный клапан открыт всегда в течение меньшего промежутка времени по сравнению со временем, когда ударный клапан закрыт.

Ниже приведен ряд индикаторных диаграмм давления, полученных при опытах. Характер их тот же самый, что и на фиг. 8. Нам неизвестны опыты с тараном, при которых снимались бы диаграммы скорости в питательной трубе (сложный момент, требующий специальной аппаратуры).

Рассмотрим соотношение продолжительности периодов разгона и нагнетания. На основании формул (18) и (25) пишем:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{T_0}{n \cdot t} \cdot \ln \frac{1+k}{1-k}$$

Для простоты берем t_2 из (25), а не из (25а), что всегда выполнимо при условии $v_n \ll u$. Подставляя значения T_0 из (16), n — из (24), t — из (1) и дальше u в знаменателе из (21), после сокращения получим

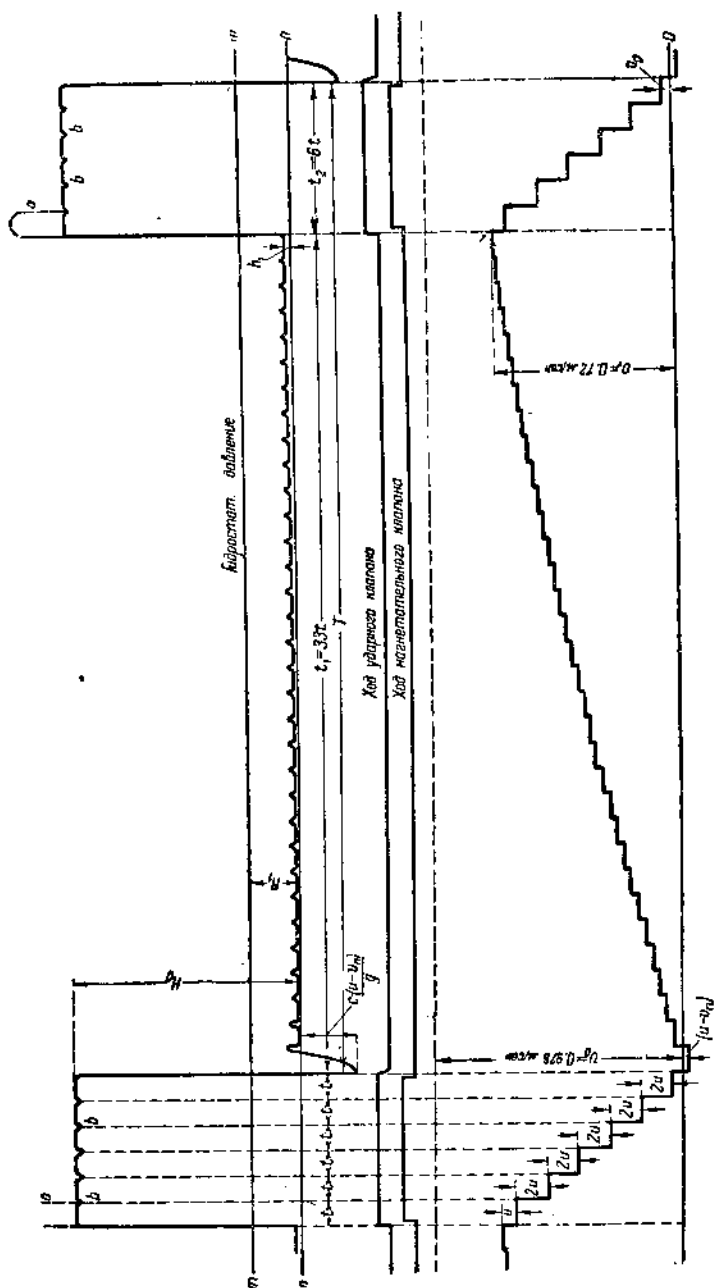
$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{v_0 \cdot H_d}{(v_1 + u - v_n) \cdot 2 \cdot H_1} \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} \quad (30)$$

Принимая разность $(u - v_n)$ равной или близкой нулю или, наконец, вообще незначительной по сравнению с v_1 , получим

$$\frac{t_1}{t_2} \approx \frac{H_d}{H_1} \cdot \frac{1}{2 \cdot k} \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} \quad (30a)$$

Давая k различные значения от 0,40 до 0,80 (предельные из применяемых к практике), видим, что выражение

$$\frac{1}{2 \cdot k} \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} = \frac{0,871}{0,820} \div \frac{2,197}{1,600} = 1,06 \div 1,37,$$



Фиг. 8. Теоретические диаграммы давления и скорости в питательной трубе тарана у клапанов.

т. е. оно имеет очень незначительную амплитуду колебания, в то время как отношение $\frac{H_d}{H_1}$ в практике колеблется от 2 до 30.

Для случая, приведенного на фиг. 8, имеем [по формуле (30a)]

$$\frac{t_1}{t_2} \approx 4,44 \cdot \frac{1}{1,49} \cdot 1,92 = 5,73,$$

а точно по формуле (30) оно равно 5,52.

Итак:

1. Продолжительность периода нагнетания всегда меньше продолжительности периода разгона.

2. Отношение длительности периода разгона к длительности периода нагнетания почти исключительно зависит от отношения $H_d:H_1$ (при малых k равно ему), а при данных H_d и H_1 отношение $t_1:t_2$ колеблется незначительно

Своей оригинальностью устройства и работы гидравлический таран сильно привлекал внимание теоретиков и практиков. В течение XIX столетия было выполнено много теоретических исследований тарана, но до 1900 г. они упирались в неизвестность теории гидравлического удара в трубах и потому не давали правильных результатов. Однако и после опубликования проф. Н. Е. Жуковским своей теории гидравлического удара, полностью подтвердившейся на опыте, теория тарана не получила правильного освещения. На основании результатов специальных опытов над таранами, выполненных в 1903—1907 гг. Б. М. Бубекиным под непосредственным руководством и по инициативе проф. Жуковского, последний дал правильную схему работы тарана (период нагнетания), изложив ее в докладе „Новая теория гидравлического тарана“ на заседании Математического общества 18 сентября (с/ст.) 1907 г. К сожалению, доклад не был опубликован (нет и секретарских записей), и ценные мысли Жуковского остались не использованными в позднейших работах о таране. Бубекин в статье „Гидравлический таран“ (см. „Бюллетени Политехнического общества“ № 1, 1910 г.) коротко указал соображения Жуковского о процессе нагнетания.

Нам принадлежит детальное теоретическое развитие основных положений Жуковского и оформление их в виде, пригодном для практики. Теорию периода разгона воды в таране мы почти без изменения берем из исследований Navier и Haiza в обработке проф. Б. А. Бахметева (см. „Введение в изучение неустановившегося движения жидкости“ 1915 г.).

В отличие от старых изложенная нами теория работы тарана, правильно отражая механизм явлений, позволяет глубоко анализировать работу тарана и давать теоретическую оценку работы и конструкции как всего тарана, так и каждого элемента таранной установки.

Моменты полемического характера, касающиеся старых теорий, отдельных положений экспериментаторов и т. п., мы сводим к минимуму или совершенно исключаем, как не отвечающие задачам книги.

Видимо убедившись в несостоятельности исследовать работу тарана чисто теоретическим путем, ряд исследователей приступил к опытам над тараном. Еще в 1804 г. Эйтельсшн (Германия) поставил 1123 опыта и опубликовал ряд эмпирических выводов и формул, которые применяются до настоящего времени, несмотря на полную негодность большинства из них. Вслед за Эйтельсшном было поставлено еще громадное количество опытов, но отсутствие теоретической базы не позволяло правильно поставить опыты и использовать их результаты. Наиболее ценными являются опыты Бубекина — Жуковского, произведенные в 1905 г. и опубликованные в 1910 г. в „Бюллетене Политехнического общества“. Значительный интерес представляют также опыты студентов Политехнического института (Ленинград), произведенные под руководством проф. Бахметева в 1913 г. (см. список литературы).

Ниже приведен ряд опытных данных, главным образом для иллюстрации теоретических выводов. Дальнейшее эмпирическое исследование тарана мы считаем целесообразным только в строгой увязке с теорией и с применением наиболее совершенной аппаратуры. Особо требуют уточнения коэффициенты потерь напора в клапанах различных конструкций.

5. КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (К. П. Д.) И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТАРАНА

Если в секунду таран берет из питательного бака объем воды Q литров с высоты H_1 метров, то затраченная работа будет $Q \cdot H_1 \cdot \gamma$ килограмметров. В то же время установка поднимает Q_2 литров на высоту H_2 метров, т. е. совершает работу $Q_2 \cdot H_2 \cdot \gamma$ килограмметров. Следовательно, к. п. д. всей установки в целом выразится формулой

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot H_2}{Q \cdot H_1} = \frac{Q_2 \cdot H_2}{(Q_1 + Q_2) \cdot H_1} \quad (31)$$

Измеряя в натуре Q_1 —объем воды, выливающейся через ударный клапан, и Q_2 —объем воды, нагнетаемой в напорный бак за то же время, легко найдем к. п. д. существующей установки. Определяя эти величины теоретически, найдем к. п. д. проектируемой установки.

Не следует смешивать к. п. д. таранной установки в целом с к. п. д. самого тарана, который нагнетает воду под давление $H_d > H_2$. Коэффициент полезного действия тарана выразится формулой

$$\eta_1 = \frac{Q_2 \cdot H_d}{Q \cdot H_1} = \frac{Q_2 \cdot (H_2 + h_2)}{(Q_1 + Q_2) \cdot H_1} \quad (32)$$

дающей более высокие результаты. Сравнение работы одинаковых таранов в различных условиях или таранов различных конструкций может быть правильно выполнено только при помощи формулы (32), вводящей поправку на потери напора в нагнетательной трубе. Почти все таблицы к. п. д., полученные из опытов и даваемые в литературе о таранах, фактически определены не для отношения $\frac{H_2}{H_1}$, как часто указывают, а

для отношения $\frac{H_d}{H_1}$. Обычно высоту нагнетания определяют при опытах по манометрам, поставленным на колпаке тарана и показывающим H_d . Кроме того, как правило, при опытах длина L_2 нагнетательной трубы незначительна, достигая в пределе при вертикальном положении $L_2 \approx H_2$ и давая ничтожные потери напора h_2 . Ниже мы будем пользоваться преимущественно отношением $H_d : H_1$.

¹ Часто определяют к. п. д. таранной установки в целом по формуле Ренкина, которая в наших обозначениях будет иметь вид:

$$\eta = \frac{Q_2(H_2 - H_1)}{Q_1 \cdot H_1}.$$

Не вдаваясь в критику этой формулы, укажем, что она нами не применяется, и данные опытов, используемые нами в тех случаях, когда при обработке их применялась формула Ренкина, пересчитаны по формулам (31) или (32).

Произведем анализ формулы (32) с целью выявить, какие факторы и каким образом влияют на к. п. д. тарана. Так как

$$\frac{Q_2}{Q_1 + Q_2} = \frac{q_2}{q_1 + q_2},$$

т. е. отношение объемов воды, переработанных тараном в секунду, равно отношению соответствующих объемов, переработанных за один цикл действия тарана, напомним (32) в следующем виде:

$$\eta_1 = \frac{q_2 \cdot H_d}{(q_1 + q_2) \cdot H_1}. \quad (32a)$$

Подставим значения q_2 из (23) и q_1 из (17), имеем

$$\eta_1 = \frac{t \cdot n \cdot (v_1 - n \cdot u)}{v_0 \cdot T_0 \cdot \ln \frac{1}{1 - k^2} + t \cdot n \cdot (v_1 - n \cdot u)} \cdot \frac{H_d}{H_1}.$$

Теперь, заменяя t из (1), n из (24), v_1 из (7) и T_0 из (16), после преобразования получим

$$\eta_1 = \frac{k \cdot v_0 - u + v_n}{\frac{v_0^2}{k \cdot v_0 + u - v_n} \ln \frac{1}{1 - k^2} + \frac{H_1}{H_d} (k \cdot v_0 - u + v_n)}$$

или

$$\eta_1 = \frac{k^2 \cdot v_0^2 - (u - v_n)^2}{v_0^2 \cdot \ln \frac{1}{1 - k^2} + \frac{H_1}{H_d} k^2 \cdot v_0^2 - \frac{H_1}{H_d} (u - v_n)^2}. \quad (33)$$

Формула (33) дает подробное выражение к. п. д. тарана при работе в любых условиях. Легко видеть, что:

1. При $k=0$ $\eta_1=0$, т. е. разгона воды в питательной трубе нет, и таран не работает.

2. При $kv_0=u$ или $v_1=u$ к. п. д. тоже нуль, так как и $v_n=0$ и числитель превращается в нуль. Вода будет получать в питательной трубе разгон до скорости u , ударный клапан станет нормально (автоматически) открываться и закрываться, давая внешний вид работы тарана, а нагнетания воды в колпак не произойдет. Волна удара с давлением H_d не сможет открыть нагнетательный клапан, а если и откроет, то вода уже не имеет скорости для входа в колпак, потратив ее полностью на поднятие давления до H_d .

3. При $k=1$ знаменатель превращается в бесконечно большое число и η_1 опять равно нулю. Таран не будет работать, так как ударный клапан слишком тяжел, не закрывается даже при предельной скорости воды v_0 , и она свободно выливается наружу.

4. В пределах от $k=\frac{u}{v_0}$ до $k=1$ к. п. д. тарана поднимается от нуля до максимума и затем снова падает до нуля.

В общем из формулы (33) ясно, что при постоянных H_1 , H_d и v_0 , т. е. при данных основных размерах установки, к. п. д. тарана не

является постоянной величиной, а сильно изменяется в зависимости от k . Представим графически формулу (33), для чего возьмем частный случай группы опытов, выполненных в Политехническом институте (см. табл. 4). Размеры лабораторной установки были следующие: $H_1 = 2$ м, $H_d = 8,88$ м (два манометра на колпаке тарана), $L_1 = 12,15$ м, $D_1 = 19,05$ мм, $\delta \approx 5$ мм, $E \approx 2 \cdot 10^{10}$ кг/м². При опытах измерено $v_0 = 0,967$ м/сек и $h_0 = 0,336$ м.

Скорость волны удара¹ [по формуле (36)]

$$c \approx 1425 \left(1 - 0,01 \frac{0,019}{2 \cdot 0,004}\right) \approx 1400 \text{ м/сек.}$$

На повышение давления до H_d в питательной трубе тратится скорость [по формуле (21)]

$$u = \frac{8,88 \cdot 9,81}{1400} = 0,062 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, v_n при различных k будет колебаться в пределах от 0 до $2 \cdot u = 0,124$ м/сек. Возьмем еще три случая при $H_d = 20$; 40 и 60 м, оставляя ту же высоту падения $H_1 = 2$ м. Соответственно имеем $u = 0,14$; 0,28 и 0,42 м/сек. Теперь вычислим η_1 по формуле (33)

для различных k , подбирая их так, чтобы $v_n = 0$; $\frac{u}{2}$; u ; $\frac{3}{2}u$; 0; $\frac{u}{2}$; ...

с целью уловить влияние v_n на η_1 .

Так, например, для первого случая, когда $H_d = 8,88$ м, имеем:

v_n	v_1	k	η_1
0,000	0,062	0,064	0
0,031	0,093	0,096	0,756
0,062	0,124	0,128	0,832
0,093	0,155	0,160	0,782
0,000	0,186	0,192	0,725

и т. д.

Для второго случая при $H_d = 20$ м:

v_n	v_1	k	η_1
0,000	0,140	0,145	0
0,070	0,210	0,217	0,805
0,140	0,280	0,290	0,870
0,210	0,350	0,362	0,825
0,000	0,420	0,434	0,747

и т. д.

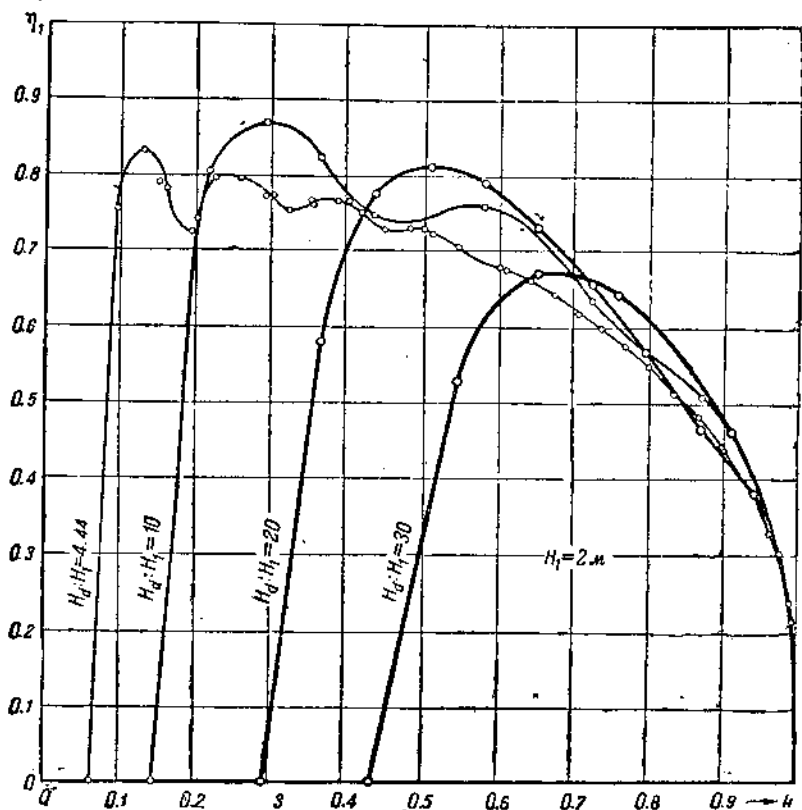
Откладывая по оси абсцисс k и по оси ординат соответствующие η_1 , получим четыре кривые $\eta_1 = f(k)$, приведенные на фиг. 9. Вычисленные точки показаны кружками. Кривые утолщены с увеличением H_d . Так как при вычислении каждой кривой мы меняем только k и зависимую от него величину v_n , то эти кривые показывают общий характер изменения к. п. д. тарана как функции k независимо от того, какие величины H_1 , H_d и v_0 имеет та или иная установка. Будут изменяться абсолютные

¹ Размеры δ и E точно не известны, и определяем c приближенно.

значения η_1 , вычисленные нами для примера, но характер кривых останется тот же самый.

Кривые на фиг. 9 ясно показывают:

1. Очень большую роль регулирования тарана. При всех прочих равных условиях изменение веса ударного клапана (или натяжения пружины) может повести или к полному прекращению работы тарана или к получению максимального к. п. д.



Фиг. 9. Теоретические кривые к. п. д. для различных $\frac{H_d}{H_1}$.

2. При одних и тех же k и H_1 изменение высоты нагнетания или давления в колпаке тарана ведет к изменению к. п. д. Теоретический предел высоты нагнетания, очевидно, будет при условии $u = v_0$. Для нашего случая при $H_1 = 2$ м и $v_0 = 0,967$ м/сек

$$H_d \text{ пред} = \frac{v_0 \cdot c}{g} = \frac{0,967 \cdot 1400}{9,81} = 138 \text{ м.}$$

Практически еще при меньшем H_d к. п. д. опустится до нуля из-за нагнетательного клапана. С увеличением H_d при постоянных H_1 и v_0 предельные значения $k = \frac{u}{v_0} \div 1$ быстро сходятся.

3. На к. п. д. тарана оказывает влияние v_n — скорость воды в питательной трубе в последний момент нагнетания. Это влияние наиболее выражено при малых k от 0 до 0,5, а далее сглаживается. Вообще при $k > 0,7$ к. п. д. тарана почти не меняется с изменением H_d . Кривые выявляют интересный факт: к. п. д. достигает максимальной цифры при $v_n = u$, когда выражение $(u - v_n)$ в формуле (33) превращается в нуль. Производя сокращение на v_0^2 , получим упрощенную формулу к. п. д. при условии $v_n = u$

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{k^2} \cdot \ln \frac{1}{1-k^2} + \frac{H_1}{H_d}}, \quad (34)$$

в которой с предельной ясностью выявляется зависимость к. п. д. тарана исключительно от двух отношений:

$$k = \frac{v_1}{v_0} \text{ и } i = \frac{H_d}{H_1}.$$

Так как до момента $v_1 = u$ таран вообще не нагнетает воду, а в пределах

$$v_1 = u \div 2 \cdot u$$

происходит повышение к. п. д. от 0 до первого максимума, то формула (34) может быть применена только в пределах от

$$k = \frac{2 \cdot u}{v_0} \text{ до } k = 1,$$

учитывая, что минимумы к. п. д., обусловленные влиянием v_n , ею не улавливаются.

Прямое влияние k на к. п. д. тарана понятно из вышеизложенного. Причина этого влияния заключается в том, что, увеличивая v_1 , мы удлиняем период разгона и выливаем наружу через ударный клапан непропорционально большой объем воды Q_1 . В то же время объем нагнетаемой воды Q_2 увеличивается в прямой пропорции от v_1 .

Рассмотрим роль отношения $i = \frac{H_d}{H_1}$ (или вообще близкого к нему $\frac{H_2}{H_1}$), которое колеблется в практике от 2 до 30. Из формулы (34) видно, что η_1 увеличивается с увеличением $\frac{H_d}{H_1}$, так как в знаменателе дробь $\frac{H_1}{H_d}$ уменьшается. Это противоречит общеизвестному факту падения к. п. д. тарана с увеличением $\frac{H_d}{H_1}$. Однако это противоречие, только кажущееся на первый взгляд, и обусловлено недостаточным анализом факта.

Коэффициент полезного действия повышается с ростом $\frac{H_d}{H_1}$, но очень незначительно. Выражение $\frac{1}{k^2} \ln \frac{1}{1-k^2}$ колеблется в пределах от 1 до

2 при колебаниях k от 0,2 до 0,9 (пределы, не встречаемые в практике). В то же время $\frac{H_1}{H_d} = 0,5 \div 0,033$. Следовательно, величина $\frac{H_1}{H_d}$ в сумме знаменателя практически очень незначительна.

Падение к. п. д. с увеличением $\frac{H_d}{H_1}$ происходит и должно происходить в связи с тем, что при этом приходится увеличивать v_1 — скорость воды в питательной трубе в конце периода разгона, т. е. увеличивать k . Кривые на фиг. 9 наглядно показывают, что если данный таран может работать при $\frac{H_d}{H_1} = 10$, будучи отрегулирован на $k \approx 0,3$, то при $\frac{H_d}{H_1} = 20$ он начнет работу в идеальном случае не ранее, пока будет отрегулирован на $k \approx 0,5$. Если же учтем, что благодаря конструктивным недостаткам нагнетательного клапана приходится регулировать таран в первом случае на $k \approx 0,6$, а во втором — на $k \approx 0,8$, то будет ясно, почему к. п. д. резко падает с $\sim 0,75$ до $\sim 0,55$.

Итак, с увеличением отношения $\frac{H_d}{H_1}$ или $\frac{H_2}{H_1}$ происходит падение к. п. д. тарана из-за косвенного влияния величины $k = \frac{v_1}{v_0}$. Это падение настолько значительно, что полностью поглощает увеличение к. п. д. от прямого влияния отношения $\frac{H_2}{H_1}$.

Заканчивая теоретический анализ к. п. д. тарана и переходя к материалам экспериментального характера по этому вопросу, отметим, что на к. п. д. тарана через посредство v_0 и H_d (или u) оказывают влияние все размеры питательной трубы: D_1 , L_1 , δ , E и $\Sigma \xi$ — местные сопротивления в трубе и ударном клапане. Подробно об этом см. в главе „Работа элементов таранной установки“. В опытах Эительвейна размеры специальной установки колебались в таких пределах:

Высота падения	$H_1 = 0,60$	—	3,14 м
Высота нагнетания	$H_d \approx H_2 = 3,50$	—	14,20 м
Длина питательной трубы	$L_1 = 3,6$	—	18,44 м
Диаметр питательной трубы	$D_1 = 0,057$	—	0,31 м
Длина нагнетательной трубы	$L_2 = 3,51$	—	14,26 м
Диаметр нагнетательной трубы	$D_2 = 0,01$	—	0,026 м
Вес ударного клапана	$G = 143$	—	576 г
Ход ударного клапана	$a = 2,6$	—	9,0 мм
Границы опытов	$H_d:H_1 \approx H_2:H_1 = 2$	—	20

На основании своих опытов он дал следующую эмпирическую формулу к. п. д. тарана для $H_2:H_1 = 2 \div 20$:

$$\eta_1 = 1,12 - 0,2 \cdot \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}. \quad (35)$$

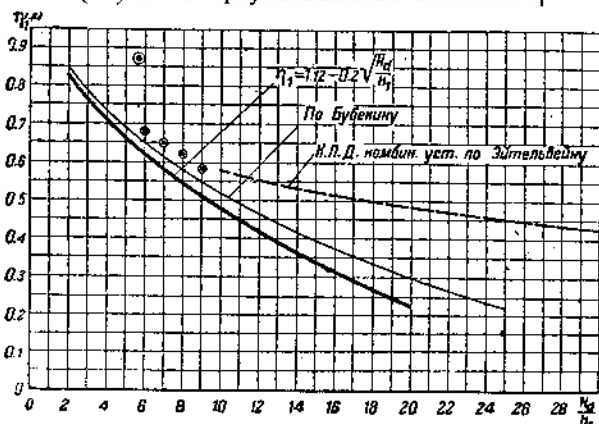
Для к. п. д. таранной установки в целом, очевидно, будем иметь

$$\eta = 1,12 - 0,2 \sqrt{\frac{H_d}{H_1}}. \quad (35a)$$

Последняя формула учитывает потери напора в нагнетательной трубе, почти не имеющие места в опытах при очень короткой (вертикально поставленной) нагнетательной трубе. Следовательно, для опытной установки Эйтельвейна формулы (35)–(35a) тождественны. На фиг. 10 кривая, соответствующая формуле (35), показана сплошной толстой линией. Ясно выражена полная зависимость к. п. д. от отношения $H_d:H_1$.

Формула Эйтельвейна для к. п. д. не годится для современной практики по следующим мотивам:

1. Эйтельвейн не учитывал влияния k на к. п. д. и, естественно, не мог уловить максимум к. п. д. для данных $H_d:H_1$, т. е. несомненно, что формулы (35) дают преуменьшенные значения η .



Фиг. 10. Эмпирические кривые к. п. д.

2. Опытные данные XX века о к. п. д. превышают данные Эйтельвейна, подтверждая только общий характер кривой (35).

Так, в 1905 г. Бубекин, поставив опыты с тараном Дуглас № 2—А с $L_1 = 15,24$ м, $D_1 = 25,4$ мм, $H_1 = 1,0 \div 15$ м, $H_d = 5,0 \div 180$ м, получил следующие максимальные к. п. д., приведенные в табл. 3 рядом с к. п. д. по Эйтельвейну.

ТАБЛИЦА 3

$H_d:H_1$	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25	30
η в %												
По Бубекину	85	78	75	69	63	58	52	47	40	34	22	17
По Эйтельвейну	84	77	72	67	63	56	49	43	35	23	—	—

Кривая к. п. д. по Бубекину на фиг. 10 — тонкая сплошная линия — полностью превышает кривую Эйтельвейна, давая наиболее сильное превышение при $H_d:H_1=15-20$. Данные Бубекина указаны максимальные, когда-либо полученные им при опытах с различными таранами и различными условиями их работы, но они не предельны, так как и Бубекин не улавливал максимума к. п. д. при различных $H_d:H_1$. Он вообще не придавал значения влиянию на к. п. д. отношения $\frac{v_1}{v_0}$. Последнее фигурирует только в опытах студентов Политехнического института (табл. 4). При постоянных $H_1=2\text{ м}$, $L_1=12,15\text{ м}$, $D_1=19,05\text{ мм}$ и $v_0=0,967\text{ м}$ изменялись $H_d=4,81-20,95\text{ м}$ и $k=0,689-0,978$. В некоторых случаях к. п. д. тарана превышал цифры Бубекина, например,

	k	H_d	$H_d:H_1$	η_1
1 случай	0,689	11,90 м	5,95	0,684
2 "	0,689	13,93 м	6,97	0,655
3 "	0,689	15,95 м	7,98	0,625
4 "	0,689	17,95 м	8,98	0,587

указанные на фиг. 10 черными кружками.

Добиваясь наивысшего к. п. д. в таранной установке, выполненной нами в 1929 г. в Сочинском районе (см. „Гидравлический таран“ изд. 1930 г.), при $H_1=8,73\text{ м}$; $H_2=43\text{ м}$; $H_d=50\text{ м}$; $L_1=25\text{ м}$; $D_1=51\text{ мм}$; $n_1=126\text{ уд/мин}$; $G=0,985\text{ кг}$; $L_2=395\text{ м}$; $D_2=25,4\text{ мм}$; $Q_2=0,142\text{ л/сек}$; $Q_1=0,786\text{ л/сек}$, мы получили к. п. д. самого тарана [по формуле (32)]

$$\eta_1 = \frac{0,142 \cdot 50}{(0,786 + 0,142) \cdot 8,73} = 0,877$$

при $H_d:H_1=5,7$. Указано на фиг. 10 черным кружком.

Все опытные данные, частью приведенные здесь, подтверждают с несомненностью одно: к. п. д. тарана в каждом случае может колебаться в широких пределах в зависимости от k , а эмпирические формулы η и η_1 совершенно не дают представления о предельных возможностях в области повышения к. п. д. тарана. Кроме того, выражение к. п. д. в зависимости от $H_d:H_1$ теоретически неверно, так как для одного и того же отношения $H_d:H_1$ к. п. д. может быть совершенно различен.

Рассмотрим еще группу опытов, поставленных в Ленинградском политехническом институте, в которых сохранялись постоянными: $H_1=2\text{ м}$, $H_d=8,88\text{ м}$ (два манометра на колпаке тарана), $L_1=12,15\text{ м}$, $D_1=19,05\text{ мм}$, $\delta \approx 4\text{ мм}$, а изменялось k . Измерения показали $v_0=0,967\text{ м/сек}$ и $h_0=0,336\text{ м}$.

Результаты опытов сведены в табл. 4.

Здесь p — добавочная нагрузка на ударный клапан в г (собственный вес клапана точно не указан). Опыты 1 и 8 произведены несколько при иных напорах H_d , но очень близких к 8,88 м. Коэффициент полезного действия нами пересчитан по формуле (32), так как при обработке материалов опытов применялась формула Ренкина. H_d равно сумме: показание манометров плюс столб воды в колпаке тарана над нагнетательным клапаном. Затем наше k соответствует $\sqrt{k}$ по Бахмистеву. В общем табл. 4

ТАБЛИЦА 4

№ опытов	H_d в м	p в г	k	Q_1	Q_2	n_1 уд/мин	η_1
				в л/сек			
1	9,08	0	0,689	0,071	0,0125	100	0,678
2	8,88	10	0,744	0,081	0,0136	94	0,638
3	8,88	15	0,750	0,096	0,0148	80	0,593
4	8,88	25	0,785	0,103	0,0158	74	0,591
5	8,88	40	0,833	0,115	0,0153	65	0,521
6	8,88	50	0,861	0,115	0,0153	65	0,521
7	8,88	75	0,914	0,126	0,0150	60	0,472
8	9,09	90	0,977	0,141	0,0133	52	0,392

пересчитана на наши обозначения. На фиг. 11 фактическое изменение к. п. д. показано сплошной толстой линией.

Для сравнения найдем теоретические Q_2 , Q_1 , n_1 и η_1 для всех опытов, а для примера воспроизведем подробно расчет для 2-го опыта из табл. 4 при $k=0,744$.

Выше уже мы нашли для данного случая

$$c=1400 \text{ м/сек}, \quad u=0,062 \text{ м/сек},$$

$$t=0,0173 \text{ сек. и } v_1=0,719 \text{ м/сек.}$$

Далее определяем по формуле (16)

$$T_0 = \frac{0,967 \cdot 12,15}{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 0,299 \text{ сек.}$$

Объем воды, выливаемой наружу за один период [по формулам (17а) и (22)],

$$q_1 = 2,303 \cdot 2,85 \cdot 96,7 \cdot 0,299 \cdot \lg \frac{1}{1 - 0,744^2} = 66,5 \text{ см}^3,$$

$$v_n = 0,719 - (2 \cdot 6 - 1) \cdot 0,062 = 0,037 \text{ м/сек и } n=6.$$

Объем воды, нагнетаемой за один период [по формуле (23) и (18)],

$$q_2 = 2,85 \cdot 0,0173 \cdot 6 (71,9 - 6 \cdot 6,2) = 10,27 \text{ см}^3,$$

$$t_1 = 2,303 \cdot 0,299 \cdot \lg \frac{1 + 0,744}{1 - 0,744} = 0,574 \text{ сек.}$$

Продолжительность периода нагнетания при $v_n < u$ [по формулам (25) и (26)]

$$t_2 = 6 \cdot 0,0173 = 0,104 \text{ сек.},$$

$$T = 0,574 + 0,104 = 0,678 \text{ сек.}$$

Число ударов в минуту [по формуле (27)]

$$n_1 = \frac{60}{0,678} = 88,5.$$

Теперь находим секундные дебиты [по формулам (28) и (29)]

$$Q_1 = \frac{0,0665}{0,678} = 0,098 \text{ л/сек},$$

$$Q_2 = \frac{0,01027}{0,678} = 0,0151 \text{ л/сек}.$$

Коэффициент полезного действия тарана [по формуле (32)]

$$\eta_1 = \frac{0,0151 \cdot 8,88}{(0,098 + 0,0151) \cdot 2} = 0,593.$$

Производя такой же расчет для различных k , получим теоретическую табл. 5.

ТАБЛИЦА 5

№ ОПЫТОВ	H_d в м	p в г	k	Q_1	Q_2	n_1 уд/мин	η_1
				в л/сек			
—	8,88	—	0,064	0,006	0	1 079	0
—	8,88	—	0,150	0,015	0,0033	480	0,801
—	8,88	—	0,200	0,022	0,0044	385	0,740
—	8,88	—	0,300	0,032	0,0069	253	0,788
—	8,88	—	0,400	0,044	0,0092	186	0,768
—	8,88	—	0,500	0,059	0,0117	151	0,735
—	8,88	—	0,600	0,073	0,0133	120	0,684
1	8,88	0	0,689	0,087	0,0144	98	0,631
2	8,88	10	0,744	0,098	0,0151	88,5	0,593
3	8,88	15	0,750	0,099	0,0152	87,5	0,591
4	8,88	25	0,785	0,105	0,0152	79,5	0,561
5	8,88	40	0,833	0,116	0,0153	71,5	0,518
6	8,88	50	0,861	0,124	0,0154	67	0,490
7	8,88	75	0,914	0,139	0,0146	56	0,422
8	8,88	90	0,977	0,174	0,0120	41	0,287
—	8,88	—	0,990	0,187	0,0106	35	0,238

Эмпирическая и теоретическая кривые к. п. д. из табл. 4 и 5 приведены на фиг. 11. Первая изображена тонкой линией. В опытах максимум к. п. д. не был уловлен, так как вес ударного клапана не позволял сделать k меньше 0,689.

Такие, довольно странные; моменты характерны для опытов с таранами. В данном случае не могли выявить максимум к. п. д. из-за большого веса золотника ударного клапана. В других случаях вообще не регулировали таран на разные k и т. д. В результате мы имеем в литературе совершенно неверные характеристики таранов.

Теоретические расчеты, сведенные в табл. 5, выполнены с целью показать, что к. п. д. тарана равен нулю не только при $v \ll u$, но и при несколько больших скоростях разгона фактически мы не сможем получить нагнетания воды. Возьмем случай при $k=0,20$, когда число ударов клапана должно быть ~ 385 в минуту, а объем нагнетаемой воды в секунду $4,4 \text{ см}^3$. Тогда таран должен нагнетать за один период, т. е.

ва 0,035 сек., 0,68 см³ воды. Легко понять, что такое требование практически невыполнимо, нагнетательные клапаны не могут быть настолько совершенны, чтобы не иметь инерции и улавливать такие малые объемы воды. Клапан не откроется, а если бы это и произошло, то при закрытии он выпустит из колпака в питательную трубу больше воды, чем ее туда поступит. В случае $k=0,40$ при 186 ударах в минуту продолжительность периода нагнетания 0,069 сек. и объем воды, нагнетаемой за один период, почти 3 см³. Условия для работы клапана тоже довольно жесткие, но нагнетание воды уже будет происходить. При этом только не сможем достигнуть к. п. д. 0,768.

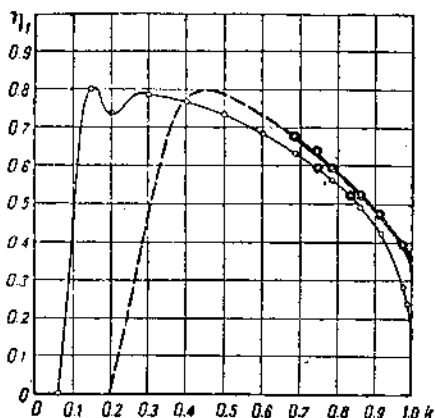
На фиг. 11 мы продолжили пунктиром эмпирическую кривую, приняв $\eta_1=0$ при $k \approx 0,20$. Ниже мы укажем еще на одну важную особенность нагнетательного клапана, ведущую к тем же результатам: снижение к. п. д. до нуля при малых k .

Из сопоставления кривых на фиг. 11 видно, что эмпирическая кривая, не совпадая точно с теоретической кривой, имеет, однако, такой же характер. Несовпадение теоретических цифр с эмпирическими, во-первых, неизбежно, так как мы подвергаем теоретическому анализу только основные моменты процесса работы тарана, во-вторых, оно незначительно, и наконец, невязку в основном мы относим на методологическую ошибку, допущенную при опытах.

Почти все опыты, когда-либо поставленные над тараном, страдают существенными недостатками в части методологии, что ведет к непригодности полученных материалов для обработки. В данном случае допущена

ошибка в методе определения скорости v_1 , закрывающей ударный клапан. Непосредственное определение v_1 очень затруднено, и потому эта скорость определялась косвенно путем измерения $k^2 = \frac{h_1}{h_0}$, т. е. пьезометром определялось давление h_1 , закрывающее ударный клапан данного веса, находилось k^2 и далее v_1 . Определение h_1 проводилось не во время работы тарана, а далее таран пускали в ход и принимали, что клапан закрывается именно при вычисленной скорости. Фактически ударный клапан закрывался при меньшей скорости, т. е. при меньшем k , потому что в поднятии его вверх участвует не только пьезометрическое давление h_1 снизу, а еще трение воды, обтекающей клапан снизу вверх, и неизбежное понижение давления выше клапана благодаря отсасывающему действию воды, вытекающей свободно в атмосферу.

Производительностью тарана мы называем ту или иную способность его нагнетать воду на определенную высоту. Следовательно, производительность измеряется объемом воды Q_2 , который таран нагнетает в колпак под давление H_d или в напорный бак на высоту H_2 в



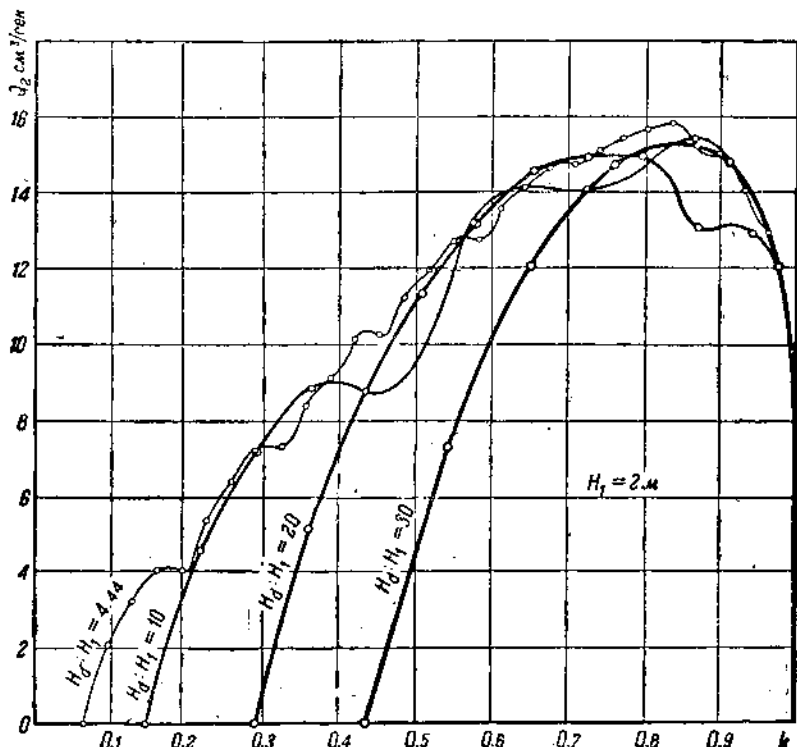
Фиг. 11. Кривые к. п. д. для опыта в Политехническом институте.

единицу времени. Секундная производительность выражается формулой (29), которую сейчас рассмотрим подробнее. Заменяя q_2 из (23), а T — из (26), (18) и (25), имеем

$$Q_2 = \frac{q_2}{T} = \frac{\omega_1 \cdot t \cdot n \cdot (v_1 - n \cdot u)}{T_0 \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} + n \cdot t}.$$

Далее, заменяя t из (1), n из (24), T_0 из (16) и u из (21), находим

$$Q_2 = \frac{\omega_1 \cdot [k^2 \cdot v_0^2 - (u - v_a)^2]}{v_0 \cdot \frac{H_d}{H_1} \ln \frac{1+k}{1-k} + 2(k \cdot v_0 + u - v_n)} \dots \dots \dots (36)$$



Фиг. 12. Четыре кривые производительности тарана.

Аналогично к. п. д. $Q_2 = 0$ при $v_1 \leq u$ и при $v_1 = v_0$, когда $k = 1$. Для наглядного представления об изменении производительности в указанных пределах Q_2 высчитаны по формуле (36) для различных k и $\frac{H_d}{H_1} = 4.44; 10; 20$ и 30 в рассмотренном уже случае опытной таранной установки Политехнического института (фиг. 9), и результаты представлены кривыми на фиг. 12. Сравнивая кривые к. п. д. (фиг. 9) с данными кривыми, прежде всего замечаем, что максимумы их не совпадают. С

увеличением k к. п. д. быстро растет, а затем медленно падает до нуля. Производительность тарана медленно повышается с ростом k и резко падает в конце. Следовательно, при максимальном к. п. д. мы будем иметь не предельную производительность, которая достигается при низких к. п. д. Этот момент весьма важен для расчетов и регулирования тарана. Имея недостаток в воде, питающей таран, естественно стремиться к высокому к. п. д., а при излишке воды целесообразно регулировать на пониженный к. п. д., получая максимальную производительность.

Волнистость кривых производительности тоже отражает влияние величины v_n , максимальная производительность совпадает примерно с $v_n \approx u$. В этом случае формула (36) упрощается и будет иметь вид

$$Q_2 = \frac{\omega_1 \cdot k^2 \cdot v_0 \cdot H_1}{H_d \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} + 2 \cdot k \cdot H_1} \quad (36a)$$

При постоянных H_1 и H_d производительность тарана зависит исключительно от k .

Общий предел производительности таранных установок в абсолютных цифрах дать невозможно ввиду сильной зависимости производительности от размеров установок. Однако укажем, что в практике имеются установки с несколькими таранами, дающими в общем в сутки тысячи кубометров воды.

Эффективная мощность таранной установки определится в лошадиных силах следующим образом:

$$W = \frac{Q_2 \cdot H_2}{75},$$

где Q_2 — секундная производительность в литрах.

Индикаторная мощность будет

$$W_0 = \frac{Q \cdot H_1}{75},$$

где Q — пропускная способность тарана или группы их в л/сек.

Остановимся на определении размеров или номера тарана, который требуется для данных условий. Если у работающего тарана задержать ударный клапан в открытом положении, то скорость воды в питающей трубе в течение нескольких секунд достигнет предела v_0 . При этом таран будет поглощать из источника объем воды в секунду

$$Q_0 = \omega_1 \cdot v_0.$$

При нормальной работе таран пропускает объем $Q < Q_0$. Отношение

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_0} &= \frac{Q_1 + Q_2}{Q_0} = \frac{q_1 + q_2}{T \cdot Q_0} = \\ &= \frac{T_0 \cdot \ln \frac{1}{1-k^2} + t \cdot n \cdot \frac{k}{2} \cdot \ln \frac{1}{1-k^2}}{T_0 \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} + t \cdot n} \approx \frac{1}{\ln \frac{1+k}{1-k}}, \end{aligned}$$

$$Q \approx Q_0 \cdot \frac{\ln \frac{1}{1-k^2}}{\ln \frac{1+k}{1-k}}. \quad (366)$$

Принимая для практики предельные значения $k \approx 0,4 \div 0,8$, имеем соответственно пределы выражения

$$\frac{\ln \frac{1}{1-k^2}}{\ln \frac{1+k}{1-k}} \approx 0,2 \div 0,6.$$

Следовательно, при нормальной работе таран пропускает от 20 до 60% того количества воды, которое он может пропустить при предельной скорости воды v_0 за одно и то же время. Пользуясь этой зависимостью при данных основных размерах установки, легко определить, какой таран или сколько их необходимо для переработки данного объема воды в единицу времени. При этом понятно, что, ориентируясь на высокий к. п. д., мы должны брать $\frac{Q}{Q_0}$ ближе к 0,2, а желая получить максимум производительности, — стремиться к $\frac{Q}{Q_0} \approx 0,6$. На фиг. 23 приведены графики для облегчения подбора таранов. Там же указано подробнее, о приемах подбора.

Бубекин указывает из практики, что обычно $\frac{Q}{Q_0} = 0,40$. Такое отношение соответствует примерно $k \approx 0,70$. Это замечание Бубекина разъясняет, как было отрегулировано большинство таранов, которые он наблюдал в работе. При $k = 0,70$ они давали высокую производительность, но не показывали максимума к. п. д.

При опытах в Политехническом институте над указанной выше установкой отношение $Q:Q_0$ колебалось в пределах от 27,2% при $k = 0,689$, $\eta_1 = 0,587$ и $n_1 = 105$ до 56,7% при $k = 0,978$, $\eta_1 = 0,374$ и $n_1 = 52$.

Мы имели в обоих таранах установки в Сочинском районе при максимуме к. п. д. $\frac{Q}{Q_0} = 0,175$, а при максимуме производительности

$\frac{Q}{Q_0} = 0,425$. Соответственно каждый таран пропускал при $H_1 = 8,6 - 8,73$ м, $Q = 0,903 - 0,928$ л/сек и $Q = 2,175 - 2,282$ л/сек при $Q_0 = 5,13 - 5,36$ л/сек. Число ударов клапана было в первом случае $n_1 = 118 - 126$ в минуту и во втором случае $n_1 = 58 - 59$ в минуту.

6. РАБОТА ЭЛЕМЕНТОВ ТАРАННОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрим отдельно работу и условия расчета и конструирования каждого элемента таранной установки в порядке, обратном движению воды, а именно:

1. Нагнетательной трубы.
2. Воздушного колпака.
3. Нагнетательного клапана.
4. Ударного клапана.
5. Питательной трубы.

1. Нагнетательная труба имеет назначение отводить воду из колпака тарана в пункт назначения — напорный бак. За один период нагнетания в колпак поступает объем воды q_2 , который к началу следующего периода нагнетания должен полностью переместиться в нагнетательную трубу. Иначе работа тарана не будет иметь установившийся характер. Объем q_2 поступает в колпак в течение t_2 секунд, а вытесняется из него во время $T > t_2$. Следовательно, неизбежно колебание давления в колпаке, а отсюда и некоторая пульсация скорости и давления в нагнетательной трубе. Практически соответствующими размерами воздушного колпака и диаметра трубы пульсацию всегда можно сделать ничтожной, а потому будем строить расчеты на некоторой средней скорости воды в нагнетательной трубе

$$v_h = \frac{q_2}{\omega_2 T} = \frac{Q_2}{\omega_2}, \quad (37)$$

где ω_2 — площадь сечения нагнетательной трубы;

Q_2 — объем воды, нагнетаемой тараном в единицу времени.

Для получения этой скорости необходимо иметь в колпаке тарана давление H_d , превышающее H_2 — разность горизонтов центра отверстия ударного клапана и воды в напорном баке — на величину

$$h_2 = \frac{v_h^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{L_2}{D_2} + \sum \xi \right), \quad (38)$$

соответствующую потерям напора в нагнетательной трубе. Здесь λ определится из формулы (6), L_2 — длина трубы, D_2 — диаметр ее и $\sum \xi$ — местные сопротивления при входе, в задвижке, поворотах и т. п.

Влияние нагнетательной трубы на работу всей установки и выражается только величиной h_2 . Чем больше h_2 , тем выше давление H_d в колпаке тарана и, естественно, ниже эффективность работы установки. Следовательно, необходимо стремиться к уменьшению потерь напора в нагнетательной трубе. Последнее достигается уменьшением длины трубы и местных сопротивлений в ней, а также увеличением диаметра трубы со следующим отсюда уменьшением скорости воды v_h .

Длина трубы обычно предопределяется местными условиями, и здесь можно только выдвинуть требование о максимальной прямолинейности трассы.

Диаметр D_2 нагнетательной трубы зависит, очевидно, только от объема воды Q_2 , проходящего через трубу в единицу времени, и от скорости v_h , которую мы желаем иметь в трубе. Следовательно, D_2 находится только подбором. Задаваясь определенным стандартным диаметром трубы, по (37) имеем v_h и далее по (38) находим h_2 . Если потери напора получаются нежелательно высокими, то увеличивают D_2 и снова находят h_2 .

Заводы делают выходное отверстие из колпака для присоединения нагнетательной трубы по отношению, данному еще Эйтельвейном:

$$D_2 = 0,5 \cdot D_1,$$

но это совершенно не обязывает укладывать нагнетательную трубу именно такого диаметра. Обычно правильно берут D_2 меньше указанного Эйтельвейном, основываясь на расчетах v_h и h_2 . Как правило, формула Эйтельвейна даст преувеличенный диаметр трубы, что нежелательно в смысле излишних затрат средств и материалов. Нежелательны также и очень малые скорости воды в трубе. В известных нам таранных установках скорость воды в нагнетательных трубах находится в пределах от 0,20 до 0,60 м/сек при $D_2 < 0,5 \cdot D_1$ во всех случаях.

На фиг. 13 приведена номограмма, увязывающая величины: Q_2 — в л/сек, D_2 — в мм, v_h — в м/сек и h'_2 — в м вод. ст. при длине нагнетательной трубы 100 м. Здесь λ взято по Дарси (6) при $\sigma = 1$ для чистых (новых) труб, а сумма коэффициентов местных сопротивлений на длине 100 м принята

$$\sum \xi = 5.$$

Имея заданным Q л/сек, от соответствующей точки на вертикальной оси проводят горизонтальную линию до желательного диаметра. От точки пересечения этой линии с линией диаметра, опускаясь вертикально вниз, находят v_h м/сек. Эта же точка, находясь между определенными линиями h'_2 или на одной из этих линий, покажет размер потерь напора на длине трубы 100 м. Если труба длиннее или короче 100 м, то соответствующим увеличением или уменьшением h'_2 при 100 м найдем h_2 при длине L_2 , т. е.

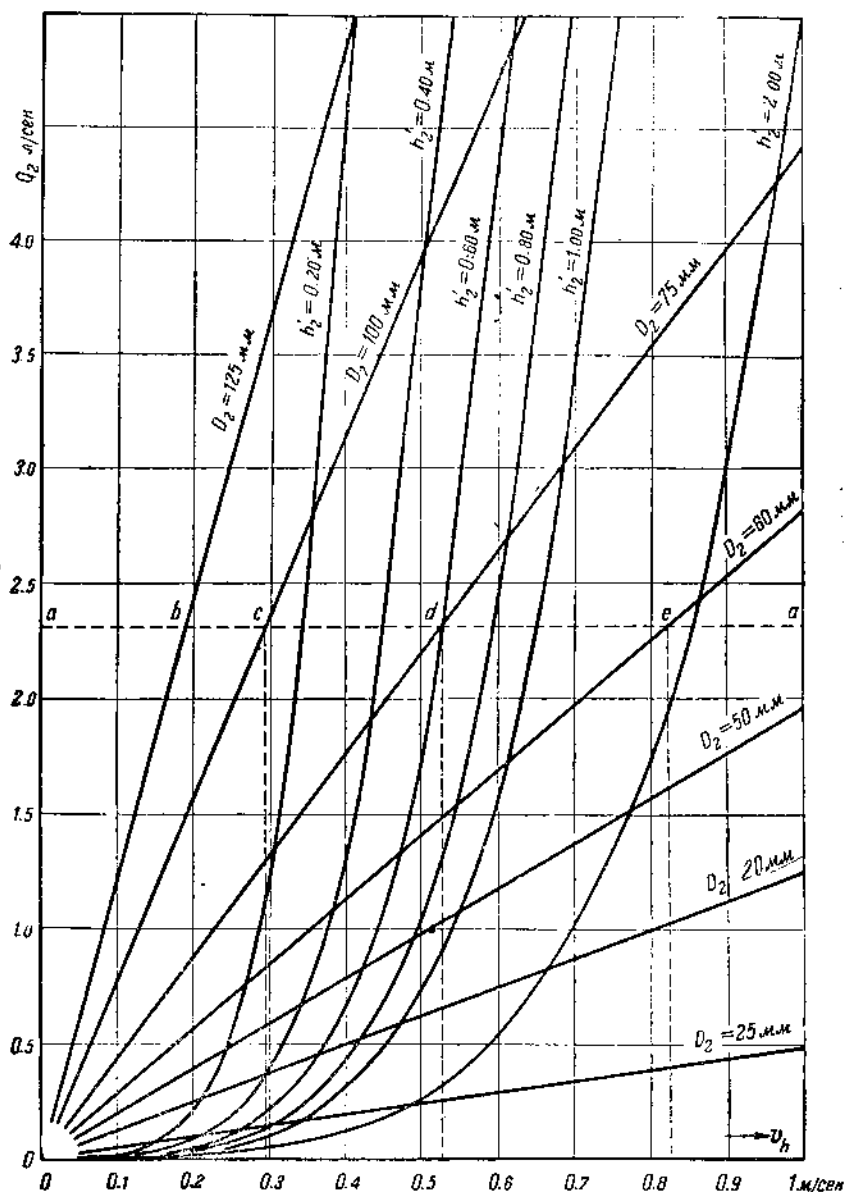
$$h_2 = 0,01 \cdot L_2 \cdot h'_2 \text{ метров.}$$

Аналогично обратным путем при заданных h_2 и Q_2 можем отыскать v_h и D_2 . Для нескольких таранов, работающих параллельно, нагнетательная труба всегда делается одна.

Давление в нагнетательной трубе находится в пределах от H_a около тарана до 0 у напорного бака и почти постоянно. Имея профиль положения нагнетательной трубы, легко построить линию пьезометрического давления и определить его для каждого участка трубы. Нежелательные гидравлические удары в нагнетательной трубе возможны лишь в случае, когда из воздушного колпака выйдет через пробку или со временем израсходуется воздух (результат халатного отношения к делу наблюдения за тараном) при длительном невозобновлении воздушной подушки. На этот крайний случай желательно ставить на трубе вблизи от тарана предохранительный клапан.

Для отключения тарана от нагнетательной трубы на время пополнения воздуха в колпаке или ремонта тарана на трубе у тарана ставят обязательно задвижку и американскую или простую сгонную муфту. Задвижку можно, но не желательно, заменять вентилем. Тогда вентиль берут диаметром больше D_2 (примерно $0,5 \cdot D_1$) и ставят его на патрубке такого же диаметра, присоединенном к тарану, а далее за вентилем переходной муфтой присоединяют нагнетательную трубу. Ни в коем случае недопустимо заменять задвижку поворотным краном.

Профиль нагнетательной линии желательно делать без переломов и горизонтальных участков во избежание скопления в трубе воздуха. При



Фиг. 13. Номограмма потерь напора в нагнетательной трубе.

неизбежности переломов предусматривать в пунктах перелома смотровые колодцы и вантузы.

Материал для нагнетательной линии безразличен, если трубы выдерживают получающиеся давления при максимальной производительности

гаранов. Для верхних участков с незначительным давлением вполне могут быть применены деревянные сверленные или клепочные трубы, достаточно хорошо уложенные в траншее.

Остальные требования монтажа нагнетательной линии обычны, и здесь указывать не будем.

2. Воздушный колпак устраивается с целью создать воздушную подушку и смягчить колебания давления в питательной и нагнетательной трубах в период нагнетания. Вода, поступив в колпак, вначале заполненный воздухом, сжимает его в верхней части колпака и создает эластичную воздушную подушку. Если объем колпака V_1 , а рабочее давление в нем H_d , то объем воздушной подушки будет

$$V_2 = \frac{10}{H_d + 10} \cdot V_1, \quad (39)$$

где 10 м — столб воды, соответствующий атмосферному давлению. Формула (39) справедлива для всех случаев, когда воздух не накачивается в колпак искусственно.

При установившейся работе тарана в течение t_2 секунд — периода нагнетания — в колпак поступает объем воды q_2 и за то же время из колпака вытесняется в нагнетательную трубу объем воды $\omega_2 \cdot v_h \cdot t_2$, где ω_2 — сечение нагнетательной трубы, а v_h — средняя скорость движения воды в ней. Следовательно, часть объема

$$q_2 - \omega_2 \cdot v_h \cdot t_2$$

помещается в колпаке исключительно за счет временного сжатия воздушной подушки с объема V_2 до $V_2 - q_2 + \omega_2 \cdot v_h \cdot t_2$, что повышает давление в колпаке до

$$H'_d = \frac{10 \cdot V_1}{V_2 - q_2 + \omega_2 \cdot v_h \cdot t_2} - 10. \quad (40)$$

Амплитуда колебания давления в колпаке, очевидно, не менее

$$H'_d - H_d = \frac{10 \cdot V_1 (q_2 - \omega_2 \cdot v_h \cdot t_2)}{V_2 (V_2 - q_2 + \omega_2 \cdot v_h \cdot t_2)}. \quad (41)$$

Чем меньше воздушная подушка при том же q_2 , тем выше колебания давления в колпаке и, естественно, тем ниже к. п. д. установки.

Допустим, что колпак совершенно отсутствует и от нагнетательного клапана непосредственно начинается нагнетательная труба длиной L_2 и диаметром $D_2 = D_1$. При закрытых клапанах и заполненных водой трубах давление на нагнетательный клапан сверху равно H_2 метров. Откроем ударный клапан и дадим воде в питательной трубе разгон до скорости v_1 , при которой клапан закроется сам и преградит выход воде наружу. Произойдет гидравлический удар. На повышение давления до H_2 затратится скорость $u = \frac{H_2 \cdot g}{c}$, а с оставшейся скоростью

$v_1 - u$ произойдет следующее: $\frac{v_1 - u}{2}$ затратится на дальнейшее повышение давления, которое откроет нагнетательный клапан, и персянется со скоростью c в нагнетательную трубу, а скорость $\frac{v_1 - u}{2}$ сохранится, и с этой скоростью будет происходить движение воды из питательной трубы в нагнетательную, т. е.

при ударе у нагнетательного клапана произойдет повышение давления до величины

$$H_2 + \frac{c}{2g}(v_1 - u) = \frac{c}{2g}(v_1 + u),$$

которое начнет распространяться в обе стороны: к питательному и напорному бакам, сохраняя транзитную скорость $\frac{v_1 + u}{2}$. Но $L_2 > L_1$, и волна скорее достигнет питательного бака, составив две зоны с разностью давлений $\frac{c}{2g}(v_1 + u)$. В результате отражения от питательного бака давление в начале питательной трубы упадет до гидростатического, а создавшаяся обратная скорость $\frac{v_1 + u}{2} > \frac{v_1 - u}{2}$ поглотит транзитную скорость воды полностью, и еще останется обратная скорость u . Через t секунд отраженная волна возвратится к клапанам, нагнетательный клапан закроется, ударный — откроется, и наступит разгонный период нормальной длительности. Между тем, при закрытии нагнетательного клапана вода, движущаяся в нагнетательной трубе со скоростью $\frac{v_1 - u}{2}$ вверх к напорному баку, начнет отрываться от него и, остановившись, снизит давление на $\frac{c}{2g}(v_1 - u)$, т. е. до величины

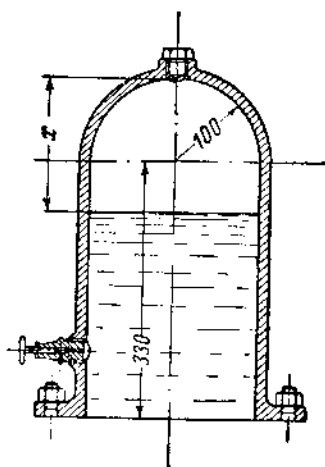
$$\frac{c}{2g}(v_1 + u) - \frac{c}{2g}(v_1 - u) = H_2$$

гидростатического давления в нижнем конце нагнетательной трубы. Остановка движения воды и понижение давления в нагнетательной трубе до гидростатического будет распространяться со скоростью c к напорному баку. Но ушедшая вперед волна первого удара с давлением $\frac{c}{2g}(v_1 - u)$ и со скоростью воды $\frac{v_1 - u}{2}$ дойдет до бака на t секунд раньше. При отражении давление трансформируется в скорость $\frac{v_1 - u}{2}$, которая плюсуется к существующей $\frac{v_1 - u}{2}$, и следовательно, отраженная волна пойдет к клапанам с гидростатическим давлением и со скоростью воды $(v_1 - u)$. На расстоянии L_1 от верхнего конца нагнетательной трубы эта отраженная волна встретится со второй волной, несущей тоже гидростатическое давление, но нулевую скорость воды. От места столкновения этих волн в обе стороны пойдут волны пониженного давления, неся скорость $\frac{v_1 - u}{2}$. Допустим, что за это время вода в питательной трубе вновь получила разгон v_1 м/сек, закрыла ударный клапан и произвела удар. Процесс нагнетания вновь повторится. Продолжительность нагнетания будет t секунд, а объем нагнетаемой воды

$$\omega_2 \cdot \frac{v_1 - u}{2} \cdot t.$$

Не вдаваясь в дальнейшее рассмотрение процесса в нагнетательной трубе, укажем, что отсутствие воздушного колпака увеличивает силу гидравлического удара, сводит к минимуму продолжительность периода нагнетания и вообще ведет если не к полной остановке тарана (сбивание процессов движения воды в питательной трубе встречающимися ударами из нагнетательной трубы), то к сильному понижению к. п. д. и производительности его. Ниже на конкретном примере эти выводы будут ясно подтверждены.

Для иллюстрации работы воздушного колпака тарана рассмотрим случай максимальной производительности тарана № 1 установки, выполненной в Сочинском районе. При опыте наблюдались следующие величины:



Фиг. 14. Колпак тарана Трёмбовельского.

$H_1 = 8,75 - 8,57 - 8,51 \approx 8,6 \text{ м}$; $H_2 = 43 \text{ м}$; $H_d = 48 - 56 \approx 52 \text{ м}$; $n_1 = 59$ ударов в минуту; вес ударного клапана $G = 3,94 \text{ кг}$; ход ударного клапана $a = 13 \text{ мм}$; $L_1 = 25 \text{ м}$; $D_1 = 51 \text{ мм}$; $L_2 = 395 \text{ м}$; $D_2 = 25,4 \text{ мм}$; $Q_2 = 0,232 - 0,227 \approx 0,229 \text{ л/сек}$; $Q_1 = 2,012 - 2,095 \approx 2,053 \text{ л/сек}$; $v_0 = 2,73 \text{ м/сек}$; $\eta = 0,502$ и $\eta_1 = 0,607$.

Таран конструкции Трёмбовельского имел колпак, показанный на фиг. 14, с объемом $12,46 \text{ дм}^3$. Прежде всего нами были проведены измерения объема воздушной подушки x с изменением давления. Достигалось требуемое давление, затем закрывались задвижки на питательной и нагнетательной трубах, отвинчивалась пробка в верхней части колпака и измерялась величина x . Результаты сведены в табл. 6.

ТАБЛИЦА 6

Давление в колпаке	x , измеренное в см	V_2 в дм^3		$\frac{V_2}{V_1}$ в %
		по формуле (39)	измерен- ный	
$H_1 = 8,7 \text{ м}$	25	6,67	6,81	53,5
$H_2 = 43 \text{ м}$	10,5—11,0	2,35	2,26—2,41	18,9
144 м по манометру . . .	6	0,81	0,91	6,5
152 м по манометру . . .	5,5	0,77	0,78	6,2

Найдем размер и кривую колебания давления в воздушном колпаке, пользуясь случаем сопоставить также теоретические расчеты с эмпирическими данными по другим величинам.

Скорость волны удара [по формуле (36)]

$$c \approx 1425 \left(1 - \frac{0,01 \cdot 51}{2,4} \right) \approx 1330 \text{ м/сек.}$$

Тратится на удар до давления H_d скорость воды [по формуле (21)]

$$u = \frac{52 \cdot 9,81}{1330} = 0,384 \text{ м/сек.}$$

Периодичность хода волны удара [по формуле (1)]

$$t = \frac{2 \cdot 25}{1330} = 0,038 \text{ сек.}$$

Выливается через ударный клапан наружу за один разгонный период [по формулам (28) и (16)]

$$q_1 = \frac{2,056 \cdot 60}{59} = 2,085 \text{ л.}$$

$$T_0 = \frac{2,73 \cdot 25}{2 \cdot 9,81 \cdot 8,6} = 0,405.$$

Из формулы (17а) в *см*

$$\lg \frac{1}{1 - k^2} = \frac{2,085}{2,303 \cdot 20,42 \cdot 273 \cdot 0,405} = 0,401$$

или $k = 0,78$ и $v_1 = k \cdot v_0 = 2,13 \text{ м/сек.}$

Продолжительность периода разгона [по формуле (18)]

$$t_1 = 2,303 \cdot 0,405 \cdot 0,908 = 0,848 \text{ сек.}$$

Конечная скорость нагнетания [по формуле (22)]

$$v_n = 2,13 - (2 \cdot 3 - 1) \cdot 0,384 = 0,21 \text{ м/сек.}$$

т. е. $n = 3$, а так как $v_n < u$, то [по формуле (25)]

$$t_2 = 3 \cdot 0,038 = 0,114 \text{ сек.}$$

Теперь находим теоретическую продолжительность одного полного цикла работы тарана [по формуле (26)]

$$T = 0,848 + 0,114 = 0,962 \text{ сек.}$$

против фактически измеренного [по формуле (26а)]

$$T = \frac{60}{59} = 1,016 \text{ сек.}$$

Невязка 0,054 сек., или $\sim 5,3\%$.

Далее найдем объем нагнетаемой воды за один цикл, выражая скорости в *см* [по формуле (23)] $q_2 = 20,42 \cdot 0,038 \cdot 3 (213 - 3 \cdot 38,4) = 0,228 \text{ л.}$ Секундный расход [по формуле (29)]

$$Q_2 = \frac{0,228 \cdot 59}{60} = 0,224 \text{ л/сек.}$$

Невязка с фактически измеренным количеством нагнетаемой воды в секунду 0,005 л/сек., или $\sim 2,2\%$.

Среднюю скорость воды в нагнетательной трубе находим по номограмме (фиг. 13), при $Q_2 = 0,229 \text{ л/сек}$ и $D_2 = 25,4 \text{ мм}$ имеем $v_1 \approx 0,45 \text{ м/сек.}$ Потери напора на 100 м трубы $\sim 1,65 \text{ м}$, а на всей длине $\sim 6,5 \text{ м}$.

Среднее рабочее давление в колпаке тарана [по формуле (19)]

$$H_d = 43 + 6,5 = 49,5.$$

При этом объем воздушной подушки [по формуле (39)]

$$V_2 = \frac{10}{49,5 + 10} \cdot 12,46 = 2,1 \text{ дм}^3.$$

В колпак вода поступает неравномерно:

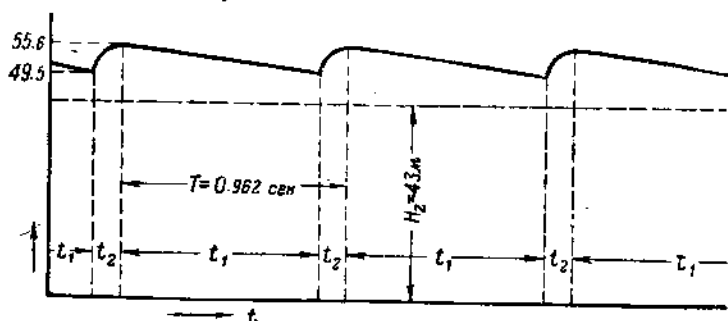
за время от 0 до t	$\omega_1 \cdot (v_1 - u) \cdot t = 0,136 \text{ л}$
" " " t " $2t$	$\omega_1 \cdot (v_1 - 3u) \cdot t = 0,076 \text{ л}$
" " " $2t$ " $3t$	$\omega_1 \cdot (v_1 - 5u) \cdot t = 0,016 \text{ л}$
Итого 0,228 л	

За то же время из колпака в нагнетательную линию поступает равномерно (условно) по 0,009 л, или остаток в колпаке соответственно 0,127—0,194—0,202 л.

Воздушная подушка уменьшается в объеме с 2,10 дм³ до 1,97—1,91—1,90 дм³, а потому давление в ней возрастает с 49,5 м до 53,3—55,3 и 55,6 м.

Манометр на колпаке тарана показывал колебания $H_d = 48—56$ м, т. е. давал несколько большую амплитуду против вычисленной нами.

На фиг. 15 приведена кривая колебания давления в колпаке тарана для данного случая, характерная вообще для любого случая работы тарана с воздушной подушкой.



Фиг. 15. Кривая давления в колпаке тарана.

Если искусственно накачать воздух в колпак тарана так, чтобы он заполнил весь его объем, получим очень незначительные выступы кривой давления, т. е. более спокойную работу, а следовательно, и более высокий к. п. д. Если же совершенно уберем колпак, то на основании вышеизложенного продолжительность периода нагнетания сократится до $t_2 - t = 0,038$ сек. и соответственно $T = 0,848 + 0,038 = 0,886$ сек.

Число ударов в минуту возрастет до

$$n_1 = \frac{60}{0,886} \approx 68,$$

а производительность в идеальном случае снизится до

$$Q_2 = \omega_1 \cdot \frac{v_1 - u}{2} \cdot t \cdot \frac{n_1}{60} = 20,42 \cdot \frac{213 - 32}{2} \cdot 0,038 \cdot \frac{68}{60} \approx 0,08 \text{ л/сек.}$$

При ударе давление будет повышаться не менее как до

$$\frac{c}{2 \cdot g} (v_1 + u) = \frac{1 \cdot 330}{2 \cdot 9,81} (2,13 + 0,32) \approx 166 \text{ м,}$$

т. е. почти до 17 ат против нормальных 5 ат, и к. п. д. установки снизится с 0,502 до

$$\eta = \frac{0,08 \cdot 43}{(2,053 \frac{68}{60} + 0,08) \cdot 8,6} = 0,166.$$

В довершение всего таран начнет произвольно часто останавливаться, т. е. почти лишится особо важной черты — автоматизма работы.

Проверяя влияние объема воздушной подушки на к. п. д. тарана, Бубекин получил табл. 7.

ТАБЛИЦА 7

$H_d: H_1$ $V_2: V_1$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
1	83,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{2}{3}$	84,0	78,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,5	84,3	76,1	75,2	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{1}{3}$	84,2	77,2	72,0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,25—0,20	83,8	76,8	71,0	68,0	63,0	—	—	—	—	—	—
0,20— $\frac{1}{7}$	83,9	78,0	72,1	67,0	63,0	60,1	56,0	51,0	45,0	—	—
$\frac{1}{7}$ — $\frac{1}{13}$	80,0	64,0	64,8	63,1	62,3	56,4	55,0	52,0	45,0	32,0	30,0
Воздуха мало	45,0	43,2	46,0	45,0	63,0	42,0	43,0	42,0	44,0	32,0	27,0
Весьма мало	36,0	34,0	28,5	30,0	26,0	28,3	32,0	33,8	23,0	24,2	23,0

Экспериментальная таранная установка Бубекина (Московский университет, 1905 г., сохранилась до настоящего времени) имела размеры $L_1 = 14,68$ м, $D_1 = 25,4$ мм, таран — Дуглас № 2. Давление H_1 и H_d колебалось в широких пределах. Воздух накачивали в колпак искусственно, создавая желательный объем воздушной подушки. Незаполненная часть таблицы объясняется тем, что при давлении $H_d = 1,6 - 2$ ат помпа отказывалась качать воздух. Влияние объема воздушной подушки на к. п. д. ясно из таблицы.

Находясь под значительным давлением и непосредственно соприкасаясь с протекающей водой, воздух в колпаке тарана постепенно растворяется в воде и уносится по нагнетательной трубе наружу. Со временем воздушная подушка уменьшается в объеме настолько, что происходит сильное падение к. п. д. Во избежание этого колпак следует периодически пополнять воздухом, для чего таран останавливают, закрывают задвижки на трубах, выпускают из колпака воду через специальные пробки и, заменив ее воздухом, снова пускают таран в ход. Периодичность этой операции различна для разных установок и определяется опытным путем.

В этом направлении ставил опыты только Бубекин в 1904 г. с тараном Дуглас № 5 при:

$$H_1 = 5 \text{ м}; \quad H_2 = 34,85 \text{ м}; \quad L_1 = 10,65 \text{ м};$$

$$D_1 = 51 \text{ мм}; \quad L_2 = 540 \text{ м}; \quad D_2 = 25 \text{ мм}.$$

Первые 4 дня не дали понижения к. п. д. Наблюдения на 5-й, 6-й, 7-й и 8-й дни приведены в табл. 8.

Случались самопроизвольные остановки тарана. Табличные цифры переведены с фунтов на килограммы и потому точного совпадения

ТАБЛИЦА В

Часы	Общий расход воды в кг	Рода, поднятая тараном в л/с	η
6	307,2	19,1	42,99
12	304,7	18,7	42,98
18	303,1	18,2	41,97
6	302,3	16,8	38,18
12	301,9	15,9	36,98
18	301,9	15,1	34,95
6	301,0	12,9	29,99
12	300,6	10,7	25,03
18	300,6	9,9	22,61
6	298,2	6,0	13,46

с выведенными к. п. д. не дают. Общий расход воды уменьшается, но это происходит исключительно за счет уменьшения нагнетаемой воды, так как объем воды, выливающейся через ударный клапан наружу, увеличивается. Так, крайние измерения $Q_1 = 288,1$ и $292,2$ кг. Продолжительность периода нагнетания уменьшается, отчего возрастает число ударов клапана в минуту и, естественно, растет расход Q_1 .

Объем колпака устанавливается заводом. Его делают тем больше, чем значительнее диаметр питательной трубы. Для больших высот нагнетания ранее изготавливались колпаки с увеличенным объемом против принятого стандарта. Правилom Эйтельвейна, что объем колпака должен быть равен объему нагнетательной трубы, конечно, не пользуются ввиду его абсурдности и пригодности, возможно, только для опытной установки Эйтельвейна с короткой, вертикально поставленной, нагнетательной трубой.

Мы считаем, что объем колпака должен быть таким, чтобы воздушная подушка создавалась естественным путем примерно в 10 раз больше объема нагнетаемой воды за один цикл работы тарана при максимальной производительности его. Так

$$V_2 = 10 \cdot q_2,$$

и беря V_2 из (39), имеем

$$V_1 = q_2 \cdot (H_d + 10). \quad (42)$$

Для рассмотренного случая таранной установки в Сочинском районе имеем желательный объем колпака

$$V_1 = 0,228 (50 + 10) = 13,68 \text{ л}$$

вместо изготовленного заводом 12,46 л. Для мелких установок нет особого смысла заказывать специальные колпаки, а крупные таранные установки должны быть обязательно снабжены устройствами для искусственного накачивания воздуха (см. главу о конструкциях), когда объем колпака уже не играет особенной роли.

Форма колпака не оказывает влияния на работу тарана и может быть произвольной по желанию конструктора. Таран обычно делают чугунным и редко железным клепаным. Расчет стенок колпака и болтов, удерживающих его на станине тарана, производится обычным порядком. Представляет особый интерес расчетное давление. Очевидно, если не предполагать аварийных случаев, достаточно рассчитать колпак на давление $1,5H_d + 2H_d$ соответственно для высоких и низких давлений. Однако максимальное давление, которое может испытывать колпак хотя бы в течение короткого промежутка времени, будет соответствовать потере на удар максимальной скорости воды в питательной трубе v_0 при отсутствии воздушной подушки и перекрытой нагнетательной трубе.

На примере Сочинской установки при $v_0 = 2,73$ м/сек можем видеть, что

$$H_{d \max} = \frac{2,73 \cdot 1330}{9,81} = 370 \text{ м.}$$

или около 37 ат. Это давление — предельное при самых неблагоприятных условиях, и длительность его не превышает t секунд. Что таран может создать давление, близкое к 37 ат при данных условиях, мы проверили на опыте. Так, при наличии воздушной подушки, перекрытой нагнетательной трубе и скорости разгона, далеко не доходящей до предельной v_0 , мы быстро получили в колпаке давление 20 ат. Выше давление нами не поднималось исключительно ввиду того, что таран был ранее сжат до 25 ат.

Таран обычно регулируется на скорость истечения $v_1 < v_0$. Предельная скорость v_0 может быть при этом получена только намеренно путем задерживания ударного клапана в открытом положении несколько дольше нормы. Отвергая такую возможность, окончательно принимаем максимальное аварийное давление, на которое должен быть рассчитан весь таран:

$$H_{d \max} = \frac{k \cdot v_0 \cdot c}{g} \quad (43)$$

или для нашего случая 29 ат.

Колпак тарана желательно снабжать водомерным стеклом, что обычно в таранах, изготавливаемых у нас, заводом не предусматривается. Водомерное стекло позволяет легко и наглядно контролировать объем воздушной подушки в колпаке, а также работу приборов по автоматическому накачиванию воздуха. При наличии водомерного стекла возможно не ставить на колпак манометр.

Нагнетательный клапан имеет назначение пропускать воду из питательной трубы в воздушный колпак, преграждая одновременно обратное движение ее. Эта операция нагнетательным клапаном выполняется далеко не удовлетворительно, и потому он значительно влияет на показатели работы тарана.

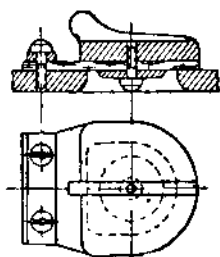
Прежде всего нагнетательный клапан должен плотно перекрывать отверстие, не допуская движения воды из колпака в питательную тру-

бу, так как это поведет к уничтожению низкого давления в питательной трубе в момент после закрывания нагнетательного клапана и ударный клапан не будет самостоятельно открываться, т. е. таран или совершенно прекратит работу или будет очень часто останавливаться. Так случается, если под клапан попадает посторонний предмет: щепка, галька и другие предметы, мешающие плотному закрыванию.

Основным неблагоприятным моментом в конструкции всякого клапана является необходимость создавать для его открывания давление с нижней стороны (вообще открывающее давление) значительно больше давления сверху (закрывающее давление), так как всякий клапан имеет перекрытие. На фиг. 16 изображен обычный клапан-захлопка с жесткой кожаной подкладкой, каким снабжались тараны Дуглас. Площадь самого клапана ω_3 значительно больше площади отверстия. Следовательно, если давление в колпаке тарана H_d , то для открытия клапана необходимое давление в питательной трубе будет

$$H_d' = H_d \frac{\omega_3}{\omega} \quad (44)$$

В клапане-захлопке отношение площадей обычно равно $2 \div 3$, а потому $H_d' = 2H_d \div 3H_d$. Такое положение ведет, во-первых, к сильному повышению давления в питательной трубе в первый момент удара, что ясно иллюстрируется индикаторными диаграммами давления у клапанов, снятыми Бубекиным и приведенными на фиг. 22 и 24. Все диаграммы имеют высокие зубцы в начале периода нагнетания. Во-вторых, нагнетание воды в колпак может начаться только в том случае, когда скорость разгона воды v_1 в питательной трубе в 2-3 раза больше u , что вынуждает увеличивать отношение



Фиг. 16. Нагнетательный клапан-захлопка.

$k = \frac{v_1}{v_0}$, — требование весьма неприятное при больших отношениях $H_d : H_1$. И наконец, перекрытие клапана, требуя высокого давления в питательной трубе, задерживает момент открывания клапана, сокращает полезную часть периода нагнетания и неизбежно ведет к понижению к. п. д.

Из диаграммы на фиг. 22 ясно, что давление в колпаке тарана $H_d = 8,23$ м, а нагнетательный клапан требует для открывания давление $\sim 21,5$ м, так как его перекрытие характеризуется числом $\sim 2,6$ (в опытной установке Бубекина поставлен клапан-захлопка). В этом случае на первый удар тратится скорость $2,6 u$. Однако в момент открытия нагнетательного клапана сопоставятся две зоны в трубе и колпаке с разностью давлений

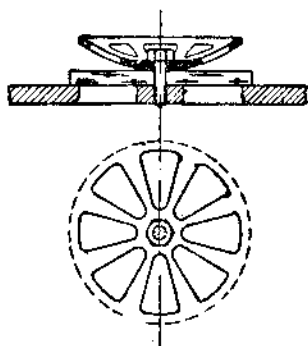
$$\frac{1,6 \cdot u \cdot c}{g},$$

и вода, получив вновь приращение скорости из $1,6 u$, устремится в колпак с нормальной расчетной скоростью $v_1 = u$. Между тем, дальше по трубе вода успеет уже затормозиться до $(v_1 - 2,6 \cdot u)$, и происходит как бы отставание ее от слоев, уже восстановивших свою скорость до нормальной. Следствием является понижение давления почти до гидро-

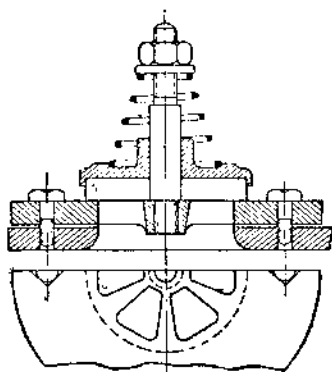
статического, но эта впадина вслед за первым зубцом быстро уничтожается. Однако нагнетательный клапан уже успеет получить тенденцию закрыться и вызовет новый зубец a меньшей высоты. Когда период нагнетания содержит не $5t$, как в данном случае, а 2 или $3t$, то диаграмма давления получается сплошь из подобных зубцов.

Отмеченные недостатки нагнетательного клапана неизбежны, и вопрос заключается в ослаблении их силы. Наиболее верный путь — уменьшение площади перекрытия и замена полностью металлических клапанов клапанами с толстой эластичной резиновой подкладкой. Бубекин отмечает, что даже при клапане-захлопке после замены жесткой кожаной подкладки резиной „таран начал работать более плавно“.

Клапаны имеют много конструкций, и здесь укажем наиболее приемлемые для таранов. Простой эластичный клапан представлен на фиг. 17. На розетку отверстий клапана ложится резиновая пластинка, удерживаемая на месте верхней тарелочкой, соединенной с розеткой болтом или шпилькой. Тарелочка ограничивает размах резины при открывании. Таковыми клапанами снабжались тараны Райфа (фиг. 30).



Фиг. 17. Резиновый клапан с грибком.



Фиг. 18. Осевой клапан Трембовельского.

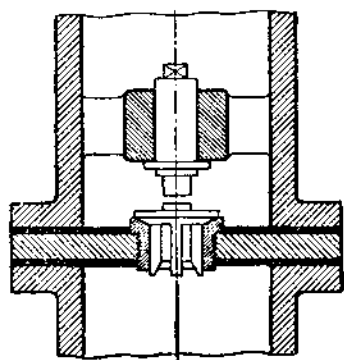
На фиг. 18 показан осевой клапан с толстой резиновой подкладкой, который ставился в таранах Трембовельского. В отличие от изображенного на фиг. 17 резина покрывается плоской тарелочкой и при открывании полностью поднимается вверх, скользя по оси a , неподвижно закрепленной на розетке клапана.

Перекрытия этих клапанов значительны. Отношение площади резины к площади отверстий розетки доходит до четырех, но благодаря эластичности резины клапаны открываются при давлении меньше $4 \cdot H_d$. Клапан на фиг. 17 должен давать лучшие результаты при улавливании малых объемов воды во время нагнетания. В таранах большого размера, когда нагнетательный клапан получается диаметром 10 см и более, заменяют один большой клапан группой клапанов меньшего размера.

Клапаны, представленные на фиг. 17 и 18, не желательны для больших давлений ввиду прогиба и продавливания резины, почему и приходится делать частую розетку. Для клапана фиг. 17 не рекомендуют давление выше 2 ат.

При давлениях 5—10 ат в колпаке тарана следует ставить полностью металлические клапаны с возможно меньшим перекрытием, как изображено на фиг. 19. Во всех случаях желательна над клапаном пружина.

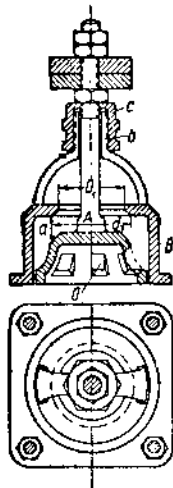
Рассмотрим условия работы ударного клапана. Регулирование работы тарана, т. е. изменение числа ударов в минуту и соответствующее изменение h , возможно только при помощи ударного клапана путем изменения веса клапана или его хода. Клапан обычного типа показан на фиг. 20 и состоит из неподвижной коробки B и свободного золотника A . Золотник имеет тарелочку и стержень, на котором находятся гайки и грузы — шайбы. Первые служат для закрепления грузов, а вторые для регулирования веса золотника. Стержень золотника и края тарелочки точно пригоняются к дугообразному подшипнику b и стенкам коробки в предупреждение бокового движения. Для регулирования хода клапана a служит фасонная гайка c , навинченная на подшипник b .



Фиг. 19. Металлический нагнетательный клапан.

Отверстия o в тарелочке клапана служат для прохода воды. Края отверстий несколько скошены, что вызывает вращение тарелочки, и она каждый раз при подъеме несколько поворачивается около вертикальной оси, чем достигается равномерный износ седла и боков клапана.

В литературе о таранах встречаются указания, что вес золотника ударного клапана



Фиг. 20. Ударный клапан.

на должен быть больше силы действующего на клапан гидростатического давления H_1 , так как будто бы при меньшем весе он не станет открываться. Это мнение совершенно ошибочно. Клапан открывается не только от собственного веса, но и благодаря образованию вакуума в питательной трубе в конце периода нагнетания. Процесс открывания ударного клапана так же произволен, как и процесс закрывания. Заводы, изготовляющие тараны, руководствуясь практическими данными, делают золотник весом во много раз меньше силы гидростатического давления. Для остановки тарана достаточно приподнять ударный клапан и задержать его несколько секунд в верхнем (закрытом) положении. После этого клапан сам уже не откроется, потому что он как раз и будет находиться под действием гидростатического напора H_1 . Авторы, указывающие на необходимость придавать золотнику ударного клапана такой большой вес (в 20—25 раз больше требуемого), обходят вопрос, какими силами тяжелый клапан закрывается, когда давление в коробке клапана в действительности не превышает 5—10% от гидростатического.

Вес золотника клапана определяется условием закрывания его тем давлением h_1 , которое получается в коробке в конце периода разгона.

то давление всегда значительно меньше H_1 , а потому клапан, рассчитанный на гидростатическое давление, не будет закрываться самостоятельно даже при предельной скорости воды v_0 .

Площадь верхнего отверстия коробки клапана обычно делается равной площади ω_1 питательной трубы, а потому вес золотника должен быть не выше

$$G \leq \beta_1 \cdot \omega_1 \cdot h_1 \cdot \gamma,$$

или, заменяя h_1 из (8),

$$G \leq \beta_1 \cdot \omega_1 \cdot k^2 \cdot h_0 \cdot \gamma, \quad (45)$$

где β_1 — эмпирический коэффициент, в среднем приблизительно равный 0,5 при конструкции клапана, приведенного на фиг. 20. Он показывает, что на закрывание клапана влияют помимо пьезометрического давления еще отмеченные выше факторы: трение воды о золотник при обтекании его снизу вверх и разрежение атмосферного давления выше клапана благодаря отсасывающему действию вытекающей наружу воды. Знак $\leq$ (меньше или равно) показывает на то, что золотник надо брать весом меньше расчетного, а затем навешивать на него грузы, чтобы возможно было регулирование на k меньше расчетного, и тем исправлять неточности расчетов.

При пуске тарана в ход, когда ударный клапан закрыт действующим на него гидростатическим давлением, для открывания необходимо приложить усилие

$$P = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot H_1 \cdot \gamma, \quad (46)$$

где d_1 — большой диаметр опорного конуса (фиг. 20), а при простом тарельчатом клапане — диаметр тарелочки (фиг. 38). При напоре ~ 10 м настолько значительно, что открывать ударный клапан без рычага очень трудно.

Ход золотника клапана должен быть равен или чуть больше

$$a \geq 0,25 D_1, \quad (47)$$

где D_1 — внутренний диаметр питательной трубы. При этом отверстие между седлом на коробке и золотником будет равно или немного меньше площади питательной трубы. Именно для данного хода и должен быть определен эмпирический коэффициент потерь напора в клапане ξ_1 по формуле (5).

При опытах с таранной установкой из двух таранов в Сочинском районе мы получили следующие данные: диаметр отверстия ударного клапана $D_1 = 50$ мм, а диаметр пригнтого конуса в нижней части $d_1 = 58$ мм. Усилие, необходимое для открывания клапана при расчетном напоре 8,5 м [по формуле (46)],

$$P = \frac{3,14 \cdot 0,058^2}{4} \cdot 8,5 \cdot 1000 \approx 22,5 \text{ кг.}$$

Опыты показали, что при напоре $H = 8,68$ м клапан открывался, когда вес его с дополнительной нагрузкой достигал 21,29; 20,87; 20,90; 20,89; 20,895 кг. Вес 22,9 кг удалось получить при особо осторожномложении грузов. Вес самого золотника без грузов с двумя гайками ~ 1 кг.

С целью проверить изменения сопротивления ударного клапана движению воды в связи с изменением его хода были поставлены такие опыты. Клапану давался определенный ход a . Затем открытый клапан нагружался большим грузом, не позволяющим ему закрыться при предельной скорости v_0 . Полным открытием задвижки на питательной трубе вода пускалась из питающего бака и свободно вытекала наружу через открытый клапан. Затем измерялся объем вытекающей воды за определенное время и находилась v_0 — скорость установившегося движения в питательной трубе. Кроме того, для сравнения сопротивлений трубы без ударного клапана коробка клапана снималась и тоже находилась v_0 . Результаты опытов с обоими тарами сведены в табл. 9.

ТАБЛИЦА 9

Т а р а н 1			Т а р а н 2		
Ход клапана a в мм	v_0 в м/сек	ξ_1	Ход клапана a в мм	v_0 в м/сек	ξ_1
Клапана нет	3,22	0	Клапана нет	3,24	0
Ход максимальный	2,73	7	Ход максимальный	2,59	9,4
20	2,73	7	—	—	—
15	2,73	7	15	2,61	9
12	2,70	7,4	12	2,61	9
8	2,64	8,4	8	2,48	11,7
5	2,26	17,4	5	2,14	21,3
3	1,55	55,3	3	1,55	55,3

Длина трубы 25 м, диаметр 51 мм в обоих случаях. Напор $H_1 = 8,75$ м. Потери при входе в трубу принимаем $\xi_2 = 0,5$ (сетки и приемного клапана нет). Потери в задвижке, открытой на полное сечение, ничтожны, ими пренебрегаем. Коэффициент трения находим [по формуле (6)]

$$\lambda = 0,02 \cdot \left(1 + \frac{1}{40 \cdot 0,051} \right) = 0,03.$$

Теоретическая скорость v_0 — без клапана [по формуле (4)]

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 8,75}{1 + 0,03 \frac{25}{0,051} + 0,5}} = 3,25 \text{ м/сек},$$

что близко к фактическому положению при чистых трубах. Преобразовывая эту формулу для определения ξ_1 , имеем для наибольшего хода первого клапана

$$\xi_1 = \frac{2 \cdot g \cdot H_1}{v_0^2} - 1 - \lambda \frac{L_1}{D_1} - \xi_2 \approx 7.$$

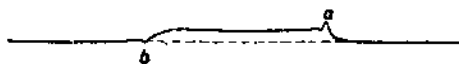
Аналогично находим ξ_1 для всех опытов. В то время как вся труба дает коэффициент потерь $\lambda \frac{L_1}{D_1} = 14,7$, нормально ударный клапан дает $\xi_1 =$

$= 7 - 9$, а уменьшение хода увеличивает бесполезно сопротивление клапана в несколько раз. В опытах студентов Политехнического института $\xi_1 = 10,4$ при сопротивлении трубы ~ 29 .

Отсюда ясно, что, во-первых, регулирование тарана надо производить не уменьшением хода клапана, а изменением веса, сохраняя ход $\geq 0,25 D_1$; в данном случае $> 0,25 \cdot 51 = 12,7$ мм, во-вторых, следует конструировать клапан с меньшим сопротивлением, т. е. обтекаемый. Тогда v_0 будет выше и таран даст лучшие показатели работы. Уменьшится и требуемый вес золотника.

Особенно важным моментом роли веса золотника является сила его удара. Так, при диаметрах питательной трубы от 0,20 до 0,30 м размеры и вес клапана получаются настолько значительными, что сильные удары его выводят из строя сам клапан. В таких случаях обычный клапан, представленный на фиг. 20, совершенно негоден, и его заменяют пружинным тарельчатым клапаном (фиг. 30 и 38), который к тому же дает меньше сопротивлений, будучи легко обтекаем.

Наблюдения над ходом ударного клапана производились многими исследователями. На фиг. 21 приведена наиболее правдоподобная диаграмма хода, вычерченная на движущейся ленте пером, закрепленным на стержне клапана, при опытах, поставленных Бубекиным. Клапан поднимается вверх с ускорением и при ударе дает зубец a . Открывание происходит



Фиг. 21. Диаграмма хода ударного клапана.

более медленно, и клапан почти равномерно опускается до b . Зубец a обусловлен инерцией пера, а не колебаниями самого клапана.

В эксплуатационных таранных установках количество ударов клапана не выходит за пределы 30—150 ударов в минуту. С целью испытать, какое количество ударов вообще может дать таран независимо от того, нагнетает он или нет воду, нами производились такие опыты. Вес клапана уменьшался до минимума ~ 1 кг и давался ход 1 мм. Таран выливал наружу чрезвычайно мало воды, нагнетание прекратилось, а количество ударов в минуту было: 392, 400, 410 и 420. Сосчитать обычным путем такое количество ударов невозможно, и прибегали к постановке точек карандашом на движущейся бумаге — рукой, имеющей ритмичное с клапаном движение. Сделать ход меньше 1 мм было трудно, и для увеличения количества ударов вес клапана облегчили пружиной, подтягивающей его вверх. Количество ударов сильно увеличилось. При опытах отсутствовал прибор для счега ударов и максимум n_1 не определен.

Так как при таком большом количестве ударов клапан пропускал наружу в секунду буквально несколько капель воды, можно допустить, что продолжительность разгонного периода $t_1 = 0$. Время, необходимое на прохождение прямой ударной волны от тарана к баку и на возвращение отраженной волны обратно к тарану, будет $t = \frac{2 \cdot L_1}{c}$. Образовавшаяся волна пониженного давления, открывающая ударный клапан на прохождение от тарана к баку и обратно, требует то же время t .

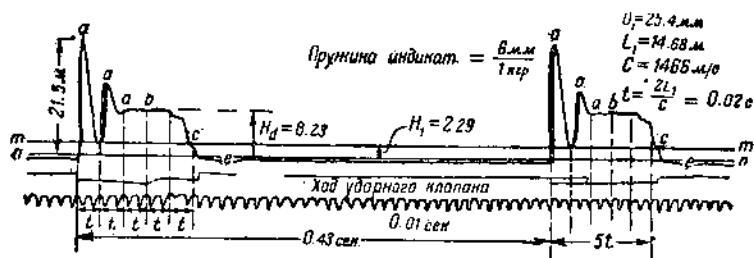
Полное время на открытие и закрытие клапана

$$2 \cdot t \approx 2 \frac{2 \cdot 25}{1330} \approx 0,075 \text{ сек.}$$

Следовательно, в пределе таран мог дать в указанных условиях $\frac{60}{0,075} = 800$ ударов в минуту.

Эти опыты полностью подтверждают мнение, что клапан открывается не под действием своего веса, а благодаря наличию вакуума, образующегося при обратной волне гидравлического удара в конце питательной трубы.

Питательная труба не только подает воду в таран, но в ней происходит процесс подготовки гидравлического удара — разгона воды — и само явление гидравлического удара. Без питательной трубы таран просто не может работать в отличие от других насосов и водоподъемников. Размеры питательной трубы — длина L_1 , диаметр D_1 , толщина стенок δ и материал трубы — определяют работу тарана, а потому, она является как бы основным элементом машины.



Фиг. 22а. Индикаторная диаграмма Бубекина.

Скорость воды в питательной трубе изменяется почти плавно от нуля до v_1 и затем скачкообразно падает до отрицательной. Опытных материалов об изменении скорости не имеется.

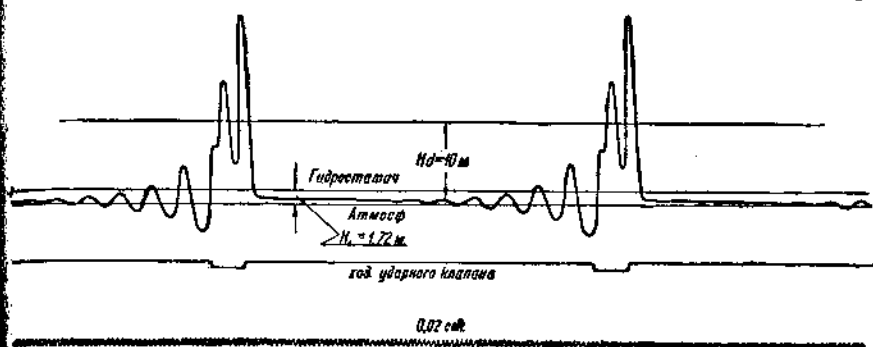
Характер изменения давления в трубе, рассмотренный нами выше с теоретической точки зрения, наблюдался Бубекиным при помощи самопишущих манометров — индикаторов на различных экспериментальных и эксплуатационных таранных установках. При этом индикаторы ставились на трубе у клапанов. На фиг. 22а приведена одна из диаграмм, полученная Бубекиным. Записи индикатора и камертона сфотографированы, а нами дополнены некоторые надписи. Размеры установки указаны на диаграмме. Линия mm — гидростатическое давление $H_1 = 2,29$ м, nn — линия атмосферного давления. Ниже вычерчивалась автоматически диаграмма хода ударного клапана (стопорного по Бубекину) и под ней зубчатая диаграмма времени вычерчена электрическим камертоном. Каждый зубец равен 0,01 сек.

В момент закрытия ударного клапана (выступ линии клапана — вниз) давление в трубе резко повышается до $\sim 21,5$ м и, дав два зубца a , оно останавливается на высоте ab , соответствующей $H_d = 8,23$ м давлению в кольяке тарана (Дуглас № 2). Затем давление падает до гидростатического и, дав уступ c , опускается ниже атмосферного выемкой e . В это

время открывается ударный клапан и начинается период разгона, в течение которого колебания давления у клапанов почти отсутствуют. Далее наступает снова период нагнетания, точно копирующий первый. Продолжительность разгона 0,33 сек., нагнетания — 0,10 сек. и полный цикл работы тарана длится 0,43 сек.

Выступы a обусловлены указанным выше свойством нагнетательного клапана, имеющего перекрытие $\frac{21,5}{8,23} = 2,6$. Снижение давления от b до c соответствует холостому удару. К сожалению, Бубекин не измерил скорость v_0 установившегося движения воды в данной питательной трубе, и потому точно проверить диаграмму давления по вышеизложенной теории невозможно.

На фиг. 226 приведена индикаторная диаграмма давления, полученная Бубекиным в питательной трубе у клапана тарана, работавшего при



Фиг. 226. Индикаторная диаграмма Бубекина.

условиях: $H_1 = 1,78$ м и $H_2 = 9,96$ м при $L_1 = 44,8$ м с диаметром $D_1 = 127$ мм. Давление в коллапе тарана было $H_d \approx 10$ м (1 ат по манометру). Индикатор Кросби (Krosby) установлен точно на 43,96 м от верхнего конца питательной трубы. Получено $t = 0,07$ сек. Число n в периоде нагнетания равно 2. Ударный клапан закрыт в течение примерно $t = 0,14$ сек. и открыт 1,5 сек.; $T = 1,64$ сек. и число ударов клапана в минуту 35,6. Малое число гидравлических ударов в период нагнетания ($n = 2$) не позволяет давлению, сбитою перекрытием нагнетательного клапана, установиться на уровне H_d , как это мы видели на фиг. 22а при $n = 5$ плюс холостой удар. Максимум давления достигает 2,3 ат, т. е. 2,3 раза больше нормы. На диаграмме ясно выражено колебание давления в период разгона с амплитудой во времени $\sim 2t = 0,14$ сек. и затем равномерное повышение его до h_1 .

Из формулы к. п. д. тарана (34)

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{k^2} \cdot \ln \frac{1}{1 - k^2} + \frac{H_1}{H_d}}$$

видно, что размеры трубы не оказывают прямого влияния на к. п. д.

сохраняя постоянным $k = \frac{v_1}{v_0}$, при данном $\frac{H_1}{H_d}$ мы получим один и

тот же к. п. д. Однако, уменьшая L_1 и увеличивая D_1 , мы увеличиваем v_0 , и если v_1 остается прежним, то k уменьшается. Соответственно уменьшится выражение $\frac{1}{k^2} \ln \frac{1}{1-k^2}$, в результате будем иметь к. п. д. более высоким. Итак, если v_1 — скорость в конце периода разгона — достаточно для нормальной работы тарана, то уменьшение длины трубы и увеличение диаметра повысят к. п. д.

Из формулы производительности тарана [формула (36а)]

$$Q_2 = \frac{\omega_1 \cdot k^2 \cdot v_0 \cdot H_1}{H_d \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} + 2 \cdot k \cdot H_1},$$

если в ней заменить v_0 из (4) и представить в виде

$$Q_2 = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot k^2 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1}}{\frac{H_d}{H_1} \cdot \ln \frac{1+k}{1-k} + 2 \cdot k} \cdot \varphi \cdot D_1^2,$$

будет ясно, что размеры трубы оказывают на производительность прямое влияние. Так, производительность растет прямо пропорционально квадрату диаметра питательной трубы и уменьшается с удлинением трубы. Последнее видно из того, что φ [см. формулу (5)] уменьшается с ростом L_1 .

Приходим к выводу, что следует стремиться давать возможно более короткую питательную трубу и возможно больший диаметр. Однако при этом необходимо учитывать ряд существенных моментов, оговоренных выше.

1. Изменение длины питательной трубы прежде всего сказывается на времени t и соответственно на t_1 и t_2 . Мы уже указывали в главе о гидравлическом ударе, что если это время равно или меньше времени закрывания ударного клапана, то получится „непрямой“ гидравлический удар значительно меньшей силы, вызывающий бесцельные потери скорости воды и резкое снижение к. п. д. тарана. Время закрывания ударного клапана — почти постоянная величина для всех конструкций его. Бубекин указывает, что оно $\tau \approx 0,01$ сек. Это подтверждается индикаторными диаграммами. Мы считаем время закрывания клапана в эксплуатационных установках 0,01—0,02 сек. Отсюда минимум длина питательной трубы из формулы (1)

$$L_{1\min} = 0,01 \cdot c. \quad (48)$$

При колебаниях c в металлических трубах, применяемых в таранных установках, от 1000 до 1400 м/сек получим практический предел

$$L_{1\min} = 10 \text{--} 14 \text{ м},$$

вернее, более короткая труба нежелательна, хотя таран будет работать и при более короткой трубе.

2. Продолжительность периодов разгона и нагнетания, следовательно, и полного цикла работы тарана находится в прямой зависимости от длины питательной трубы. Короткая питательная труба сократит T и уве-

личит число ударов в минуту, что поведет тоже к излишним потерям энергии.

Удлинение питательной трубы до возможного максимума хотя и понижает к. п. д. и производительность тарана, но, увеличивая продолжительность периода нагнетания, делает спокойнее работу нагнетательного клапана и тем компенсирует потери в самой трубе. Выше мы видели, что таран прекращает нагнетание, когда

$$v_1 = 2 \cdot u \div 3 \cdot u.$$

Следовательно, первое приближение к нормальной работе получим (при отсутствии холостого удара в конце периода нагнетания) при условии

$$v_1 = 6 \cdot u,$$

а так как отношение $k = \frac{v_1}{v_0}$ желательно не делать выше 0,8 (переступая которое, получаем резкое снижение и к. п. д. и производительности), то максимальный предел длины питательной трубы найдется из условия

$$0,8 \cdot v_0 = 6 \cdot u \text{ или } v_0 = 7,5 \cdot u.$$

Подставляя сюда v_0 из (4), а u из (21), получим

$$L_{1\max} = \frac{D_1}{\lambda} \left[0,036 \frac{H_1 \cdot c^2}{g \cdot H_d^2} - 1 - \sum \xi \right]. \quad (48a)$$

Например, для рассмотренной выше установки в Сочинском районе имеем

$$L_{1\max} = \frac{0,051}{0,03} \left[0,036 \frac{8,75 \cdot 1330^2}{9,81 \cdot 50^2} - 1 - 7,5 \right] = 24,2 \text{ м}$$

при минимуме $L_1 = 13,3 \text{ м}$. Еще раз отметим, что и за полученными пределами таран будет работать, но с худшими показателями.

Точно длина трубы устанавливается из преобразованной формулы (4)

$$L_1 = \frac{D_1}{\lambda} \left[\frac{2 \cdot g \cdot H_1}{v_0^2} - 1 - \sum \xi \right], \quad (49)$$

для чего надо предварительно выбрать v_0 или $k \cdot v_1$.

Здесь не обойтись без некоторого подбора. Пример определения длины питательной трубы смотрите в подробном изложении в главе о расчете таранов.

В соответствии с изложенным нельзя признать целесообразным определение длины трубы в метрах по эмпирической формуле Эйтельвейна

$$L_1 = H_2 + 0,314 \frac{H_2}{H_1}.$$

С увеличением высоты нагнетания H_2 по Эйтельвейну следует увеличивать L_1 , что противоречит теории. Другие эмпирические формулы, устанавливающие длину питательной трубы в зависимости от длины нагнетательной трубы, просто абсурдны.

Эйтельвейн дал еще формулу для диаметра трубы

$$D_1 = 0,314 \cdot \sqrt{60 \cdot Q},$$

где D_1 — в м, а Q — в м³/сек. Достаточно указать, что она дает неправильные результаты.

Диаметр питательной трубы, действительно, зависит почти исключительно от объема воды, который должен поглощать таран, но определение диаметра следует производить, учитывая длину трубы и потери напора в ней.

Отыскание первого приближения D_1 не представляет трудности, если мы учтем, что таран поглощает от 20 до 60% того количества воды, которое вылилось бы наружу через ударный клапан при установившейся скорости v_0 . При этом чем выше мы хотим получить к. п. д. тарана, тем меньше должны дать пропускную способность, т. е. приближаться к

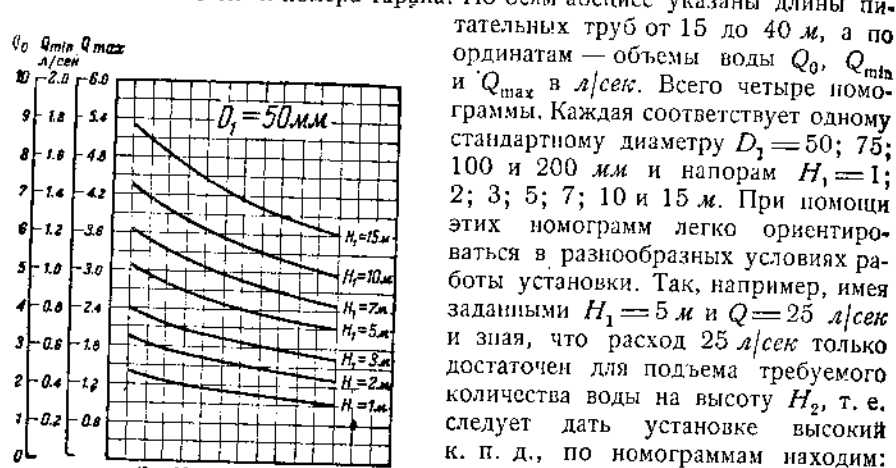
$$Q \geq 0,20 \cdot Q_0,$$

и наоборот, добиваясь максимальной производительности тарана, должны ориентироваться на отношение

$$Q \leq 0,60 \cdot Q_0;$$

0,20 Q_0 и 0,60 Q_0 — предельные величины, и переступать их не следует.

На фиг. 23 даны номограммы для подбора диаметра питательной трубы, а соответственно ей и номера тарана.



Фиг. 23а. Номограмма для выбора размеров питательной трубы.

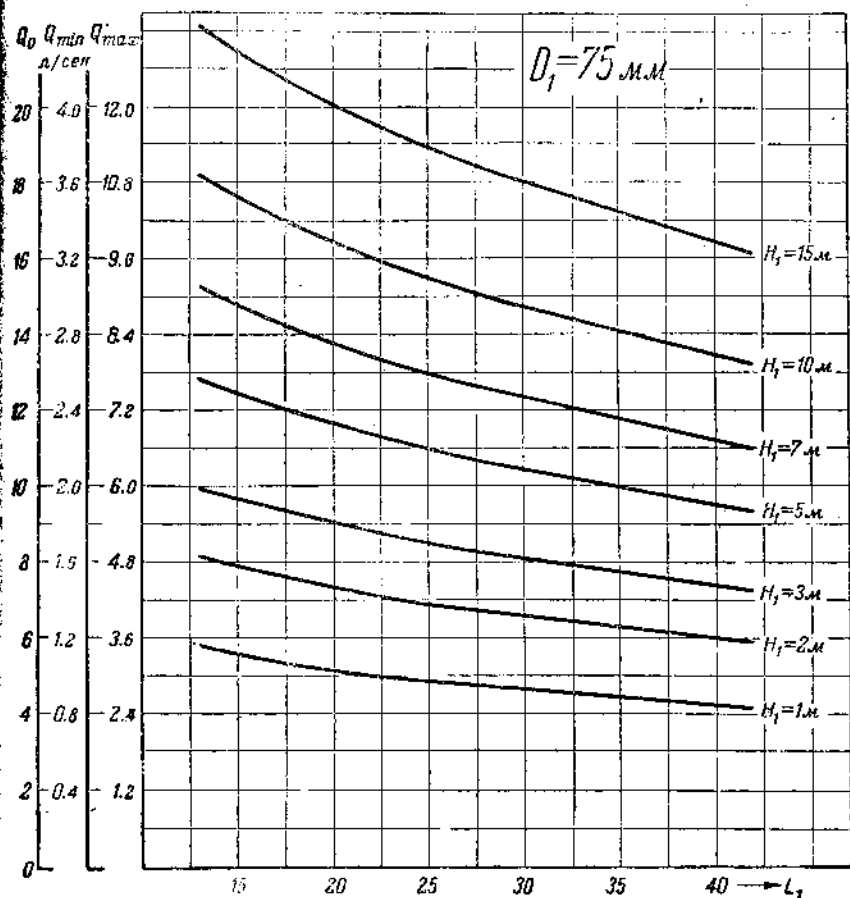
По осям абсцисс указаны длины питательных труб от 15 до 40 м, а по ординатам — объемы воды Q_0 , Q_{min} и Q_{max} в л/сек. Всего четыре номограммы. Каждая соответствует одному стандартному диаметру $D_1 = 50; 75; 100$ и 200 мм и напорам $H_1 = 1; 2; 3; 5; 7; 10$ и 15 м. При помощи этих номограмм легко ориентироваться в разнообразных условиях работы установки. Так, например, имея заданными $H_1 = 5$ м и $Q = 25$ л/сек и зная, что расход 25 л/сек только достаточен для подъема требуемого количества воды на высоту H_2 , т. е. следует дать установке высокий к. п. д., по номограммам находим:

1. При диаметрах питательной трубы $D_1 = 50, 75$ и 100 мм один таран не сможет пропустить 25 л/сек ни в каких случаях регулирования.

2. При $D_1 = 200$ мм и $L_1 = 15$ м таран пропустит 21—63 л/сек. Такой же таран может пропустить расход 25 л/сек и при более длинной питательной трубе. Так как 25 л/сек близко к Q_{min} , то к. п. д. должен получиться высоким. Окончательно выбираем $D_1 = 200$ мм, не предпринимая пока вопроса о длине питательной трубы.

Если же у нас имеются тараны, например, с $D_1 = 75$ мм, которые решено установить, или на этом диаметре остановились ранее по каким-либо другим мотивам, продолжаем подбор в плоскости определения количества таких таранов. Обращаясь к номограмме фиг. 23б, видим, что

при напоре 5 м таран может пропустить при разных L_1 от 1,9—5,7 до 2,5—7,5 л/сек. По условию нам желательно приблизиться к $Q_{\min}$, т. е. к 1,9—2,5 л/сек. Возьмем $Q=3$ л/сек для одного тарана. Тогда для 25 л/сек необходимо поставить не менее восьми таранов. При расчете на максимум Q , когда источник дает воды с избытком (т. е. 25 л/сек не используются полностью, если тараны отрегулировать хотя бы на средний к. п. д.),



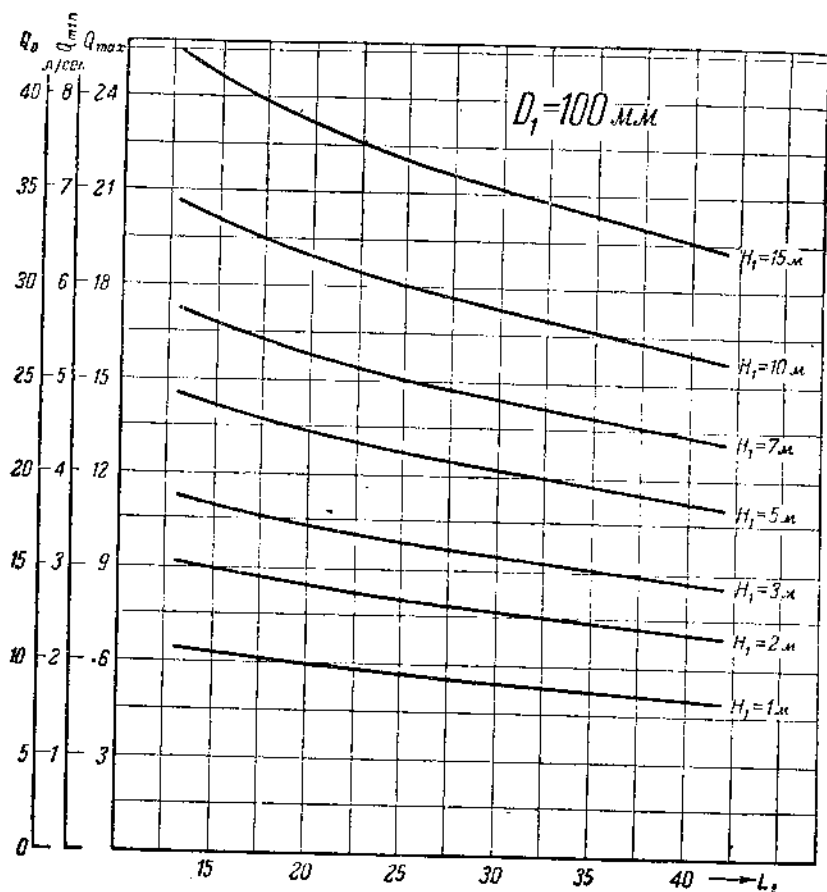
Фиг. 236. Номограмма для выбора размеров питательной трубы.

можем рассчитывать, что каждый таран пропустит 5—6 л/сек. Тогда достаточно установить для параллельной работы 4—5 таранов.

Пользуясь данными номограммами, следует еще учитывать, что при отношениях $\frac{H_2}{H_1} > 10$, когда приходится регулировать тараны на небольшое число ударов в минуту (увеличивать k), они будут пропускать в секунду расход Q ближе к $Q_{\max}$, даже при предельном к. п. д. для данных условий. Это выявится при детальном расчете установки.

Питательная труба должна быть обязательно из металла: железо, сталь, чугун. Ожидать преимуществ от чугунных труб по сравнению с железными в смысле увеличения к. п. д. нет оснований.

Рассмотрим еще один опыт Бубскина. На фиг. 24 приведена индикаторная диаграмма давления в питательной трубе, длина которой умень-

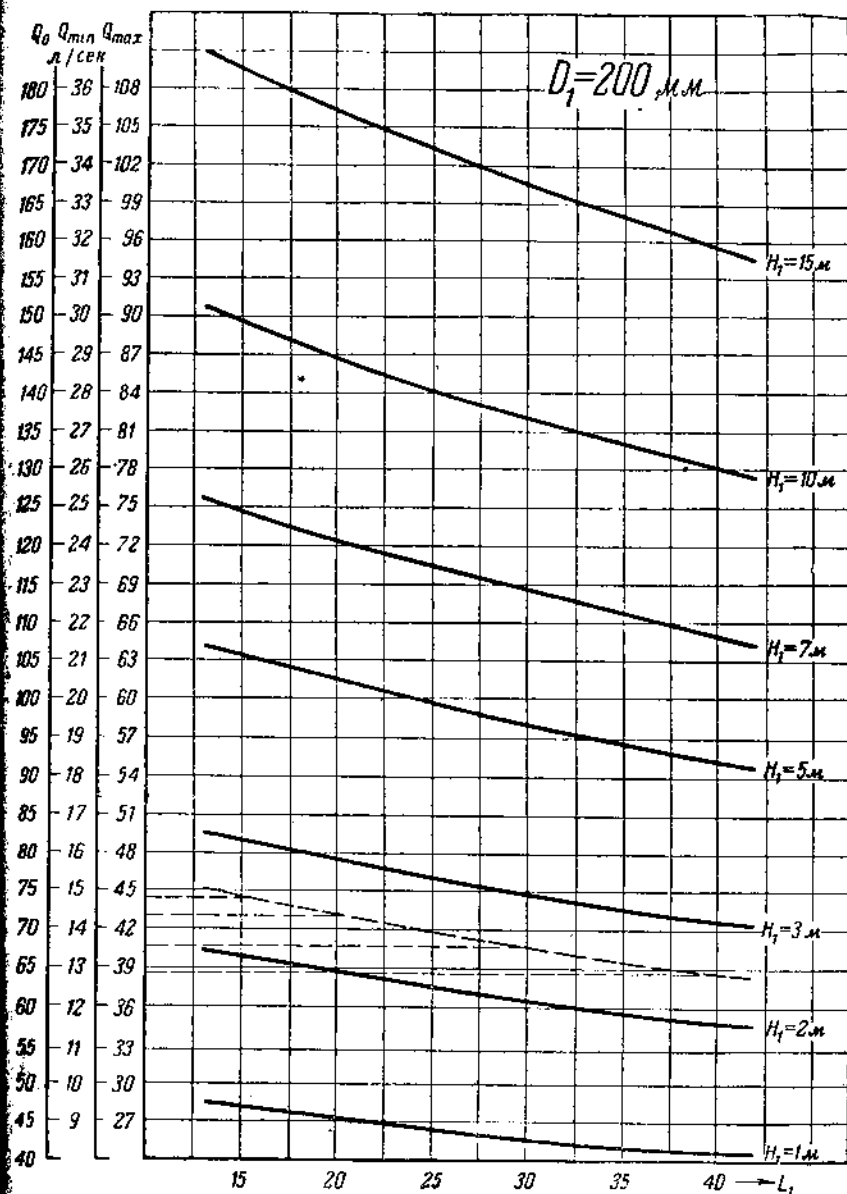


Фиг. 23в. Номограмма для выбора размеров питательной трубы.

шалась перед началом нагнетания. Легко видеть, что первый период нагнетания при нормальной трубе значительно превосходит таковой при укороченной трубе, несмотря на одну и ту же скорость конца периода разгона. Это вполне подтверждает вышеизложенную теорию.

На диаграмме ясно заметно колебание давления в трубе во время начала разгонного периода. Внизу одновременно автоматически вычерчены диаграммы хода клапанов и время. Каждый зубец нижней линии равен 0,01 сек. Нагнетательный клапан открывается позднее закрытия ударного. Фактически здесь не уловлены первые его открытия во время высоких зубцов и зафиксировалось лишь время его открытия — постоянного характера.

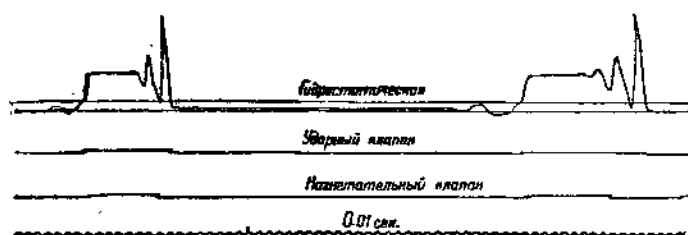
Заканчивая на этом изложение теории тарана, укажем, что в подтверждение правильности ее можно привести много больше опытного материала



Фиг. 23г. Номограмма для выбора размеров литательной трубы.

сравнению с изложенным выше. Однако постановка специальных опы-
в с тараном под углом зрения данной теории весьма желательна.

Мы придаем большое значение правильному пониманию явлений, происходящих в таране, что позволяет смелее подходить к нему, проектировать и выполнять мощные установки и разрабатывать оправданные расчетами конструкции.



Фиг. 24. Индикаторная диаграмма Бубекина.

7. ПРЕДЕЛЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТАРАННЫХ УСТАНОВОК

Почти во всех заметках, статьях и т. п. о таранах авторы считают долгом указать на предельные значения H_1 , H_2 , $\frac{H_2}{H_1}$, Q_2 и Q , при которых тараны уже не рекомендуется ставить. Такие указания безусловно ценны для практики, но, к сожалению, указываемые пределы не есть результат достаточно глубокого изучения таранов и потому в большинстве или неправильны или просто устарели.

В литературе о таранах имеются указания, что для высоты падения H_1 есть пределы, и высоту, превосходящую эти пределы, тараны использовать не могут.

Например, даются цифры:

$$H_{1 \min} = 0,5 - 1,0 \text{ м},$$

$$H_{1 \max} = 10,67; 12; 15; 21; 25 \text{ и } 39 \text{ м}.$$

Эти разноречивые указания говорят за то, что, во-первых, определенного предела опытом не установлено, а во-вторых, сила удара в таране неизвестна авторам, дающим подобные цифры, так как они ссылаются на получение при больших H_1 сильных гидравлических ударов, которые могут разрушать трубы и тараны.

Из приведенного выше описания работы тарана ясно, что прямой зависимости силы удара от напора H_1 нет; сила удара зависит, главным образом, от скорости v_1 , закрывающей ударный клапан, которую мы можем легко регулировать. При проектировании можно выбрать длинную питательную трубу, а в существующей установке уменьшить период разгона облегчением ударного клапана. Так, например, при $H_1 = 39 \text{ м}$ мы можем удлинить питательную трубу и, уменьшив период разгона, получить v_1 меньше, чем при $H_1 = 10 \text{ м}$. Следовательно, опасного удара не произойдет. Кроме того, получающаяся скорость v_1 в питательной трубе

не вся преобразуется в давление, а только часть ее, необходимая для повышения давления до H_d или немного выше. Главным и почти единственным критерием для определения максимального давления, получающегося от удара, является H_d — давление в колпаке тарана, а не высота падения.

Из вышесказанного ясно, что предел высоты падения, которую можно использовать для тарана, указать нельзя. Можно использовать $H_1 = 50$ м, если давление в колпаке тарана не будет вызывать предельного повышения давления, допустимого для питательной трубы.

Наименьшая высота падения, которую может использовать таран, исчисляется сантиметрами, но обычно предпочитают не ставить таран при H_1 меньше 1,0 м. Примем практический предел $H_1 = 1,0$ м.

Предел высоты нагнетания H_2 зависит от давления в колпаке, от потерь в нагнетательной линии и может быть легко определен для каждого конкретного случая в соответствии с вышеизложенным. Высота нагнетания в большей степени зависит от прочности тарана (колпака) и труб. Высота нагнетания, равная 100 м, уже стала обычной, и установка при данных условиях не вызывает сомнений. Высота $H_2 = 200$ м в принципе тоже не представляет чего-либо особенного, но таран должен быть выполнен по специальному заказу и трубы рассчитаны на данное давление. Подобные установки очень редки в практике, и нет смысла на них задерживаться.

Минимальная высота нагнетания может быть равна нулю или вообще быть меньше H_1 в тех случаях, когда цель установки тарана заключается не в подъеме воды, а в подаче ее почти по горизонтали на большие расстояния: 3—5 и больше км. Тогда давление в колпаке тарана будет тоже значительно. Во всяком случае должно быть условие $H_d > H_1$, или $H_d \geq 2H_1$, так как иначе таран не будет работать.

Значительный интерес представляет предел отношения $H_d:H_1$, при котором таран прекращает работу. Из эмпирической формулы к. п. д. по Эйтельвейну

$$\eta = 1,12 - 0,2 \sqrt{\frac{H_d}{H_1}}$$

видно, что к. п. д. установки будет нуль при условии

$$1,12 = 0,2 \sqrt{\frac{H_d}{H_1}}$$

или при

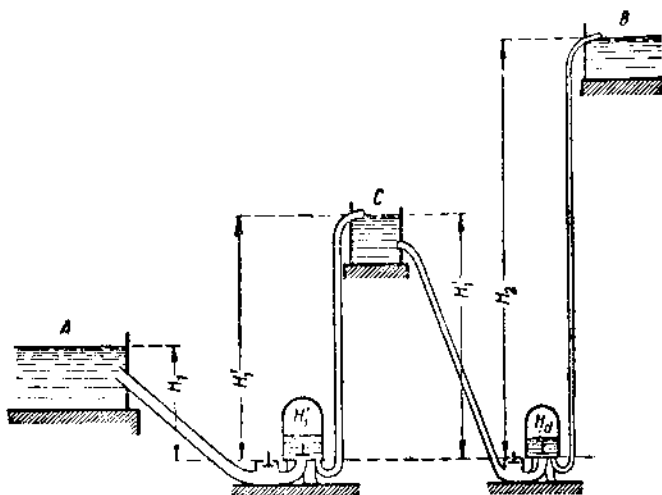
$$\frac{H_d}{H_1} = 31,4.$$

Но формула Эйтельвейна дана для $H_d:H_1$ не больше 20. Бубекин в своих опытах получил $\eta_1 = 0,17$ при $H_d:H_1 = 30$. Предел несомненно выше 30. Однако как опыты Бубекина, так и наши исследования к. п. д. тарана показывают, что при $H_d:H_1 = 30$ к. п. д. достаточно низок, чтобы сделать обыкновенную таранную установку невыгодной, а потому примем практический предел отношения

$$H_d:H_1 = 20 - 25.$$

Для повышения эффекта работы таранных установок при больших отношениях $H_d:H_1$ или „относительных высоконапорных установок“ возможно применить особую, так называемую „комбинированную“, таранную установку.

Пусть мы имеем в естественных условиях источник (фиг. 25), дающий воду на высоте H_1 в бак A , а потребность в воде на высоте H_2 в баке B . Заменяем один таран комбинацией из двух таранов. Первый таран имеет рабочую высоту падения H_1 и высоту нагнетания H'_1 , а второй — с рабочей высотой H'_1 и манометрической высотой нагнетания H_d .



Фиг. 25. Комбинированная таранная установка.

Следовательно, обычное отношение высот $H_d:H_1$ заменим двумя отношениями:

$$X_1 = \frac{H'_1}{H_1} \text{ и } X_2 = \frac{H_d}{H'_1}.$$

Давление в колпаке первого тарана принимаем H'_1 потому, что потери в первой нагнетательной линии небольшой длины незначительны. Оба тарана будут работать в более выгодных условиях по сравнению с тараном обычной установки, и общий к. п. д. их η_0 будет значительно выше, так как

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2;$$

наивысший к. п. д. η_0 будет при условии $\eta_1 = \eta_2$ или когда

$$\frac{H'_1}{H_1} = \frac{H_d}{H'_1}.$$

Из последнего равенства находим

$$H'_1 = \sqrt{H_1 \cdot H_d}$$

и

$$X_1 = X_2 = \sqrt{\frac{H_d}{H_1}}.$$

Для сравнения воспользуемся формулой Эйтельвейна. Определив по ней η_1 и η_2 , а затем перемножив результаты, получим к. п. д. комбинированной установки

$$\eta_0 = \left(1,12 - 0,2 \sqrt[4]{\frac{H_d}{H_1}} \right)^2.$$

Пусть $H_1 = 2$ м, $H_d = 60$ м и $H_d:H_1 = 30$, когда Бубекин получил к. п. д. 0,17. В комбинированной установке мы сначала поднимаем воду на высоту $H'_1 = \sqrt{120} \approx 11$ м, когда $X_1 = \sqrt{30} = 5,5$ и $\eta_1 = 1,12 - 0,2\sqrt{5,5} = 0,65$. Для всей установки будем иметь $\eta_0 = 0,65^2 = 0,42$, или в 2,5 раза выше по сравнению с обыкновенной установкой. Иначе говоря, при данных условиях требуемое количество воды Q_2 мы сможем поднять таранами на высоту H_2 и тогда, когда дебит источника в 2,5 раза меньше. Пунктирная кривая на фиг. 10 дает представление о к. п. д. комбинированной установки¹. При $H_d:H_1 = 15$ последний выше обычного на значительную величину — 180%, даже по Эйтельвейну.

Устройство комбинированной установки несложно, тем более что бак *C* делать необязательно. Нагнетательная труба первого тарана может служить питательной трубой второго тарана, которые оба следует ставить в одной будке. В этом случае труба, соединяющая тараны, должна иметь длину тоже не менее 10—14 м, что легко достигнуть, сделав из нее петлю с плавным поворотом за пределами будки. Чтобы избежать образования воздушных мешков в трубе, ее надо прокладывать ниже таранов с равномерными уклонами. Колпак первого тарана желательно увеличивать примерно вдвое против нормы или обеспечить его воздухом искусственно, добываясь возможно большей воздушной подушки. При больших объемах воды, которые должен пропускать первый таран, он замещается группой таранов, качающих воду в один особый воздушный колпак, к которому и присоединяется питательная труба второго тарана.

Регулирование комбинированной установки несколько сложнее, так как желательно добиться именно расчетного промежуточного напора H'_1 . Без промежуточного бака *C* тараны работают автоматически сами, но возможны значительные отклонения от H'_1 , установленного расчетом, что и следует исправлять соответствующим подбором числа ударов клапанов (если они не определены вперед расчетом).

Подобные комбинированные таранные установки с промежуточным баком *C* применялись в некоторых случаях в практике, но при проектировании их не преследовалась цель повышения к. п. д. и промежуточная высота не отвечала условию $H'_1 = \sqrt{H_1 H_d}$.

Особые „дифференциальные“ тараны (см. главу о конструкциях) могут подавать воду на высоту, значительно превосходящую высоту падения, но к. п. д. их даже при нормальных отношениях высот ниже по сравнению с обыкновенными таранами. Следовательно, в случаях „относительных“ высоконапорных установок они не представляют интереса и могут быть несравненно с большим эффектом заменены комбинированной установкой.

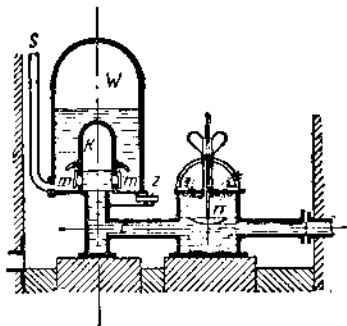
¹ Кривая построена по формуле Эйтельвейна.

На вопрос о максимальной производительности таранных установок можно указать следующее: многие специалисты совершенно неосновательно считают, что таранные водопроводы имеют значение только для отдельных небольших селений. Практика применения таранов давно опровергла это мнение, показав, что производительность таранных установок ограничивается только мощностью питающего источника. Вопрос максимальной производительности одного обыкновенного тарана не представляет интереса, так как параллельная установка нескольких таранов почти не сложнее установки одного тарана. Когда расчеты указывают на невозможность пропустить все потребное количество воды через один таран, проектируют установку двух, трех и т. д. таранов с наибольшими диаметрами питательных труб. При этом все тараны ставятся рядом и каждый таран имеет свою питательную трубу. Нагнетательная труба обычно делается одна (или две) соответствующего диаметра.

В СССР нам неизвестны таранные установки, дающие более 100 м³ воды в сутки. В американской практике встречаются установки с группами мощных таранов, с питательными трубами диаметром 0,2—0,3 м и выше, подающие сотни и тысячи кубометров воды в сутки.

8. КОНСТРУКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТАРАНОВ

Описать все применявшиеся и существующие конструкции таранов мы не можем ввиду их многочисленности и отсутствия смысла в таком описании. Поэтому ниже приводим только наиболее характерные машины, являющиеся представителями целых групп подобных же таранов и принципиально отличные по тому или иному признаку.



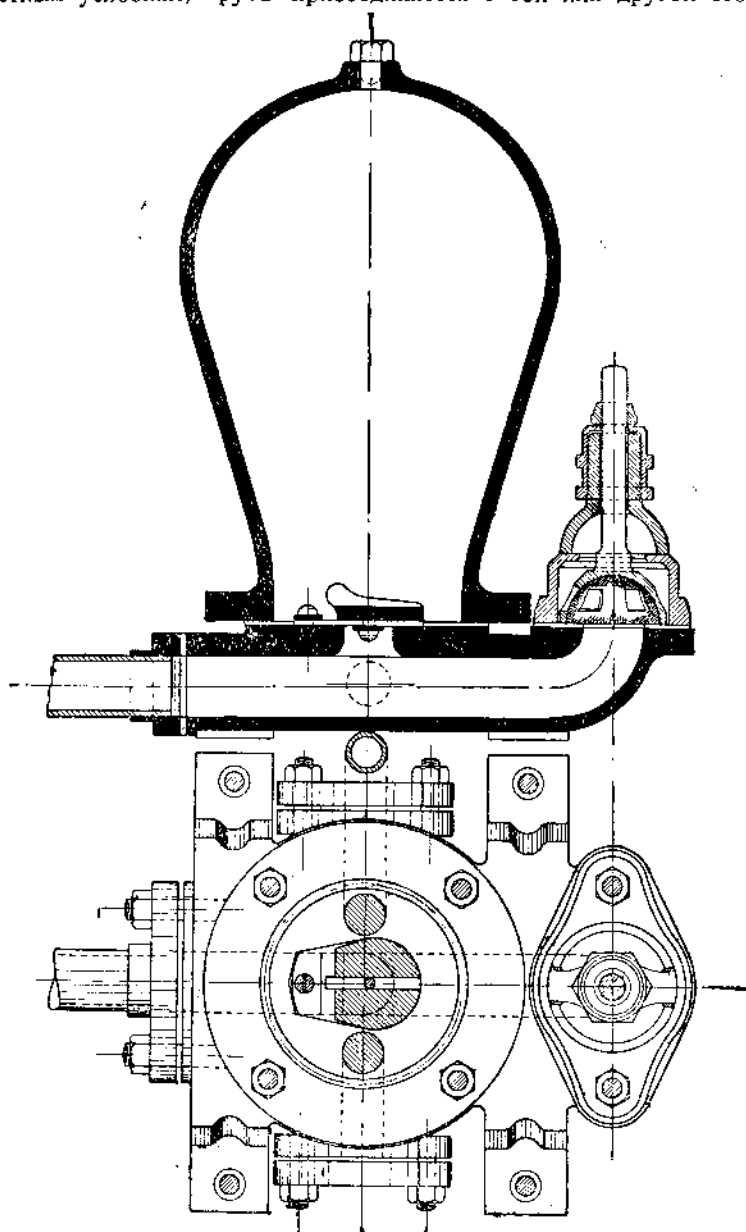
Фиг. 26. Первый таран Монгольфье.

1. В литературе встречаются указания, что первый таран (фиг. 26) был поставлен для работы в предместьи Парижа самим изобретателем Монгольфье и что он работал без ремонта 60 лет. Для смягчения силы гидравлического удара таран имел дополнительный колпак с воздухом *K*. Еще в то время изобретатель стремился разрешить задачу автоматического пополнения воздуха в колпаках *K* и *W* при помощи клапана *Z*. В момент понижения давления в питательной трубе через клапан *Z* должен засасываться в трубу каждый раз небольшой пузырек воздуха, который про-

ходит в колпак *K*, а при излишке воздуха в нем — в колпак *W*. Нагнетательные клапаны *m* (несколько штук) — простой конструкции, как и ударный клапан *n*. Колпак *K* смягчает гидравлические удары, но это ведет к понижению к. п. д., а потому в позднейших машинах его не делали.

2. Большая группа таранов с наиболее простой конструкцией может быть представлена тараном американской фирмы Дуглас. Разрез и план его даны на фиг. 27. Ударный клапан с вертикальной осью расположен на конце питательной трубы. Нагнетательный клапан-захлопка имеет кожаную подкладку, которую можно заменить жесткой резиной. Для

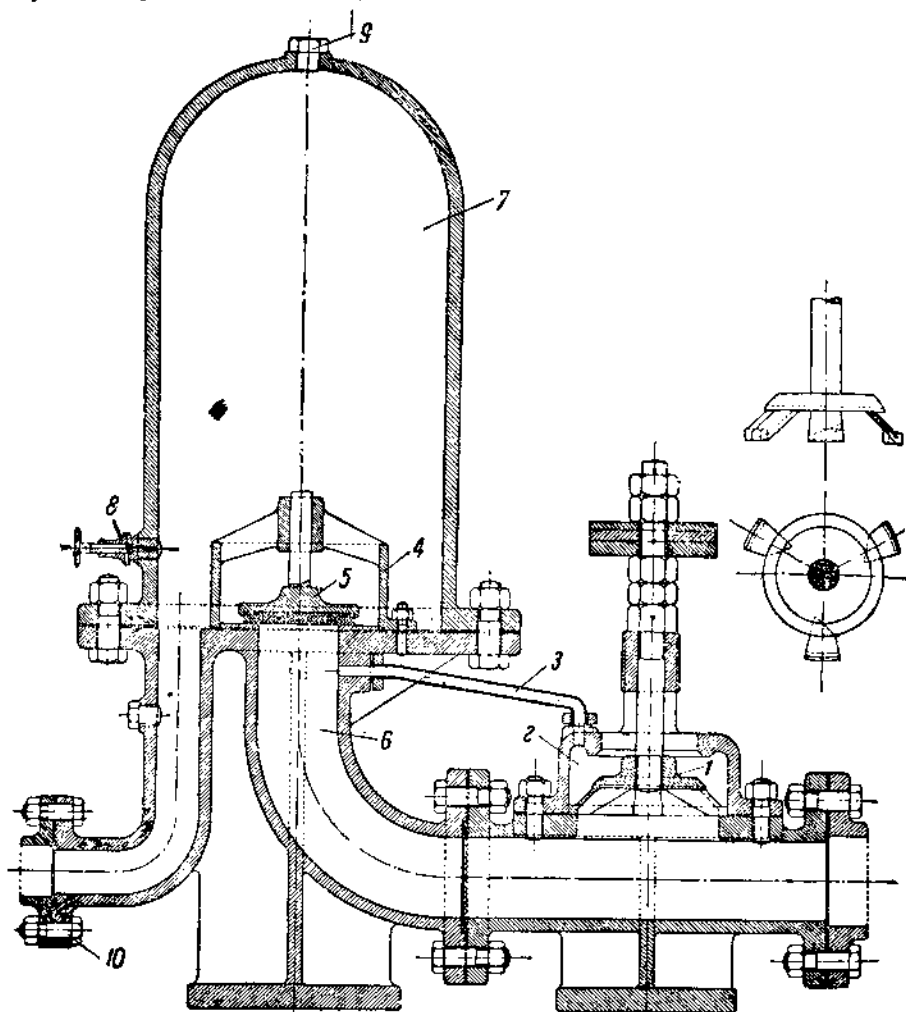
нагнетательной трубы имеются два выхода в станине тарана и, смотря по местным условиям, труба присоединяется с той или другой стороны.



Фиг. 27. Таран Дуглас, план и разрез.

Для дополнения воздуха в верхней и нижней частях колпака ввинчены пробки. Операция дополнения производится так: закрывают задвижки на питательной и нагнетательной трубах, таран останавливается и отвин-

Чиванием пробок выпускают из колпака воду. Когда колпак заполнится воздухом, пробки завинчивают, открывают задвижки на трубах и таран пускают в ход путем открытия ударного клапана. Такие тараны изготовлялись для труб диаметром от 12 до 100 мм. Все части отливались из чугуна, а коробка и золотник ударного клапана — из фосфористой бронзы.



Фиг. 28. Разрез тарана Трембовельского.

Принципиально ничем не отличались от тарана Дуглас конструкции: Гарвенс, Биске, Гульда, Эврика, старые тараны Трембовельского и ряд других. Изменение формы колпака не влияет на работу тарана. У нас в СССР на старых установках преимущественно работают тараны этого типа.

3. В настоящее время завод „Таран“ (Москва, ул. Фр. Энгельса, 47) делает тараны конструкции инж. Д. И. Трембовельского (фиг. 28). Колпак 7 простой цилиндрической формы расположен на станине, включающей

конец 6 питательной трубы, дающей переход с горизонтального на вертикальное направление. Ударный клапан расположен на отдельной па- трубке со своей подстанкой и может быть целиком заменен другим кла- паном. Золотник ударного клапана состоит из тарелочки 1 с направляю- щими крылышками и стержня, на который навинчены гайки для изме- нения хода клапана и закрепления груза на нем. Нагнетательный клапан 5, осевой, с толстой резиновой подкладкой, заключен в круглую коро- бочку 4, к верхней части которой прикреплен дужками подшипник кла- пана. Коробочка 4 служит для того, чтобы держать нагнетательный клапан постоянно затопленным в случае интенсивного накачивания воздуха в колпак тарана. Автоматическое воздуходооборудование тарана осуществляется при помощи трубки 3, соединяющей выемку 2 в коробке ударного кла- пана с концом питательной трубы под нагнетательным клапаном. В мо- мент открывания ударного клапана воздух снаружи устремляется в кла- панную коробку и часть его задерживается в выемке 2, откуда он про- двигается под нагнетательный клапан по трубке 3 и в следующий период нагнетания проталкивается в колпак. Засасыванию воздуха помогает еще столб воды в колене 6, который в момент открывания ударного клапана стремится вниз, действуя как поршень. Верхняя пробка 9 служит, главным образом, для постановки манометра, и ее желательно отвинчивать возможно реже, так как частое пользование вызывает ее износ и возможен выход воздуха из колпака наружу. Для контроля уровня воды в колпаке слу- жит клапан 8. Желательно, чтобы выше его все пространство в колпаке было заполнено воздухом. Выпуск воды из колпака производится через пробку 10 на выходе нагнетательной трубы при помощи клапана 8. Нагнетательный клапан можно снабдить пружиной, что улучшит его работу в момент закрывания.

Таран Тремблевельского является результатом многолетней работы по конструированию и установке различных таранов, а поэтому, естественно, имеет преимущества перед другими простыми конструкциями. Начиная с 1928 г., завод распространил 139 таких таранов. Большинство их установлено и работает с хорошими показателями. Изготавливаются они по заказам и двух размеров:

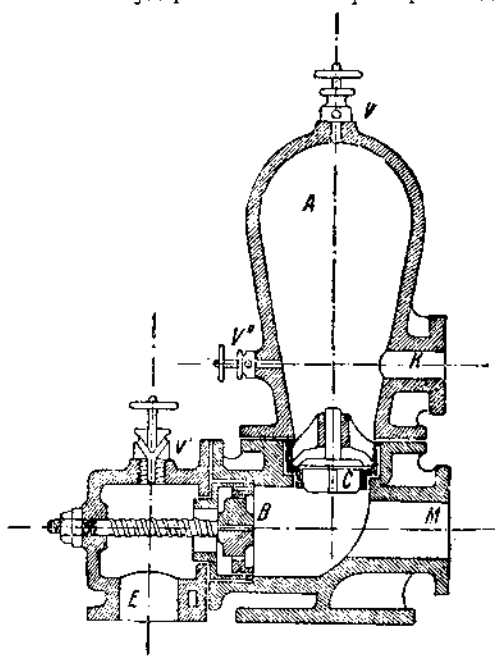
а) № 5 для питательной трубы $d = 50$ мм (допустимо присоединение 36 мм трубы), вес 130 кг, стоимость 650 руб. франко-склад завода.

б) № 7 для труб $d = 75$ мм (и 62 мм), вес 235 кг, цена 900 руб. Тараны в собранном виде прессуются на заводе давлением 20—25 ат.

4. Пропускная способность тарана увеличивается прямо пропорцио- нально увеличению квадрата диаметра питательной трубы, но обычные ударные клапаны (фиг. 20) при диаметрах труб больше 0,10 м получают вес несколько килограммов и быстро изнашиваются. С целью все же сосредоточить большую мощность в таране с одной питательной трубой конструкторы встали на путь изменения ударного клапана.

На фиг. 29 изображен в разрезе таран французской фирмы Дюроуа с ударным клапаном В на горизонтальной оси, имеющим пружину, изменяя натяжение которой, можно регулировать количество ударов в минуту. За счет натяжения пружины (гормозиющей закрывания клапана) вес клапана уменьшается, что ослабляет силу удара его при закрывании. Такие тараны делались для питательных труб диаметром до 175 мм и ударный клапан не разбивался при длительной работе. Они распро-

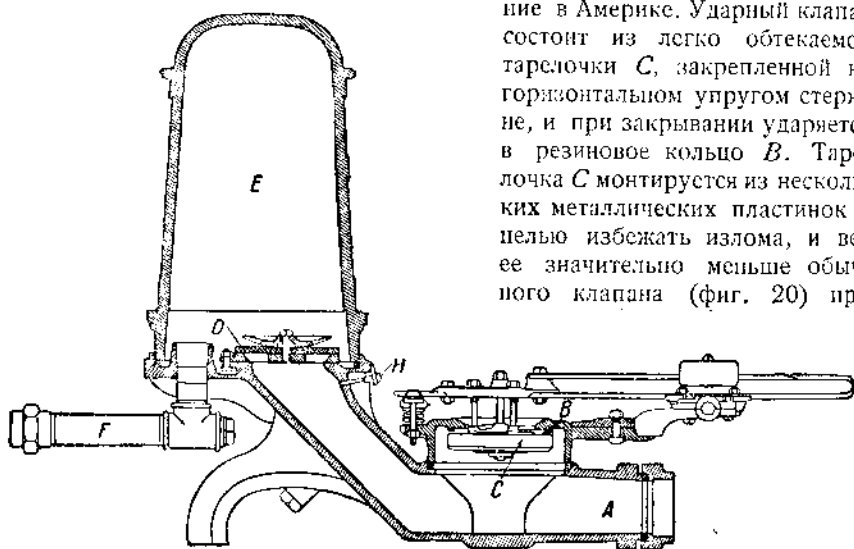
странялись у нас и могут быть встречены на многих установках. Недостаток таранов Дюрозуа: постоянно низкий к. п. д. сравнительно с другими конструкциями, что объясняется большими потерями напора в том же ударном клапане при прохождении через него воды. Тарелочка



Фиг. 29. Таран Дюрозуа.

клапана плохо обтекаема. Особенностью конструкции является еще закрытая камера *E*, в которую вода из питательной трубы выливается без разбрызгивания по сторонам. Вентиль *V'* служит для поступления воздуха в камеру. Отсюда воздух засасывается через отверстие в тарелочке ударного клапана в питательную трубу и, задерживаясь в углублении под металлическим нагнетательным клапаном *C*, проталкивается в колпак. Засасывание воздуха происходит в момент открывания ударного клапана. Так, автоматически колпак пополняется воздухом, а интенсивность пополнения регулируется вентилем *V'*.

5. Недостаток тарана Дюрозуа полностью устранен в таранах Райфа (фиг. 30), получивших большое распространение в Америке. Ударный клапан состоит из легко обтекаемой тарелочки *C*, закрепленной на горизонтальном упругом стержне, и при закрывании ударяется в резиновое кольцо *B*. Тарелочка *C* монтируется из нескольких металлических пластинок с целью избежать излома, и вес ее значительно меньше обычного клапана (фиг. 20) при



Фиг. 30. Разрез тарана Райфа.

одном и том же диаметре. Последнее достигается отчасти хорошей обтекаемостью тарелочки, а главным образом, упругостью горизонтального стержня, который не позволяет закрываться клапану при недостаточном разгоне воды в питательной трубе. Ход клапана регулируется пружиной и болтом с левой стороны (по чертежу), а количество ударов изменяется передвижением груза на горизонтальном стержне.

Тараны Райфа изготавливались для диаметров до 0,30 м, что совершенно не допускают простые ударные клапаны. Естественно, что пропускная способность их достигает громадных размеров — 50—200 л/сек — в зависимости от условий установки.

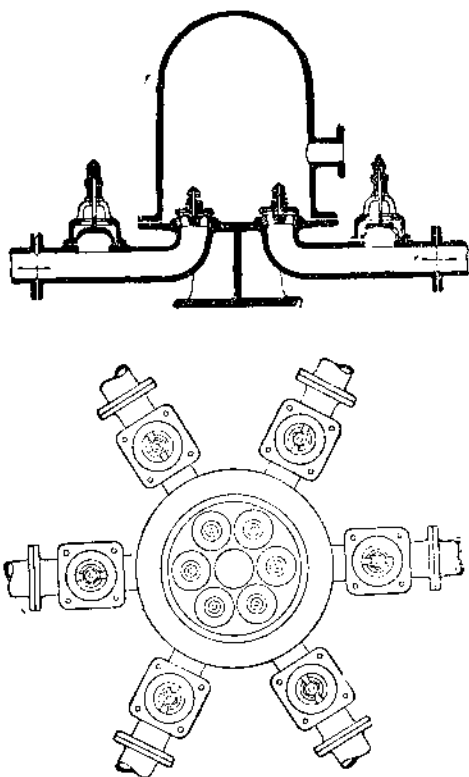
На фиг. 30 показан один нагнетательный клапан, но при больших диаметрах эти тараны имели группу клапанов, расположенных на цилиндрическом выступе, служащем продолжением питательной трубы в воздушном колпаке.

В заграничной практике известны примеры нормальной работы таранов с питательными трубами до 0,50 м и выше (тараны Болле) с ударными клапанами более сложной конструкции.

Такие машины достигали веса 5—8 т при пропускной способности до кубометра в секунду.

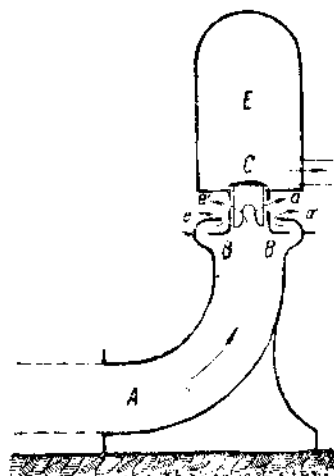
6. Увеличение мощности одного тарана можно достигнуть при небольших диаметрах питательных труб путем подвода к одному колпаку нескольких труб. Так, в 1929 г. Трэмбовельский сконструировал „Мульти-таран“, приведенный в разрезе и плане на фиг. 31, для шести труб. Каждая труба имеет свой ударный и нагнетательный клапан. Последние сосрелоточены в одном колпаке большого размера. Питательные трубы подходят к тарану в радиальном направлении и в случае питания из одного источника изгибаются. Во избежание устройства изгибов можно подвести все трубы параллельно и колпак сделать продолговатым в направлении, перпендикулярном к трубам.

7. Добиваясь высокого к. п. д., конструкторы таранов стремились поставить возможно ближе ударный клапан к нагнетательному с целью достигнуть одновременного гидравлического удара в оба клапана. Мы видели выше, что скорость распространения волны гидравлического



Фиг. 31. Мульти-таран.

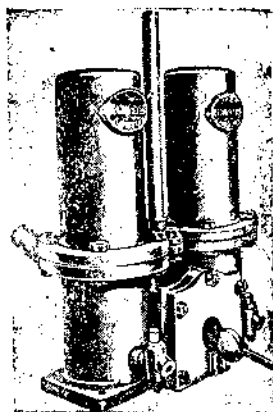
удара - 1 000 -- 1 400 м/сек, а потому почти бессмысленно добиваться приближения клапанов, когда они и так удалены друг от друга в пределах от 0,5 до 0,75 м. Однако в связи с такими попытками получено другое преимущество: направление воды не меняется в конце питательной трубы. Последнее частично достигается в таранах Декер и Дюрей-Согги, но наиболее оригинально задача решена в таране Персол (Pearsall), схематически изображенном на фиг. 32. Здесь ударный клапан *B* и нагнетательный *C* непосредственно соприкасаются и расположены на самом конце питательной трубы. Когда ударный клапан *B* открыт, вода выливается наружу через кольцевые отверстия по стрелкам *a* и *e* и получает разгон. Достигнув требуемой скорости, она поднимает клапан-раструб вверх, он плотно прижимается к специальным резиновым кольцам и, преградив выход воде наружу, одновременно соединяет конец питательной трубы с колпаком *E*. Вода, совершенно не меняя направления и не имея мертвых (неподвижных) объемов, ударяется непосредственно в нагнетательный клапан, открывает его и вливается в колпак. Нижние рожки тарелочки нагнетательного клапана служат для направления его. Ограничитель высоты поднятия клапана *C* на фиг. 32 не показан, но он должен быть.



Фиг. 32. Таран Персолла (Pearsall).

Этот таран замечателен еще тем, что ударный клапан не воспринимает всю силу удара, приходящую преимущественно на нагнетательный клапан, что совершенно безопасно. Такое положение позволяло применять для этого тарана трубы больших диаметров, и он характерен исключительно мощностями.

8. На фиг. 33 показан общий вид тарана Хан-Агова. Нас он интересует простотой устройства ударного клапана, ясно изображенного на разрезе (фиг. 34). К диску *C* в центре присоединен стержень с передвижным грузом *K*, которым регулируется число ударов. Вокруг отверстия *E* вточено резиновое кольцо. При закрывании клапана диск *C* плотно прилегает к кольцу, не давая металлического удара. Здесь с успехом использован принцип рычагов, чем достигается небольшой вес всего клапана. Таран имеет два воздушных колпака, каждый со своей группой нагнетательных клапанов *B*, которые тоже оригинальной конструкции, но мало практичны, особенно для высоких давлений. Вода из колпаков поступает по камерам *h* и *g* в общую нагнетательную трубу. Тараны Хан-Агова изготовлялись для труб диаметром от 38 до 300 мм. при

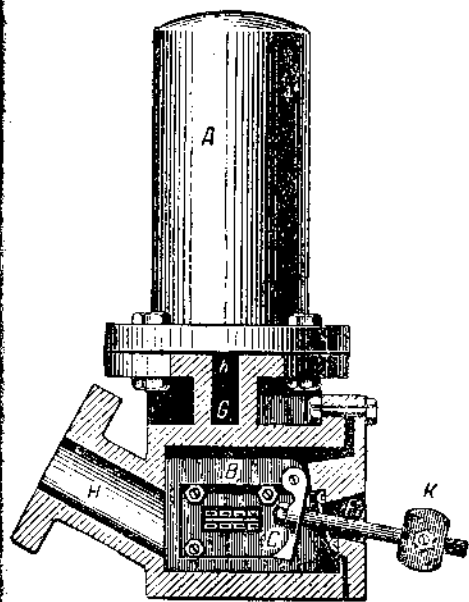


Фиг. 33. Общий вид таранов Хан-Агова.

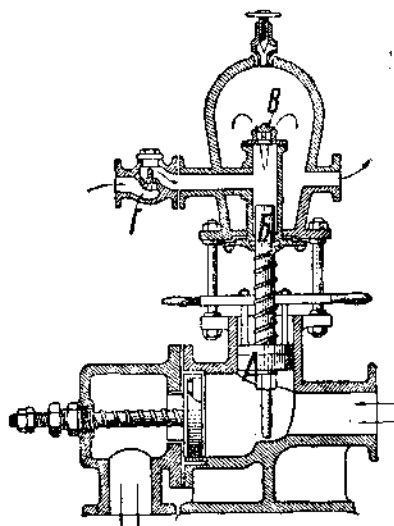
этом вес их получался от 45 до 524 кг, что значительно ниже нормального веса других таранов. Следует отметить, что при данной конструкции клапанной камеры *В* в верхней части ее постоянно будет находиться воздух, всасываемый через отверстие ударного клапана во время открывания его. Частично этим объясняется, почему такие легкие тараны могли работать нормально при диаметрах питательной трубы 200–300 мм. Здесь конструктор без специального намерения использовал деталь из тарана Монгольфье — дополнительный воздушный кольяк *К* (фиг. 26).

Конструкция тарана Хан-Агова особенно ярко подтверждает возможность устройства сборных таранов, описанных ниже.

9. Для громадных высот нагнетания и вообще для большого отношения $H_2:H_1$ ранее строились Дюроуа дифференциальные тараны (фиг. 35). Ход воды показан стрел-



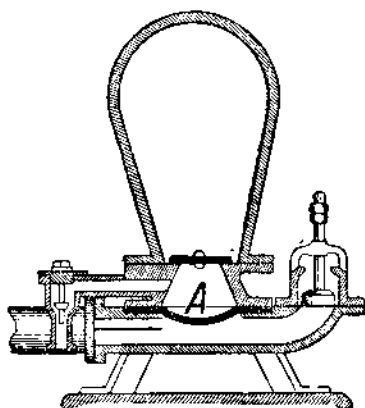
Фиг. 34. Разрез тарана Хан-Агова.



Фиг. 35. Дифференциальный таран.

ками. Гидравлический удар действует на поршень *А*, связанный с нырлем *Б* обыкновенного насоса с клапанами *Г* и *В*. При ходе ныряля *Б* вверх и вниз вода всасывается по трубе *Г* и поступает в кольяк *В*, а затем в нагнетательную трубу. Благодаря разности площадей поршня *А* и ныряля *Б* давление от гидравлического удара может преодолевать значительно большее давление в кольяке и поднимать поршни вверх. Когда давление в питательной трубе тарана падает, — поршни всасываются вниз, чему помогает пружина или специальный груз. Проф. Тиме описывает такой таран, демонстрированный на Парижской выставке в 1889 г. При $H_1 = 0,9$ м он качал воду на высоту 240 м. Из-за большого трения в сальниках и других частях к.п.д. таких таранов много ниже, чем простых. Выгоднее во всех отношениях заменять дифференциальные тараны комбинированными таранными установками, описанными в главе о пределах применения таранных установок.

10. Легко видеть, что таран, изображенный на фиг. 35, может работать загрязненной водой, а качать годную для употребления. С этой целью устраивались диафрагмовые тараны (фиг. 36). При колебании давления в питательной трубе колеблется диафрагма А, действуя как поршень насоса.



Фиг. 36. Диафрагмовый таран.

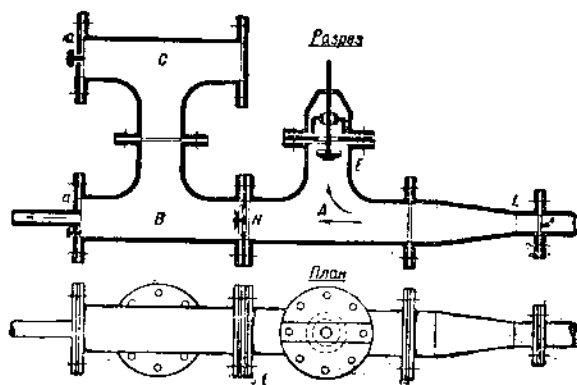
Заканчивая описание конструкции гидравлических таранов, укажем, что существует много проектов таранов специального назначения. Так, например, таран можно использовать для получения сжатого воздуха при давлении от 1 до 10 ат. В Америке предлагался проект использования энергии морского прилива при помощи таранов и т. д.

Детально разработаны и применялись в практике всасывающие тараны и тараны, работающие на сифонах.

В общем изобретатели и конструкторы уделяют много внимания гидравлическим таранам, но усилия их не всегда плодотворны, так как многие из них не имеют правильного представления о процессах работы тарана.

В этом отношении очень показательны патенты и авторские свидетельства, выданные Комитетом по делам изобретений нашим изобретателям за последние 10 лет. Большинство предложений оригинально, но не имеет никакого практического значения. Часть патентов просто дублирована с заграничных образцов и в худшем выполнении. Использованы в практике только 3-4 авторских свидетельства инж. Трёмбовельского.

11. Таран — чрезвычайно простая машина не только по схеме, но и по рабочей конструкции. Изготовление их — просто организовать на любом механическом заводе с литейным цехом. Одна-ко мы идем в этом направлении еще дальше и предлагаем вниманию гидротехников „сборные“ тараны, которые весьма просто смонтировать на месте, пользуясь услугами только слесарной мастерской и квалифицированных водопроводчиков. Для сборного тарана необходимо приобретение фасонных фланцевых водопроводных частей стандартных размеров, но это совмещается с приобретением труб и водопроводных деталей, требующихся для установки всякого тарана.

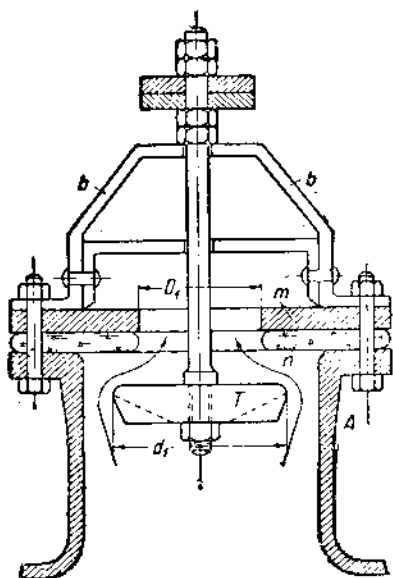


Фиг. 37. Сборный таран.

На фиг. 37 показан таран, собранный из трех фланцевых тройников *A*, *B* и *C*. Тройники *B* и *C* составляют воздушный колпак тарана. Тройник *A* является переходной частью от питательной трубы *L* к колпаку, и в то же время верхний конец его *E* дает коробку для ударного клапана. Между фланцами тройников *A* и *B* закладывается металлическая пластина с нагнетательным клапаном. На торцы *a* ставятся стандартные заглушки, в которых высверливаются отверстия для пробок, кранов, нагнетательной трубы, манометра или водомерного стекла.

Нагнетательный клапан проще сделать по форме, представленной на фиг. 16. Нетрудно применить и другие виды нагнетательных клапанов, ввернув в центр металлической пластины *N* ось для клапана, а кругом высверлив отверстия розетки.

Ударный клапан, простой и легко обтекаемый, показан на фиг. 38 в разрезе. Непосредственно на фланец тройника *A* накладывается толстая, жесткая резиновая пластина *n*, покрытая металлической (железо) заглушкой *m* с круглым отверстием в середине D_1 . Золотник клапана состоит из стержня *C*, нарезанного с обоих концов. На нижний конец навинчивается и закрепляется гайкой, или двумя, металлическая (железо, медь и т. п.) хорошо отшлифованная тарелочка *T*. Она может быть сплошной или снизу ребристой. На верх стержня навинчиваются гайки и грузы. Направление клапана сохраняется рамкой *b* с двумя отверстиями для стержня.



Фиг. 38. Обтекаемый ударный клапан.

Тарелочка *T* может быть обтянута кожей для уменьшения износа резины *n*. Для ударного клапана можно дать много вариантов, соблюдая основные требования к нему: плотное закрывание, легкая обтекаемость, достаточная прочность и наименьший вес.

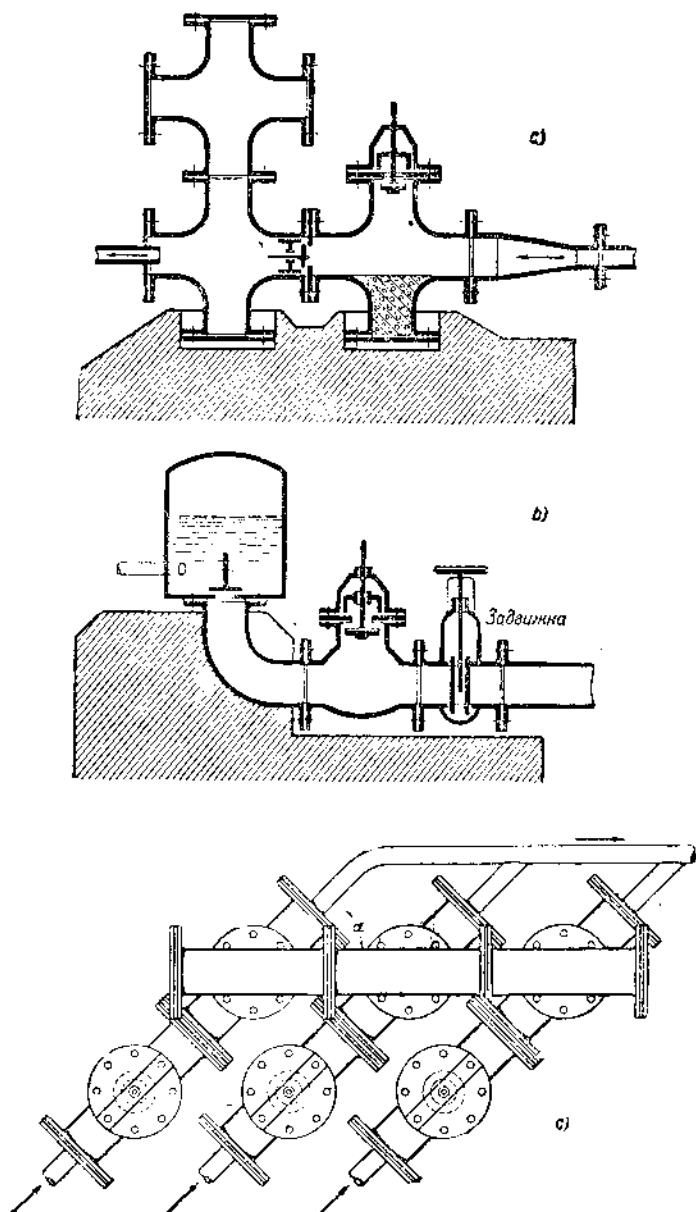
Тройники *A*, *B* и *C* имеют диаметр в 1,5—2 раза больше диаметра питательной трубы. Можно собрать тараны или группу их самым разнообразным способом. Для примера на фиг. 39 показаны схемы монтажа:

а) Таран из крестовин с нижними выступами, вставленными в углубления бетонного основания. Воздушный колпак увеличивается против схемы из тройников на фиг. 37.

б) Таран из тройника, уголка и крестовины с нагнетательным клапаном на вертикальной оси. Устанавливается и закрепляется в выемке бетонного основания.

в) Таран, собранный по схеме Хан-Агова. Основой является крестовина, в торцах которой вмонтированы: питательная труба, ударный клапан рычажного типа и два нагнетательных клапана. Воздушный колпак состоит из трех тройников и двух колен. На фигуре показаны два разреза и план.

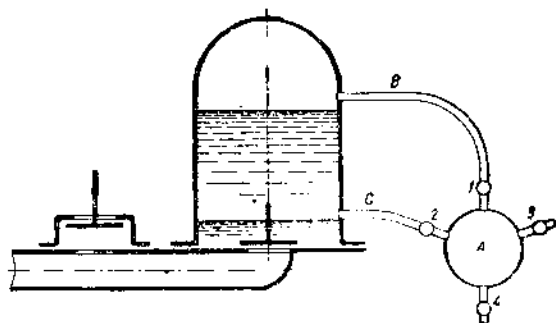
г) План группы таранов с общим воздушным козлаком. Весь монтаж выполнен из тройников по схеме фиг. 37, но верхние тройники повер-



Фиг. 39. Варианты сборки таранов

нуты на угол α с целью образовать один козпак. Угол α может быть различен в зависимости от местных условий.

Сборные тараны требуют прочного фундамента и закрепления на нем. Деревянные фундаменты надо основывать на сваях или столбах, достаточно заглубленных в грунт. Нагнетательные трубы следует присоединить к наиболее низкой точке колпака. При невозможности выполнить это требование начало трубы можно продлить в самом колпаке, опустив его в нижней части. Снабжение колпаков воздухом предусматривать или при помощи пробок на заглушках торцов колпака или при помощи специальных камер, позволяющих наполнение воздуха без остановки тарана. Принцип действия последних состоит в следующем: к колпаку тарана присоединяются трубками *В* и *С* резервуар *А* (фиг. 40), сделанный из тройника или трубы и расположенный на уровне основания тарана. Трубки снабжены



Фиг. 40. Схема воздушного снабжения.

кранами *1* и *2*, кроме того, резервуар имеет краны *3* и *4*. Не останавливая таран, закрываем краны *3* и *4* и открываем *2* и *1*. Воздух в камере *А* будетжат давлением воды из колпака тарана, которая поступит в камеру по трубке *С* и вытеснит воздух по трубке *В* в колпак тарана. После этого закрываем краны *1* и *2* и, открыв *3* и *4*, опорожняем камеру *А*. Аналогично, повторив процесс несколько раз, увеличим запас воздуха в колпаке до требуемого. Этот прибор хорош тем, что при каждой зарядке колпака позволяет заполнить его весь воздухом, чем сокращается количество зарядок и улучшается работа тарана.

ИЗЫСКАНИЯ, РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТАРАННЫХ УСТАНОВОК

Выбор размеров самого тарана обычно предоставляют заводу, который при заказе запрашивает следующие данные:

1. Какое количество воды требуется потратить тараном в сутки.
2. Дебит источника в минуту.
3. Высота падения от зеркала источника воды до места установки тарана.
4. Расстояние от тарана до источника воды и расстояние от тарана до места, где желательно получить воду.
5. Высота нагнетания от тарана до бака или места разлива воды.

При отсутствии достаточных сведений о таранах у лица, предполагающего установить таран, завод даст более верные цифры. Однако ошибочно предполагать, что завод производит подробные расчеты для выбора наиболее выгоднейших размеров. Следует производить расчеты установки на месте, а на завод заказывать определенные номера таранов и сообщать рабочее давление, на которое должны быть рассчитаны все части тарана.

Изыскания производятся по следующим четырем этапам:

1. Реконгносцировочное обследование на месте предполагаемых работ выявляет общую картину:

а) Цель устройства водопровода и потребность в воде в кубометрах в сутки.

б) Расположение на местности: источника, назначенного к эксплуатации таранов, водоприемника для отработанной воды, напорного бака и трасс питательного и нагнетательного трубопроводов.

в) Возможность эксплуатации источника с точки зрения санитарного состояния его, наличия рабочего напора (высоты падения H_1) или предпосылок для искусственного создания его, и достаточность дебита.

Цели устройства таранных водопроводов могут быть различны:

1) снабжение поселков водой для питьевых и хозяйственных целей;

2) водоснабжение строителей, небольших заводов и фабрик, железнодорожных станций и т. п.;

3) орошение садов, огородов, полей и вообще эксплуатируемых земельных площадей;

4) увеличение мощности существующих водопроводов путем присоединения новых источников при помощи таранов и т. д.

По существующим узаконенным нормам потребления воды, учитывая расширение потребностей в ближайшие 5—10 лет, потери воды в трубопроводах, необходимые резервы и т. п. определяют потребность воды

в сутки и в секунду. Секундная потребность определяется как $\frac{1}{86\,400}$ часть суточной, так как тараны работают непрерывно.

При определении потребности воды учитывают также суточное и годовое колебание потребления. Первое предопределяет размер напорного бака. При равномерном потреблении воды в сутки, что мало вероятно, напорный бак должен вмещать половину или полную суточную потребность. При значительных колебаниях разбора воды в течение суток объем бака надо брать равным суточному потреблению или больше. Вообще при таранном водопроводе напорный бак должен быть больше объемом, чем при подаче воды насосами, которые обычно не рассчитывают на круглосуточную работу, и поэтому имеется всегда резерв во времени и в мощности.

Случаи годового колебания потребности могут быть такого характера: орошение осуществляется в течение вегетационного периода и прекращается зимой; то же — в летних домах отдыха; с годовой периодичностью работает ряд промпредприятий. Здесь надо брать расчетной максимальной суточной потребностью в воде. Кроме того, при орошении возможно проложить трубы на поверхности земли.

Возможно, что уже реконгносцированное обследование покажет нецелесообразность применения таранов в данных условиях, например, ничтожная высота падения, не превосходящая нескольких сантиметров, постоянная угроза длительного затопления тарана паводками, большая потребность в воде и недостаточный дебит источника. Практически минимальной высотой падения следует считать $H_1 = 1$ м. В редких случаях при малой высоте нагнетания возможно использовать падение от 0,5 до 1 м. При необходимости устанавливать более 10 таранов параллельно целесообразнее переходить к другим водоподъемникам, например, к гидропульсору. Вообще при потребности воды 300—500 м³ в сутки не сле-

ует ориентироваться на тараны. Значительное колебание предела обусловлено разнообразностью местных условий. Если дебит источника равен или незначительно выше потребности воды, тараны не могут удовлетворить запросов.

2. Инструментальные изыскания включают следующие работы:

а) Точное измерение дебита источника.

б) Химический и бактериологический анализ воды источника с целью получить заключение о пригодности воды для питья и т. п.

в) Съемка плана местности.

г) Определение высоты падения H_1 и высоты нагнетания H_2 .

д) Измерение расстояний между элементами установки.

Дебит до 5 л/сек измеряется обычно объемным путем. При большом дебите измерения ведутся с помощью водослива или непосредственно в русле гидрометрическими приемами.

Для анализа воды отбираются пробы, которые сдаются для обработки в лабораторию. Объем пробы не менее 2 л.

План местности должен охватывать все сооружения таранного водопровода. При устройстве плотин или каптажа родника производятся специальные изыскания.

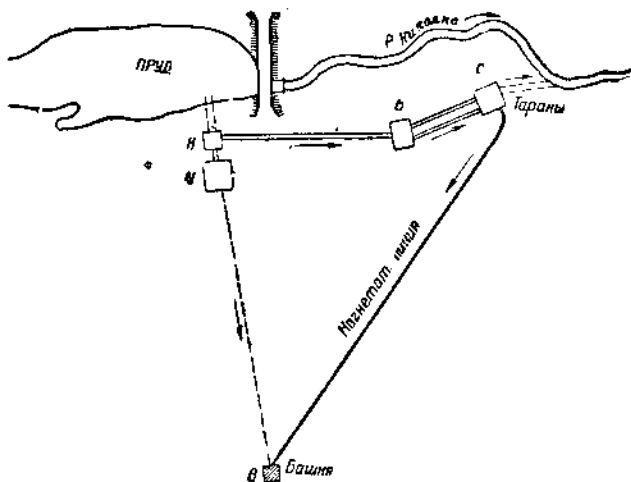
Для определения высот падения и нагнетания, а также длины нагнетательной линии

прокладывается нивелирный ход от источника к таранам по трассе питающих труб и от таранов до напорного бака по трассе нагнетательной трубы. При нивелировке устанавливаются горизонты максимальных паводковых вод и продолжительность их стояния.

Закончив инструментальные изыскания, обрабатывают материалы и производят предварительный расчет установки.

Для наглядности приведем пример из практики изысканий и проектирования водопровода для водоснабжения фермы № 1 совхоза Нефедово системы Севмолмисотреста (Сезерный край, Кубино-Озерский район).

Изыскания, выполненные в 1934 г., показали следующее: ферма расположена на северном склоне возвышенности, и усадьба фермы примыкает к небольшой р. Николке, на которой имеется земляная плотина с деревянным водосливом (фиг. 41). Ферма имеет генеральный план усадьбы, и производится ее строительство. Потребность в воде для питьевых и хозяйственных целей определена в размере 200 м³ в сутки с учетом развития фермы, потерь воды в трубопроводах 10% и т. п. Для удовлетворения пожарных нужд намечено установить специальный



Фиг. 41. План нефедовской установки.

насос, качающий воду из пруда в водопроводную сеть во время пожаров. Возможно также устройство одного-двух прудов-копаней для хранения пожарного запаса воды непосредственно на территории усадьбы.

Дебит р. Николки измерен осенью — 80 л/сек. Меженный расчетный дебит принят 50 л/сек. Вода по химическому и бактериологическому анализам для питья пригодна без очистки. Сток поверхностных вод с территории усадьбы р. Николка принимает ниже пруда. Около пруда и выше по речке источников загрязнения не имеется. Других источников воды с достаточным дебитом нет. Учитывая все условия, решено брать воду для фермы из р. Николки, сохранив около нее защитную зону зеленых насаждений.

Имеющаяся плотина создает напор 2 м. Падение на участке реки длиной 100 м ниже плотины $\sim 0,75$ м. Следовательно, при установке таранов в расстоянии ~ 100 м от плотины возможно получить $H_1 = 2,5$ м. Напорный бак объемом ~ 50 м³ намечено поставить вблизи скотных дворов в водонапорной башне. Точка поверхности земли места башни выше горизонта воды в пруду на 11,5 м. Высота от земли до дна бака 16 м и высота бака 3 м. Следовательно, максимальная высота нагнетания для таранов $H_2 = 2,5 + 11,5 + 16 + 3 = 33$ м. Длина нагнетательной линии, включая подъем в бак, получается близкой к $L_2 \approx 300$ м.

Фактически запроектирована подача воды в водонапорную башню В центробежным насосом по нагнетательной трубе диаметром 0,10 м и длиной 270 м. Насос намечено поставить в специальном здании N с забором воды из колодца-фильтра К. Продолжительность работы насоса 16 часов в сутки. В том же здании устанавливается второй пожарный насос, приводимый в действие во время пожаров от специального двигателя. Возможность устройства таранной установки проектом не предусмотрена. Мы взяли этот пример как наиболее рельефный в смысле недооценки роли таранов в практике водоснабжения.

3. Определив инструментальными изысканиями основные размеры для таранной установки: $H_1 = 2,5$ м, $H_2 = 33$ м, $Q = 50$ л/сек, $Q_2 = 2,315$ л/сек и $L_2 = 300$ м, сразу же производят ориентировочный расчет на возможность применения таранов в данном случае.

Прежде всего определяют, достаточно ли воды дает источник. Для того чтобы из 50 л/сек поднять 2,32 л/сек, таранная установка должна иметь к. п. д. [по формуле (31)]

$$\eta = \frac{2,315 \cdot 33}{50 \cdot 2,5} = 0,611.$$

На номограмме фиг. 13 проводим линию aa , соответствующую $Q = 2,315$ л/сек, и видим, что она пересекает линии диаметров 125, 100, 75 и 60 мм в точках b , c , d , e . При диаметрах нагнетательной трубы 125 и 100 мм потери напора на 100 м трубы меньше $h'_2 = 0,20$ м. При $D_2 = 75$ мм $h'_2 \approx 0,59$ м и при $D_2 = 60$ мм $h'_2 \approx 1,85$ м.

Так как мы имеем отношение $\frac{H_2}{H_1} = 13,2$ и при этом должны получить сравнительно высокий для таранов к. п. д., то следует стремиться к наименьшим потерям в нагнетательной трубе. Останавливаемся на $D_2 = 100$ мм, при котором $v_k \approx 0,29$ м/сек и $h'_2 \approx 0,15$ м (на 100 м).

Тогда $h_2 = 0,15 \cdot 3 = 0,45$ м, и округленно $H_d = 33,5$ м. Теперь, зная давление в колпаке тарана, имеем требующийся к. п. д. самой машины [по формуле (32)]:

$$\eta_1 = \frac{2,315 \cdot 33,5}{50 \cdot 2,5} = 0,62.$$

Обратимся к фиг. 10. Для отношения $\frac{H_d}{H_1} = 13,4$ Эйтельвейн имел $\eta_1 = 0,39$, Бубескин — 0,435, а для комбинированной установки по Эйтельвейну $\eta_1 = 0,545$ — значительно ниже того, что нам необходимо. Следовательно, таранная установка в данных условиях должна быть отрегулирована на максимальный к. п. д.

Допустим, что она может быть отрегулирована на $k = \frac{v_1}{v_0} = 0,7$, тогда предельный к. п. д. [по формуле (34)]

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{0,49} \ln \frac{1}{1-k^2} + \frac{2,5}{33,5}} = 0,690.$$

Величину $\ln \frac{1}{1-k^2}$ сразу берем из таблицы в конце книги, для $k = 0,70$ она будет 0,673. Итак, при данных условиях тараны могут обеспечить требующийся к. п. д. 0,62 и подать из 50 л/сек 2,315 л/сек на $H_2 = 33$ м.

Далее, обращаемся к номограммам на фиг. 23 и подбираем размеры и количество таранов, которые могут пропустить 50 л/сек. Прежде всего из выражения (366) находим, что при $k \approx 0,70$ тараны будут пропускать около 40% от Q_0 , так как [по формуле (366)]

$$Q = Q_0 \frac{0,673}{1,735} = 0,388 Q_0.$$

Следовательно, Q для нас будет близко к среднему между $Q_{\min}$ и $Q_{\max}$ по номограммам. По фиг. 23а для $D_1 = 50$ мм и $H_1 = 2,5$ м находим при $L_1 = 40$ м расход $Q \approx 1$ л/сек и при $L_1 = 15$ м расход $Q \approx 1,4$ л/сек, что нас удовлетворить не может. Соответственно имеем для $D_1 = 75$ мм $Q \approx 2,6 - 3,5$ л/сек и для $D_1 = 100$ мм $Q \approx 5,5 - 7$ л/сек. В последнем случае требуется группа таранов из 9—10 штук, что тоже не приемлемо. Наконец, по фиг. 23 г для $D_1 = 200$ мм находим по пунктирной кривой для $H_1 = 2,5$ м

$$Q \approx \frac{13 + 39}{2} = 26 \text{ л/сек и } Q \approx \frac{15 + 45}{2} = 30 \text{ л/сек}$$

соответственно при длине питательной трубы 40 и 15 м. Таких таранов надо более двух. Останавливаемся на двух таранах с диаметром питательных труб в 200 мм, не предпреляя пока вопроса о длине труб.

4. Установив возможность использования таранов в данном случае и количество их, составляем грубо ориентировочную смету на водопровод (мы не касаемся здесь разводящей сети) в укрупненных измерителях.

Смета должна предусматривать стоимость следующих элементов (применительно к нашему случаю):

1. Два тарана.
2. Трубы для нагнетательной линии диаметром 100 мм, длиной около 315 м, с фасонными частями. Добавляется 50% от общей стоимости линии на ее сборку.
3. Трубы для питательных линий диаметром 200 мм максимум 100 м с фасонными частями.
4. Задвижки диаметром 200 мм 2 шт. и 100 мм 2 шт. всего по две на таран.
5. Баллон для накачивания в тараны воздуха (фиг. 40).
6. Устройство колодца-фильтра около пруда.
7. Устройство промежуточного колодца-бака между таранами и колодцем-фильтром, удаленным от них на 100 м.
8. Трубы деревянные для соединения колодца-фильтра и промежуточного бака.
9. Таранная будка с фундаментом и водоотводом.
10. Водонапорная башня с баком.
11. Земляные работы по прорытию и обратной засыпке траншей.
12. Смотровые колодцы на нагнетательной линии.
13. Установка (монтаж) таранов.
14. Сборка всех трубопроводов и испытание.
15. Транспорт, технадзор и прочие начисления.

Определив, таким образом, стоимость установки примерно с точностью до 20 процентов, вычисляют стоимость 1 л воды, принимая амортизацию установки минимум 10 лет и незначительную месячную оплату наблюдателю примерно 50—250% от нормальной. Дальше можно произвести сравнение с другими способами водоснабжения. Преимущество будет в большинстве случаев на стороне таранной установки.

Затем делается доклад заинтересованной организации и в случае благоприятного решения вопроса приступают к детальным расчетам и проектированию.

Расчет нефедовской таранной установки произведем во всех деталях с целью показать путь определения любого интересующего размера.

Принимаем окончательно диаметр нагнетательной трубы $D_2 = 100$ мм, тогда скорость воды в ней при расходе $Q_2 = 2,315$ л/сек будет [по формуле (37)]

$$v_h = \frac{2,315}{\frac{3,14 \cdot 10^2}{4}} = 29,5 \text{ см/сек} \approx 0,30 \text{ м/сек.}$$

Для чистых труб коэффициент трения [по формуле (6)]:

$$\lambda = 0,02 \left(1 + \frac{1}{40 \cdot 0,10} \right) = 0,025.$$

Пусть сумма коэффициентов местных сопротивлений при входе в трубу, в поворотах, в задвижках у таранов и в смотровых колодцах, в вантузах и т. п. $\sum \xi = 8$ на всей длине нагнетательного трубопровода (трубы

металлические). Тогда потери напора в трубопроводе длиной 312 м (после уточнения) [по формуле (38)] •

$$h_2 = \frac{0,30^2}{2 \cdot 9,81} \left(1 + 0,025 \frac{312}{0,10} + 8 \right) = 0,399 \approx 0,40 \text{ м.}$$

Среднее давление в колпаке тарана [по формуле (19)]

$$H_d = 33 + 0,40 = 33,40 \text{ м.}$$

Пусть питательные трубы — железные диаметром $D_1 = 200$ мм при толщине стенок $\delta = 8$ мм и модуле упругости $E = 2 \cdot 10^{10}$ кг/м² (табл. 1). Тогда скорость волны гидравлического удара в них [по формуле (38)]

$$c \approx 1425 \left(1 - \frac{0,01 \cdot 200}{2,8} \right) \approx 1238 \text{ м/сек.}$$

Для повышения давления в питательных трубах до $H_d = 33,40$ требуется затратить на удар скорость воды [по формуле (21)]

$$u = \frac{33,4 \cdot 9,81}{1238} = 0,265 \text{ м/сек.}$$

Далее подбираем длину L_1 питательной трубы. Пределы ее [по формуле (48)]

$$L_{1\min} = 0,01 \cdot 1238 = 12,4 \text{ м.}$$

Определив по (6) $\lambda = 0,0225$ и приняв коэффициент потерь напора в обтекаемом тарельчатым ударном клапане $\xi_1 = 4$, а $\sum \xi = 5$ [по формуле (48a)],

$$L_{1\max} = \frac{0,20}{0,0225} \left(0,036 \frac{2,5 \cdot 1238^2}{9,81 \cdot 33,4^2} - 1 - 5 \right) = 58,7 \text{ м.}$$

Итак, длина питательной трубы не должна выходить за пределы 12,4—58,7 м. Скоростной коэффициент для $L_{1\min}$ [по формуле (5)]

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,0225 \frac{12,4}{0,2} + 5}} = 0,368$$

и скорость установившегося движения при наиболее короткой трубе [по формуле (4)]

$$v_0 = 368 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,5} = 2,58 \text{ м/сек.}$$

Аналогично для максимальной длины $L_1 = 58,7$ м находим $v_0 = 1,59$ м/сек. Необходимо получить максимальный к. п. д., и мы не можем допускать в питательной трубе скорость больше $0,7 \cdot v_0$. Следовательно, крайние скорости воды в конце периода разгона при короткой трубе

$$v_1 = 0,7 \cdot 2,58 = 1,81 \text{ м/сек.}$$

При длинной трубе

$$v_1 = 0,7 \cdot 1,59 = 1,11 \text{ м/сек.}$$

Теперь находим число n периода нагнетания. В первом случае [по формуле (24)]

$$n = \frac{1,81 + 0,265 - 0,485}{2 \cdot 0,265} = 3$$

и плюс холостой удар.

Во втором случае $n=2$ и тоже с холостым ударом. По индикаторным диаграммам 22 и 24 мы видели, что давление в питательной трубе во время периода нагнетания держится ровно при n не менее 5. Мы этого не можем достигнуть, так как наши пределы $n=2$ и 3. Окончательно берем $n=3$ и расчетом, обратным проведенному, устанавливаем длину питательной трубы.

Прежде всего, не допуская холостого удара, устанавливаем скорость воды в конце нагнетания $v_n \leq n$.

Примем $v_n = n$ (что рекомендуем во всех других случаях), так как это положение совпадает и с максимумом к. п. д. Тогда скорость воды в конце периода разгона [по формуле (22)]

$$v_1 = 0,265 + (2 \cdot 3 - 1) \cdot 0,265 = 1,59 \text{ м/сек},$$

при которой ударный клапан должен закрываться. Кривые на фиг. 9 показывают, что при отношении $H_d:H_1$ от 10 до 20 (что мы имеем) к. п. д. начинает резко падать, когда k перейдет за 0,6—0,7. Условия нам не позволяют взять k меньше 0,6.

Чтобы получить возможно длиннее питательную трубу (к этому мы должны стремиться с целью отодвинуться от $L_{\min} = 12,4 \text{ м}$, к которому сейчас близки), выбираем крайнее значение $k=0,70$ и получаем [по формуле (7)]

$$v_0 = \frac{1,59}{0,70} = 2,27 \text{ м/сек.}$$

Теперь находим [по формуле (49)]

$$L_1 = \frac{0,20}{0,0225} \left[\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2,5}{2,27^2} - 1 - 5 \right] = 31,3 \text{ м.}$$

Установив окончательно длину питательной трубы для каждого тарана 31,3 м, определяем продолжительность периодов нагнетания и разгона. Продолжительность хода волны удара от таранов к баку и обратно [по формуле (1)]

$$t = \frac{2 \cdot 31,3}{1238} = 0,05 \text{ сек.}$$

Период нагнетания [по формуле (25)]

$$t_2 = 3 \cdot 0,05 = 0,15 \text{ сек.}$$

Период разгона [по формуле (18)]

$$t_1 = \frac{2,27 \cdot 31,3}{2 \cdot 9,81 \cdot 2,5} - 1,735 = 2,51 \text{ сек.}$$

Продолжительность полного цикла работы тарана [по формуле (26)]

$$T = 2,51 + 0,15 = 2,66 \text{ сек.}$$

Число ударов клапана в минуту [по формуле (27)]

$$n_1 = \frac{60}{2,66} = 22,5$$

исключительно мало, что благоприятно отразится на сроке работы ударного клапана.

За период разгона один таран выльет наружу [по формуле (17)]

$$q_1 = 314,2 \cdot 227 \frac{227 \cdot 3 \cdot 130}{2 \cdot 981 \cdot 250} \cdot 0,673 = 69\,600 \text{ см}^3 = 69,6 \text{ л.}$$

В секунду в среднем [по формуле (28)]

$$Q_1 = \frac{69,6}{2,66} = 26,2 \text{ л/сек.}$$

За период нагнетания один таран дает воды в колпак [по формуле (23)]

$$q_2 = 314,2 \cdot 0,05 \cdot 3 (159 - 3 \cdot 26,5) = 3\,740 \text{ см}^3 = 3,74 \text{ л.}$$

В секунду в среднем [по формуле (29)]

$$Q_2 = \frac{3,74}{2,66} = 1,41 \text{ л/сек.}$$

Один таран будет поглощать в секунду [по формуле (20)]

$$Q = 26,2 + 1,41 = 27,6 \text{ л.}$$

Коэффициент полезного действия всей установки будет [по формуле (31)]

$$\eta = \frac{1,41 \cdot 33}{27,6 \cdot 2,5} = 0,674,$$

к. п. д. самого тарана [по формуле (33)]

$$\eta_1 = \frac{1,41 \cdot 33,4}{27,6 \cdot 2,5} = 0,682.$$

Два тарана будут поглощать около 55 л/сек и нагнетать 2,82 л/сек.

Эти цифры реальны в том случае, когда коэффициент потерь напора ударном клапане соответствует выбранному нами $\xi_1 = 4$ или не выше, когда установка выполнена точно по проекту и правильно отрегулирована и, наконец, когда ни одна деталь установки не имеет серьезных дефектов (засасывание воздуха в питательную трубу, пропуски в соединениях нагнетательной трубы и т. д.). Кроме того, мы имеем значительный резерв производительности, что гарантирует бесперебойность водонабжения.

Расчет ударного клапана должен быть увязан с конструкцией его. Допустим, что в нашем случае ударный клапан имеет вид, изображенный на фиг. 38. Диаметр отверстия берем $D_1 = 200 \text{ мм}$, а тарелочку $d_1 = 240 \text{ мм}$. Ширину опорного кольца принимаем 15 мм и остальные

5 мм — с каждой стороны на закругления краев тарелочки и резинового кольца л.

Ход клапана [по формуле (47)]

$$a \geq 0,25 \cdot 200 = 50 \text{ мм.}$$

Давление в коробке клапана при установившейся скорости v_0 , выработанное столбом воды,

$$h_0 = \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \xi_1 = \frac{2,27^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 4 = 1,05 \text{ м.}$$

Вес клапана без грузов максимум [по формуле (45)]

$$G \leq 0,5 \cdot 314 \cdot 2 \cdot 0,70^2 \cdot 105 \cdot 0,001 = 7,33 \text{ кг.}$$

Если окончательно остановить выбор на таком клапане, то золотник его надо делать весом не более 5—6 кг (включая стержень и две необходимые всегда гайки) с тем, чтобы остальной вес дополнить грузами. В этом случае будет возможно регулировать клапан на число ударов больше 22,5 в минуту.

Площадь опорного кольца

$$F = \frac{\pi}{4} (23,5^2 - 20,5^2) = 103,6 \text{ см}^2.$$

Давление на нижнюю поверхность закрытого ударного клапана в начальный момент периода нагнетания может достигнуть при $2 \cdot H_d$

$$P_d = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot 2 \cdot H_d \cdot \gamma = 3025 \text{ кг}$$

или по 29,2 кг на 1 см² опорного кольца. К этому плюсуется еще динамическое действие самого золотника. Нормальное давление на клапан в период нагнетания ~ 1500 кг.

Максимальное усилие, необходимое для открывания ударного клапана, находящегося под гидростатическим давлением $H_1 = 2,5 \text{ м}$ [по формуле (46)],

$$P = 452,4 \cdot 250 \cdot 0,001 = 113 \text{ кг.}$$

Для металлического клапана (фиг. 20) d_1 будет около 220 мм и давление несколько меньше определенного выше.

Объем воздушного колпака желателен для каждого тарана примерно [по формуле (42)]

$$V_1 = 3,74 (33,4 + 10) = 162 \text{ дм}^3.$$

В случае применения сборных таранов колпаки их следует объединить и запроектировать воздухоснабжение по схеме на фиг. 40.

Проект таранного водопровода должен иметь следующие материалы:

1. Чертежи каптажных или заборных сооружений.
2. Чертежи площадки и будки для таранов со схемой монтажа машин.
3. Чертежи напорного бака.

4. Профиль поверхности земли от заборных сооружений по линии питательных труб через таранную площадку по водоотводной трубе до приемника отработанной воды. На профиле необходимо указывать сооружения, глубину укладки труб, грунты и т. п.

5. Профиль поверхности земли через таранную площадку по линии нагнетательной трубы до водонапорного бака с указанием прокладки труб, смотровых колодцев и т. д.

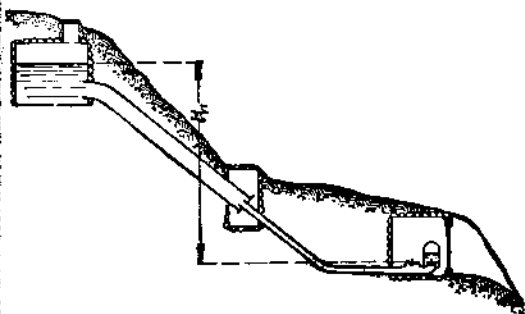
6. План расположения всех сооружений.

7. Подробную предварительную смету.

8. Пояснительную записку с общими соображениями, техническими и экономическими расчетами.

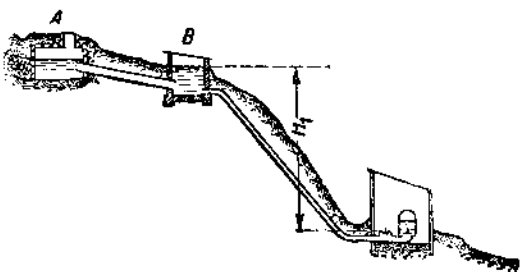
Типы каптажных и заборных сооружений достаточно освещены в специальной литературе и на них останавливаться не будем.

Длина питательной трубы устанавливается независимо от топографии местности, а потому почти всегда расстояние от водозаборных сооружений до места, удобного для установки таранов, не совпадает с длиной трубы. Если расстояние меньше L_1 , то для придания питательной трубе расчетной длины следует ее укладывать с плавным поворотом в какую-либо сторону от прямого направления и с равномерным уклоном от питающего резервуара до таранов.



Фиг. 43. То же, с подводящей трубой.

Если расстояние от питающего резервуара до таранов больше длины питательной трубы и передвигать с целью сближения ни одно из сооружений нежелательно, устраивают промежуточный бак по схеме на фиг. 42. Вода из питающего резервуара A идет по трубам большого диаметра (деревянные клепочные) в промежуточный бак B , а к последнему присоединяются питательные трубы. На такую передачу воды теряется часть высоты напора. Размер потерь легко определить при известных: Q и диаметре соединительных труб, который следует выбирать возможно больше с целью уменьшить потери. При работе таранов горизонт воды в промежуточном баке будет несколько колебаться. Это колебание желательно сводить к минимуму увеличением размеров бака в плане.

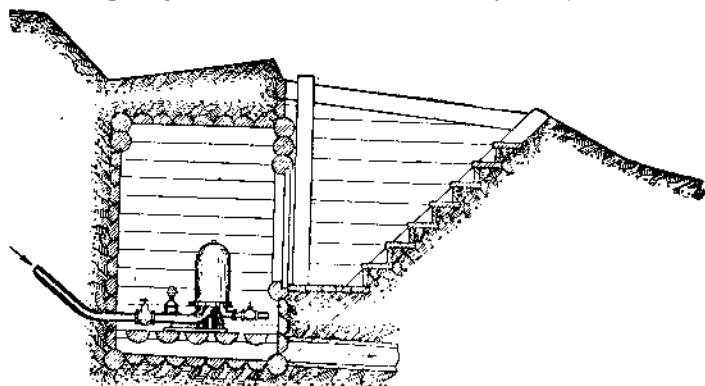


Фиг. 42. Схема установки с промежуточным баком.

тающего резервуара до таранов. В этом случае тараны ставят так, чтобы удобно было присоединить к ним питательные трубы без лишних поворотов, которые легче выполнить на нагнетательной трубе меньшего диаметра. Изгибать питательную трубу в спираль не рекомендуем

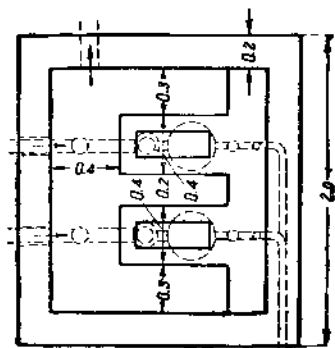
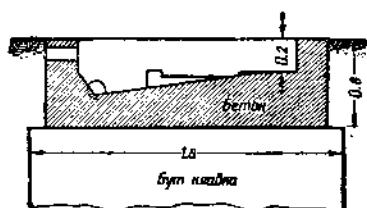
В тех случаях, когда расстояние от питающего

В рассмотренном случае нефедовской установки приходится применить именно схему 42 (фиг. 41) с промежуточным баком *Б*, удаленным от колодца *К* примерно на 70 м. Соединительную трубу берем деревян-



Фиг. 44. Деревянная будка для тарана.

ную квадратного сечения в свету $0,5 \times 0,5$ м. При расходе воды через нее 50 л/сек скорость должна быть 0,2 м/сек. Размеры бака в плане не меньше 2 м².



Фиг. 45. Бетонная площадка.

Иногда рельеф местности не позволяет применить промежуточный бак. Тогда к питательным трубам подводят специальную трубу диаметром в 3—4 раза больше D_1 по схеме на фиг. 43. Место соединения труб заключать в смотровой колодец и само соединение выполнять особо тщательно. Легкие гидравлические удары будут передаваться и в подводящую трубу, а потому она должна обладать достаточной прочностью.

На фиг. 44 показан разрез деревянной таранной будки, заглубленной в землю. Таран поставлен непосредственно на балки (из пластин), вделанные в стены будки, и закреплен костылями. Тип бетонной площадки для таранов приведен на фиг. 45. Размеры указаны для двух таранов № 5 конструкции Трёмбовельского (теперь они будут иметь иной габарит нижней плиты), поставленных в Сочинском районе. Тяжелые тараны Трёмбовельского к площадке не

прикрепляются (в плите нет отливов для болтов), а ставятся в углубление площадки, как показано пунктиром.

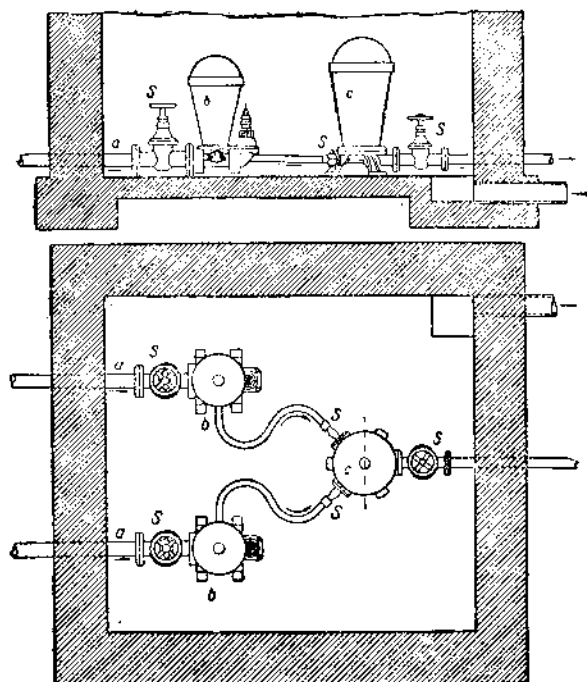
Пример монтажа в будке двух таранов Дуглас указан на фиг. 46. Две питательные трубы *а* присоединяются фланцами к задвижкам *С* и затем к таранам *б*, от которых идут две нагнетательные трубы, соединяющиеся в общий дополнительный воздушный колпак *с*. Из этого кол-

пака идет уже одна нагнетательная труба с большим диаметром. На ней тоже поставлена задвижка *S*. Колпак *c* служит для окончательного устранения пульсации воды в нагнетательной трубе, что особенно важно, если она выполнена из дерева.

Будка и площадка для таранов могут быть запроектированы разного вида, но необходимо во всех случаях предусматривать свободный сток отработанной воды и возможность измерить ее объем. Последнее часто упускают из вида, и в результате нельзя проверить точно фактический к. п. д. работающего тарана. Там, где приходится экономить каждый сантиметр высоты падения, возможно проектировать установку тарана с заглублением в нижний бьеф таким образом, чтобы поверх ударного клапана вода поднималась на 3—5 см. Затопление его только улучшит работу тарана. При установке таранов Трембовельского (фиг. 28) затопление клапана нельзя допускать, так как прекратится автоматическое накачивание воздуха в колпак через трубку 3.

Когда нагнетательную линию приходится перекидывать через высокий пункт местности, за которым она пойдет до самого напорного бака с отсрипательным уклоном, то, во-первых, не следует рассчитывать, что она будет работать как сифон. Последний предполагает наличие разреженного пространства в верхней части трубы, которое быстро заполняется воздухом, уносимым из таранов, и произойдет закупорка трубы. В высокой точке надо ставить воздушный вантуз. Во-вторых, высота нагнетания H_2 в этом случае должна определяться как вертикальное расстояние от центра ударного клапана тарана до высшей точки нагнетательной трубы, а не горизонта воды в напорном баке, который расположен ниже пересекаемой возвышенности.

Присоединение нагнетательной трубы к напорному баку лучше выполнять по схеме на фиг. 7, т. е. выпускать ее в бак на предельном уровне воды в нем. Тогда таран работает под постоянным напором, не зависящим от колебания горизонта в напорном баке, легко измерять количество воды, подаваемое им, и разрыв нагнетательной линии не вызовет потерю воды из напорного бака.



Фиг. 46. Пример двух таранов Дуглас.

В большинстве случаев таранные установки дают воды с некоторым излишком (запас предусматривают и проекты). Нет никакого смысла останавливать работу тарана на несколько часов в сутки в таких случаях. Это усложнит надзор, а износ тарана ничтожен. Тогда сливную трубу из водонапорного бака выводят к прудам, устраивают фонтаны и т. п. Для пополнения воды в прудах-копанях следует пользоваться периодами увеличения дебита источника, питающего тараны.

Уменьшив число ударов клапана в минуту против нормального расчетного, можно увеличить производительность таранов на эти периоды и использовать излишки воды. Для этого не потребуется никаких затрат.

Обратимся к рассчитанной установке на ферме совхоза Нефедово. Тараны с диаметром питательных труб 200 мм, взятые нами для расчета, не изготовляются нашими заводами, и потому их можно смонтировать на месте из фасонных частей чугунных, фланцевых, водопроводных труб. Для этого надо взять части внутренним диаметром 300 мм (или 275 мм из временно применяемого стандарта) и собрать их, как указано на фиг. 47. Всего по предлагаемой схеме требуется:

- | | |
|-------------------------------|-------|
| 1. Тройников равного диаметра | 7 шт. |
| 2. Крестовин | 1 " |
| 3. Колен | 1 " |
| 4. Переходов с 200 на 300 мм | 2 " |
| 5. Задвижек 200-мм | 2 " |
| 6. " 100-мм | 1 " |

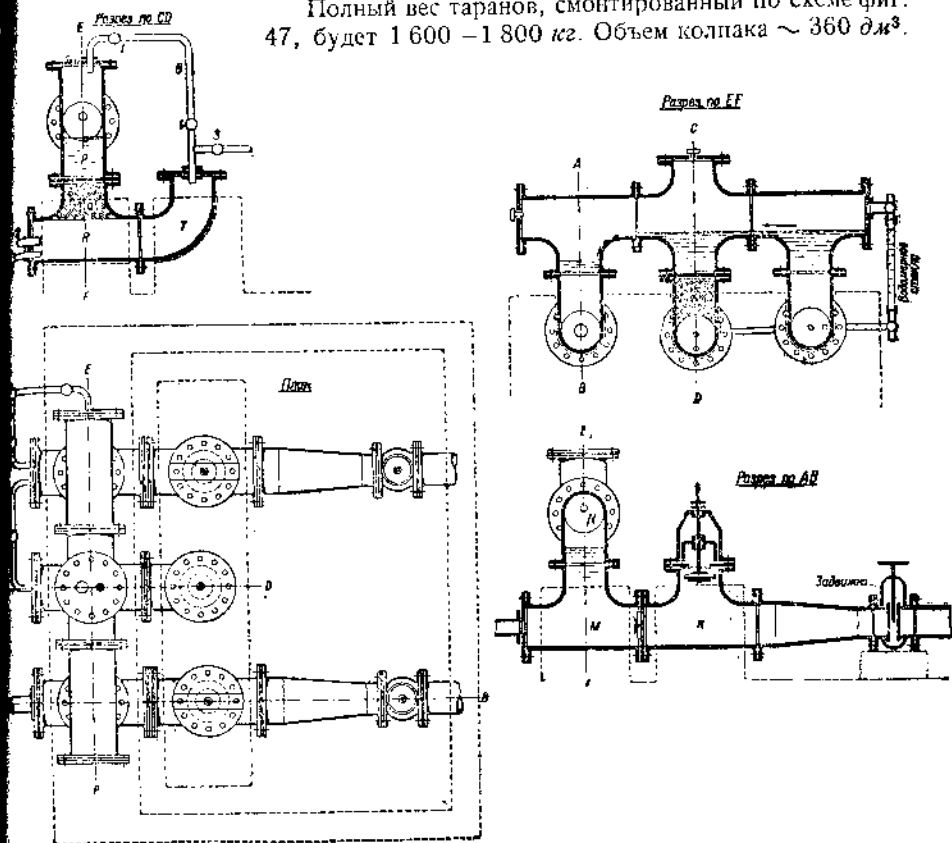
и мелкие детали для арматуры.

Собственно каждый таран состоит из трех тройников (разрез *AB*). Первый — *K* — служит для образования коробки ударного клапана, а два другие *M* и *N* составляют воздушный колпак. Тройники *K* и *M* продолжают линию питательной трубы, а тройник *N* повернут на 90° с целью соединиться с колпаком второго тарана посредством крестовины *P* (разрез *EF*). Последняя вставлена для увеличения воздушного колпака и с целью отодвинуть тараны один от другого на расстояние 1,60 м. При непосредственном соединении тройников *N* ударные клапаны будут очень близко поставлены друг к другу и осмотр одного потребует остановки другого. Крестовина *P* опирается на тройник *R*, который закреплен на фундаменте и в соединении с коленом *T* (разрез *CD*) образует баллон для накачивания в колпак воздуха по принципу схемы на фиг. 40. Между фланцами тройника *R* и крестовины *P* зажат металлический круг, разъединяющий их. Пространство *a* в патрубке *R* надо заполнить бетоном или цементным раствором, чтобы в нем не задерживался сжатый воздух, а проходил весь в колено *T* и затем по трубке *B* в верхнюю камеру крестовины *P*. Вода в камеру *R* напускается по трубке *C*. Вентили 1—2 и краны 3—4 соответствуют вентилям и кранам на фиг. 40. Желательна постановка водомерного стекла *S* на трубках *ab* с кранами и манометра *m*.

Тройники *M*, *R* и *K* поставлены в углубления каменного фундамента и раскреплены по стрелкам в стенку общей площадки против возможного смещения их гидравлическими ударами. Фундамент должен позволить доступ ко всем болтам на фланцевых соединениях без специальной разборки или подъема частей.

Нагнетательная труба присоединена к одному из таранов в торце нижнего тройника. Следовательно, вода из второго тарана прежде должна подняться несколько вверх и пройти через крестовину *P* в первый таран и уже потом поступит в нагнетательную трубу.

Полный вес таранов, смонтированный по схеме фиг. 47, будет 1 600 – 1 800 кг. Объем колпака ~ 360 дм³.



Фиг. 47. Монтаж двух сборных таранов.

Там, где имеются условия для работы таранов (высота падения, значительные излишки воды в источнике), другие способы водоснабжения не могут конкурировать с ними в экономическом смысле. Достаточно указать на почти полное отсутствие эксплуатационных расходов, долговечность работы и невысокие единовременные затраты. Последние не превышают, а часто ниже затрат на обычные насосные установки.

10. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТАРАННЫХ УСТАНОВОК

Несмотря на исключительную простоту устройства, таранные установки требуют соблюдения ряда правил при пуске и эксплуатации их. Многие дефекты установки могут привести к срыву автоматической работы тара-

нов. Причины ненормальной работы или полной остановки таранов („капризы“ таранной установки) бывают иногда вызваны чрезвычайно простыми явлениями и все же не специалисты в этой области нередко бывают поставлены в затруднительное положение. Ниже мы укажем приемы проверки установки перед пуском, порядок пуска и причины самопроизвольной остановки таранов.

Перед пуском таранов необходимо проверить исправность задвижек на трубопроводах, клапанов, пробок на колпаке, трубопроводов и имеющих различных автоматических устройств. Когда установка выполнена и готова к пуску (трубы еще не засыпаны), следует снять коробку с ударным клапаном, закрыть задвижку на питательной трубе и поднять горизонт воды в питающем резервуаре до проектной отметки. Когда питательная труба заполнится водой, открывают ее задвижку на полное сечение. Вода под напором H_1 устремится свободно наружу и, достигнув максимальной скорости (клапан снят и потери напора минимальны) в течение 5—10 мин., промоет трубу от загрязнений, возможных при сборке труб. При этом горизонт воды в питающем резервуаре будет снижаться. Не ожидая полного опорожнения питающего резервуара, во избежание засасывания в питательную трубу воздуха постепенно закрывают плотно задвижку и в течение 10—15 мин. наблюдают, пропускает или нет задвижка воду. При наличии пропусков вода будет переливаться через края фланца ударного клапана. Течь в задвижке не влияет на нормальную работу тарана, но всегда мешает при опытах, поверке и разборке его. Если течь отсутствует, то при поверке клапанов можно воспользоваться задвижкой.

При промывке питательной трубы измеряют скорость v_0 истечения воды через открытую трубу (без ударного клапана), если желательна поверка теоретических расчетов и коэффициента сопротивления ударного клапана. Кроме того, при испытании задвижки осматривают питательную трубу. Под гидростатическим давлением течь в муфтах или других соединениях ее покажет полную негодность сборки.

Испытав задвижку, привинчивают на место коробку с ударным клапаном и приступают к его поверке. Прежде всего стержень у осевого клапана должен свободно ходить в муфте при минимальном боковом ходе. Это требование обычно обеспечивает завод, и поверка выявляет возможные искривления оси или муфты от ударов при транспортировке. Если клапан затирается в муфте в каком-либо положении (при поворачивании около оси), то категорически необходимо исправление оси или муфты. Убедившись в свободном ходе ударного клапана, открывают медленно задвижку на питательной трубе (задвижка на нагнетательной трубе и пробки на колпаке тарана закрыты), и как только вода начнет выливаться через клапан наружу, поднимают ударник вверх в закрытое положение. Затем открывают полностью задвижку и наблюдают просачивание воды через клапан. Просачивания не должно быть, в противном случае требуется тщательная притирка седла и клапана. При обтекаемых ударниках с твердой резиновой подкладкой плотность почти всегда обеспечена. Поверка клапана необходима в нескольких положениях его при поворотах около оси, а потому открывают его, нажимая на верх оси (рукой или рычагом, но не ударом), и закрывают с легким поворотом несколько раз, наблюдая плотность перекрытия.

При открывании и закрывании ударного клапана происходит нагнетание воды в колпак и повышение давления в нем. Закончив испытание ударника, закрывают задвижку на питательной трубе, открывают ударный клапан и наблюдают, пропускает ли или нет воду нагнетательный клапан из колпака в питательную трубу. Течь в нагнетательном клапане совершенно нестерпима, так как ведет к остановке тарана. Далее, приступают к пуску тарана в автоматическую работу и дальнейшие проверки производят уже при нормальной работе его.

Перед пуском закрываются обе задвижки, отвинчиваются пробки на колпаке и из него выпускается вода. Затем пробки вновь плотно заворачивают. При помощи гаска на стержне ударного клапана устанавливается его ход, равный четверти диаметра питательной трубы или чуть больше, и одновременно клапан нагружается до расчетного веса.

Самый пуск производится двумя способами:

1. Открывают обе задвижки на полное сечение и поднимают ударник в закрытое положение. Вода поступит в колпак тарана, сжимая воздух, и поднимется в нагнетательной трубе до уровня в питающем резервуаре. Через несколько минут открывают клапан, надавив на стержень его. Вода устремится из питательной трубы наружу, получит достаточную скорость, закроет клапан, производя удар, и начнет вливаться в колпак тарана, сжимая воздушную подушку и повышая тем самым давление. Под влиянием избыточного давления в колпаке вода пойдет из него в нагнетательную трубу и поднимет в ней уровень выше. Но давление в колпаке возрастет незначительно, обратного удара не получится, давление в питательной трубе не упадет ниже атмосферного и ударный клапан самостоятельно не откроется. Поэтому его следует снова открыть принудительно и повторить процесс нагнетания. Так делается до тех пор, пока давление в колпаке поднимется достаточно для создания отраженной волны и ударный клапан начнет работать автоматически.

2. При больших напорах H_1 и значительных диаметрах питательных труб непосредственное открывание ударного клапана выполнить трудно. Поэтому пуск тарана в ход производят иным путем. Заполнив питательную трубу водой, открывают задвижку на ней, а ударный клапан закрывают. Вода поступит в колпак тарана, сожмет в нем воздух напором H_1 и поднимется по нагнетательной трубе до уровня в питающем баке (задвижка на нагнетательной трубе открыта). Затем перекрывают обе задвижки и слегка отвинчивают пробку на питательной трубе между задвижкой и нагнетательным клапаном. Эта пробка ставится заводом. Когда она начнет немного пропускать воду, ударный клапан легко откроется нажатием руки. После этого начинают открывать задвижку на питательной трубе, вода устремится через открытый ударный клапан наружу и, подхватив, закроет его. Произойдет удар, и в колпак поступит некоторый объем воды. Далее закрывают задвижку на питательной трубе, и вода под клапанами, слегка вытекая через пробку, позволит снова открыть ударный клапан. Вторично открывают задвижку на питательной трубе, получают второй удар и новое нагнетание воды в колпак. Так повторяют несколько раз, пока ударный клапан начнет открываться автоматически. Это произойдет довольно скоро, быстрее, чем при первом способе пуска тарана, так как поступление в колпак уже небольшого объема воды резко повышает давление в нем. Дальше закрепляют проб-

ку на питательной трубе и начинают медленно открывать задвижку на нагнетательной трубе, которая заполнится водой уже при автоматической работе тарана. Иногда ударный клапан открывается легко рукой и без отвинчивания пробки, стоит лишь закрыть задвижку на питательной трубе.

При пуске группы таранов, качающих воду в одну нагнетательную трубу, сначала пускается один таран, а затем легко включить и остальные.

Подождав, пока работа тарана получит установившийся характер, считают количество ударов в минуту. Если таран дает ударов меньше расчетного, то значит, ударный клапан перегружен. Тогда закрывают задвижку на питательной трубе, таран останавливается, с клапана снимают часть груза и, пустив таран, снова определяют число ударов. Превышение расчетного числа ударов требует увеличения веса клапана. При обтекасмых пружинных клапанах число ударов подбирается различным натяжением пружины. Для этого можно не закрывать каждый раз задвижку на питательной трубе, а останавливать таран ударным клапаном, придерживав его рукой в закрытом положении несколько секунд, пока ликвидируется под ним низкое давление. От своего веса или пружины клапан сам не откроется.

Подобрав таким образом число ударов клапана, измеряют количество нагнетаемой воды (подставляя вымеренное ведро под верхний конец нагнетательной трубы), и если оно незначительно отличается от расчетного, то таран отрегулирован правильно. Для получения большего или меньшего объема воды уменьшают или увеличивают число ударов клапана.

При регулировании числа ударов ход клапана желательно оставлять один и тот же несколько больше четверти диаметра питательной трубы. Во время настройки таранов необходимо наблюдать за горизонтом воды в питающем баке и не допускать такого числа ударов, когда воды источника будет недостаточно.

Все трубопроводы перед окончательной засыпкой их должны быть проверены при работе тарана в течение не менее суток. Проверка качества сборки труб гидравлическим прессом в таранном водопроводе может быть заменена испытанием на давление от тарана. Во всяком случае питательную трубу следует дополнительно испытать в работе, так как она работает при исключительных условиях. Быстрая смена давления от 0 до H_a и выше расшатывает стыки, а кроме того, труба может засасывать воздух внутрь, и не давая заметной течи.

Испытание труб от тарана производится следующим образом: закрываются обе задвижки, вывинчиваются пробки на колпаке, выпускается вода из колпака и нижняя пробка ставится на место, а взамен верхней пробки плотно ввинчивается манометр. Резьба манометра обычно не подходит к пробочной нарезке и требуется специальная переходная пробка, которую желательно заказывать на таранном заводе. Затем таран пускается в нормальную работу путем открытия обеих задвижек. Манометр покажет рабочее давление. С целью подвергнуть испытанию питательную трубу начинают медленно закрывать задвижку на нагнетательной трубе, следя одновременно за манометром. В некотором положении задвижка создаст сильное сопротивление и давление в колпаке тарана будет повышаться. Когда манометр покажет повышение давления примерно на 50% выше нормального, останавливают перекрывание нагнетательной задвижки и, не прекращая работы тарана, в течение 20—30 мин. тща-

тельно осматривают все соединения как на питательной трубе, так и на таране. Стыки питательной трубы желательно прослушать на засасывание воздуха, что проявляется прерывистыми свистящими звуками.

Испытание нагнетательной линии производится при несколько меньшем давлении (25—30% выше нормы). Для этого во время работы тарана при открытой нагнетательной задвижке верхний конец трубы закрывается пробкой наглухо, и как только манометр покажет требуемое давление, таран быстро останавливают путем задержки ударного клапана. Далее, наблюдают показания манометра и осматривают трубу на всей длине. Таким образом каждый участок трубы будет прессован на одинаковую величину выше рабочего давления. Все замеченные дефекты, особенно в питательной трубе, должны быть устранены.

Прессование труб и тарана во время работы последнего должно производиться осторожно, особенно при давлениях выше 15 ат. В этих случаях следует иметь справку с завода, на какое давление испытан таран на заводе, и ни в коем случае не превышать этого предела. В практике нам неизвестны случаи разрыва копкаков, но вообще такие варианты возможны. Московский завод „Таран“ прессует тараны перед отправкой на 15 и выше ат.

В процессе пуска и работы таранов могут быть следующие явления:

1. Ударный клапан не закрывается, несмотря на то, что вода вытекает через него с предельной скоростью. Это значит, что стержень его затирается в муфте или клапан слишком перегружен (излишне натянута пружина).

2. Ударный клапан не закрывается, хотя скорость воды предельная и грузы с клапана сняты полностью (пружина ослаблена до предела). Если нет засорения питательной трубы (задвижка, сетка), то причина в излишнем весе самого ударного клапана — явление, вполне возможное при небольших, 1—2 м, рабочих напорах. Тогда следует уменьшить нормальный ход клапана на треть или половину. Сопротивление в клапане возрастает, и он будет закрываться.

3. Ударный клапан не открывается самостоятельно, несмотря на то, что течи в нагнетательных трубах нет, а процесс принудительного открывания повторялся много раз. Причиной этого обычно служит неисправность в нагнетательном клапане (иногда под него попадают посторонние предметы: галька, щепки и т. п.), который не закрывается плотно и пропускает воду из копкака в питательную трубу, предупреждая образование низкого давления под ударным клапаном. Следует проверить клапан указанным выше способом или непосредственно осмотреть его, сняв копкак.

4. Работавший исправно в течение длительного времени таран периодически начинает останавливаться. Будучи пущен после остановки, работает некоторое время, а затем снова останавливается, давая предварительные характерные перебои ударов. Причина — в образовании воздушных мешков в питательной трубе, отражающих волны гидравлического удара. В периоды низкого давления в трубе воздух засасывается в нее через плохо соединенные муфты, расшатавшиеся во время работы или разможенные, через маленькие дырочки в стенках труб, через плохой сальник в задвижке и т. п. Воздух засасывается небольшими порциями и

постепенно накапливается до больших образований, сбивающих ударные волны. Встречное движение воды не позволяет ему выйти по уклону трубы в питающий резервуар. Только после остановки тарана воздух начинает постепенно выходить пузырями из верхнего конца трубы, что можно наблюдать в открытом резервуаре. Дефект в трубе легко найти вскрыв ее и заставив таран работать.

5. Ударный клапан тарана работает, дает сильные металлические удары, но нагнетание воды почти прекращается. Обычно причиной является отсутствие воздушной подушки в колпаке, долго не возобновившейся или вышедшей через плохо завинченную верхнюю пробку. Перекрыв плотно обе задвижки, открывают верхнюю пробку и, опустив в отверстие конец сухой палочки, определяют размер воздушной подушки. Если она мала, то производят возобновление ее. При достаточной подушке причина — в закупорке нагнетательной трубы. Таким же путем проверяют исправность действия приборов или приспособлений для автоматического пополнения воздуха в колпаке тарана, т. е. периодически измеряют объем подушки, и если она не уменьшается, то, значит, приборы работают нормально.

Обычно указывают, что таранные установки не требуют надзора, так как работают вполне автоматически. Такое мнение правильно в смысле ненужности постоянного наблюдения, как за другими насосами, но случайные остановки таранов или повреждения всегда возможны, и поэтому мы рекомендуем осматривать их не реже одного раза в два дня или установить электросигнализацию от таранов или из запасного бака.

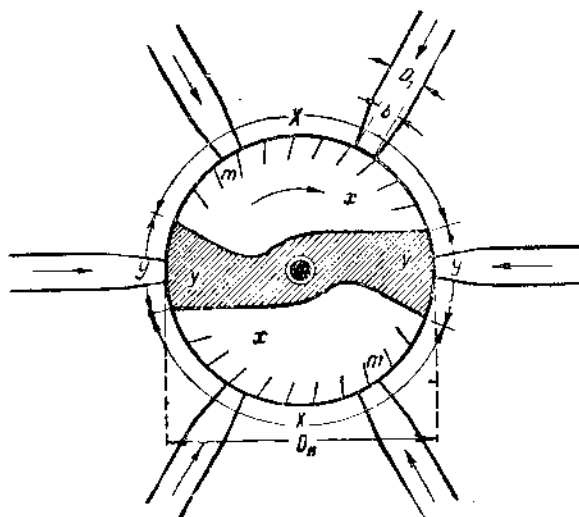
Примерно раз или два в год надо промывать трубы и таран от осадков. О промывке питательной трубы мы уже указали выше. Промывка нагнетательной трубы достигается путем регулирования таранов на максимальную производительность или созданием обратного течения воды из запасного бака к тарану. Для этого верхний конец трубы опускают в бак (навинчивают отрезок трубы), а нижний — отключают от тарана выше обратного клапана, где должна стоять специальная муфта. При отсутствии обратного клапана снимают колпак тарана и выпускают воду через отверстие присоединения нагнетательной трубы. Получается скорость, превосходящая нормальную, и труба частично промывается. Промывка нагнетательной трубы желательна после сборки ее.

При больших таранных установках, состоящих из группы таранов, производится проверка каждого тарана отдельно. Важным моментом является правильное регулирование ударов в таранах, качающих в один воздушный колпак или в одну нагнетательную трубу. Следует стремиться к тому, чтобы клапаны не давали удара все сразу, т. е. одновременно. При одновременных ударах горизонт воды в питающем резервуаре начнет сильно колебаться, а давление в общем колпаке будет давать кривую с резкими выступами, что неизбежно поведет к понижению к. п. д. Кроме того, будет происходить сильное сотрясение самого тарана и раскачивание его на фундаменте.

В зимнее время будка с таранами должна быть отапливаема. Когда будка заглублена в землю, не имеет окон, а стены сделаны теплыми, то достаточно ее засыпать снегом и не открывать входа на продолжительное время. В больших освещенных помещениях следует предусматривать отопление и следить за тем, чтобы температура не опускалась ниже

турботарана E с колесом-турбинкой F и сливной трубой L_s , нагнетательной трубой L_2 и напорного бака B . Питательные трубы выходят из бака A параллельно, а у турботарана получают плавный изгиб и присоединяются к нему радиально со всех сторон. Турботаран имеет в плане круглую форму и состоит из неподвижной части E , включающей станину с камерами для присоединения питательных труб и воздушного колпака H_d , и из вращающегося на вертикальной оси особого колеса F , расположенного на уровне камер питательных труб. Ниже колеса F идет труба L_s для слива отработанной воды в нижний бьеф. В воздушном колпаке H_d кольцеобразной формы расположены нагнетательные клапаны C по одному над каждым концом питательных труб.

Схема колеса-турбинки F дана в плане на фиг. 49. Колесо состоит из нескольких глухих секторов y , чередующихся с открытыми секторами x . В последних имеются тонкие лопатки m , образующие с радиусом угол α . На фигуре показаны два глухих и два открытых сектора. Будем называть колесо-турбинку F просто колесом с целью не создавать ложного представления, что оно работает как турбинка, энергия движения которой используется для подъема воды в бак B . Колесо F несколько напоминает колесо турбины, но назначение и действие его совершенно иные.



Фиг. 49. Схема колеса турботарана.

Работает турботаран следующим образом: заполнив водой трубы L_1 и L_s , начнем медленно открывать задвижку Z на затопленном конце сливной трубы L_s . Вода из бака A устремится под напором H_1 в нижний бьеф по тем трубам L_1 , концы которых не перекрыты глухими секторами колеса. Проходя через открытые секторы колеса и омывая косо поставленные лопатки m , вода сообщит колесу вращение около оси a , и оно будет поочередно перекрывать глухими секторами концы питательных труб, останавливая движение воды и вызывая гидравлические удары в этих трубах. Вследствие гидравлических ударов давление в перекрываемых трубах будет резко повышаться, открывать клапаны C и нагнетать через них в колпак под давление H_d некоторый объем воды. Но через определенный момент вращающееся колесо откроет трубы, дававшие нагнетание, и снова соединит с трубой L_s . Вода в них, затратив свою скорость на гидравлические удары при нагнетании, а затем получивши выход в нижний бьеф, под напором H_1 опять начнет разгоняться, пока будет остановлена следующим глухим сектором колеса для нового нагнетания. Так, колесо автоматически и поочередно станет пе-

и L_s , начнем медленно открывать задвижку Z на затопленном конце сливной трубы L_s . Вода из бака A устремится под напором H_1 в нижний бьеф по тем трубам L_1 , концы которых не перекрыты глухими секторами колеса. Проходя через открытые секторы колеса и омывая косо поставленные лопатки m , вода сообщит колесу вращение около оси a , и оно будет поочередно перекрывать глухими секторами концы питательных труб, останавливая движение воды и вызывая гидравлические удары в этих трубах. Вследствие гидравлических ударов давление в перекрываемых трубах будет резко повышаться, открывать клапаны C и нагнетать через них в колпак под давление H_d некоторый объем воды. Но через определенный момент вращающееся колесо откроет трубы, дававшие нагнетание, и снова соединит с трубой L_s . Вода в них, затратив свою скорость на гидравлические удары при нагнетании, а затем получивши выход в нижний бьеф, под напором H_1 опять начнет разгоняться, пока будет остановлена следующим глухим сектором колеса для нового нагнетания. Так, колесо автоматически и поочередно станет пе-

включать питательные трубы то на разгон, то на нагнетание, и турботаран безостановочно и равномерно начнет работать, нагнетая воду на высоту H_2 .

Из первого ознакомления с турботараном можно сделать следующие выводы:

1. Турботаран является удачно объединенной группой обыкновенных таранов. Работа его в принципе совершенно подобна работе тарана. В каждой трубе происходит процесс разгона воды, а затем процесс нагнетания, т. е. подготовка к гидравлическому удару и затем использование этого удара. Так же часть воды выливается наружу, а другая часть нагнетается в бак B . Смысл объединения ясен: достигается большая мощность в одной машине и одновременно уничтожается ударный клапан, заменяясь не ударяющейся, а вращающейся частью — колесом F .

Однако, простое перенесение теории тарана на турботаран будет неверно, и в части работы каждой питательной трубы отдельно, и в части суммарного, объединенного их действия. Если в таране ударный клапан работает в полной зависимости от процессов в периоды и разгона и нагнетания, то вращение колеса в турботаране, находясь в некоторой зависимости от разгона воды, уже ни в какой мере не зависимо от процесса нагнетания. Следовательно, в турботаране может иметь место или открытие трубы раньше, чем вся скорость воды в ней израсходуется на нагнетание, или наоборот, нагнетание прекратится, а труба будет открыта для разгона лишь спустя некоторое время — случаи, совершенно невозможные в таране. Затем ударный клапан закрывает трубы почти мгновенно, а в турботаране при медленном вращении колеса и больших отверстиях концов питательных труб перекрывание их может быть длительным. Гидравлические удары будут „непрямые“ при коротких питательных трубах, допустимых для таранов. Кроме того, чередование разгона и нагнетания в серии питательных труб вызовет еще ряд изменений в процессах работы колпака и т. д.

3. Отличительными деталями турботарана по сравнению с тараном являются колесо и сливная труба. Колесо — неотъемлемая часть машины. Оно регулирует и предопределяет размерность процессов работы, а потому требует особого внимания. Сливная труба играет пассивную роль и при установке турботарана непосредственно на уровне нижнего бьефа, очевидно, может отсутствовать. В то же время наличие ее позволяет поднимать турботаран над нижним бьефом на высоту до 5—6 м, что часто выгодно в смысле эксплуатации машины (избегается затопление паводками и т. п.) и не лишено некоторого смысла в других отношениях.

Перейдем к теоретическому исследованию работы турботарана, имея еще в виду, что анализ процессов в турботаране поможет нам выяснить неизвестную пока теорию работы „гидропульсора“, описанного ниже.

2. ТЕОРИЯ

Примем следующие обозначения: H_1 — высота падения; L_1 — длина питательных труб; D_1 — внутренний диаметр их; H_2 — разность горизонтов воды в баке B и нижнем бьефе; L_2 — длина нагнетательной трубы; D_2 — внутренний диаметр ее; H_3 — высота от нижнего бьефа до центров выходных концов питательных труб; L_3 — длина сливной трубы; D_3 —

внутренний диаметр ее; D_k — диаметр колеса; X — размер открытых секторов колеса по окружности его; Y — то же, для глухих секторов. Число питательных труб N , число глухих секторов N_1 и b — размер выходных отверстий питательных труб по окружности.

При установившейся работе турботарана в воздушный кольяк его регулярно поступает отдельными порциями расход воды Q_2 в единицу времени. Этот же расход в единицу времени проходит через нагнетательную трубу со средней скоростью v_k . Гидростатическое давление в кольяке на уровне нагнетательных клапанов в общем случае равно $H_2 - H_s$ (конструктивными размерами самого турботарана пренебрегаем, как незначительными по сравнению с H_s , H_1 и H_2), а среднее гидродинамическое давление

$$H_d = H_2 - H_s - h_2, \quad (50)$$

где h_2 — общие потери напора в нагнетательной трубе при средней скорости воды в ней v_k , определяемые в м столба воды, по формуле (38). Следовательно, все явления в турботаране должны быть рассчитаны на нагнетание под давлением

$$H_d > H_2 - H_s.$$

Если колесо вращается равномерно, делая n_1 оборотов в минуту, то скорость точек окружности его будет в секунду

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_1}{60}, \quad (51)$$

а время перекрывания выходного отверстия питательной трубы глухим сектором

$$\tau = \frac{b}{v_k} = \frac{60 \cdot b}{\pi \cdot D_k \cdot n_1}. \quad (52)$$

Обозначая продолжительность периодов разгона воды через t_1 и нагнетания t_2 , получим полное время одного цикла работы каждой питательной трубы

$$T = t_1 + t_2 + 2 \cdot \tau. \quad (53)$$

Здесь учитываем время закрывания и открывания труб. Очевидно, при закрывании процесс разгона воды будет остановлен, а нагнетание еще не может наступить. При открывании нагнетание сразу прекратится, а разгон воды не может начаться нормально, пока не откроется полное сечение выходного отверстия трубы. Выливание воды из питательных труб в сливную трубу будет продолжаться в оба промежутка времени τ , но от этого нормальные процессы разгона и нагнетания не выигрывают, и выливающаяся вода является бесполезно потерянной. Это неизбежная дань конструкции турботарана, и следует стремиться сократить время τ путем уменьшения ширины b выходных отверстий питательных труб и сообщения колесу максимальной возможной скорости v_k по окружности.

Примем следующие условия:

1. Все питательные трубы имеют равные длины и диаметры.
2. Скорость воды в сливной трубе, во-первых, незначительна, а во-вторых, равномерна или имеет малую пульсацию.

Теперь можем подробно рассмотреть работу одной питательной трубы и перенести ее на все N труб.

В общем случае в отличие от тарана скорость воды в питательной трубе в конце периода нагнетания и начале разгона не равна нулю, потому что колесо вращается независимо от нее и только регулярно, но почти произвольно переключает трубы из периода в период. Пусть начальная скорость разгона v_a и конечная v_b . Тогда сохраняется положение

$$v_0 > v_b > v_a > 0,$$

где v_0 — скорость установившегося движения воды под напором H_1 .

Обозначим среднюю скорость воды в сливной трубе через v_s , тогда потери напора в ней [по формуле (38)]

$$h_s = \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \left(1 + \lambda \frac{L_s}{D_s} + \Sigma \xi \right), \quad (54)$$

где $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в поворотах сливной трубы и в задвижке Z , а λ определяется по (6).

Теперь можем определить скорость установившегося движения воды в питательных трубах [по формуле (4)]

$$v_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_1 - h_s)}, \quad (55)$$

где [по формуле (5)]

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{L_1}{D_1} + \Sigma \xi}}.$$

Здесь λ находится тоже по (6), но для диаметра D_1 , а $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, включая сопротивление колеса и суженного выхода питательной трубы.

Согласно теории разгона воды при истечении через трубопровод под напором H_1 имеем [по формуле (7)]

$$v_a = k_a \cdot v_0 \quad \text{и} \quad v_b = k_b \cdot v_0,$$

где

$$1 > k_b > k_a > 0.$$

Для получения скорости v_b при наличии начальной v_a необходимо затратить время [по формуле (18)]

$$t_1 = T_0 \left(\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right) \quad (56)$$

и количество воды [по формуле (17)]

$$q_1 = \omega_1 \cdot v_0 \cdot T_0 \left(\ln \frac{1}{1 - k_b^2} - \ln \frac{1}{1 - k_a^2} \right). \quad (57)$$

Выражения в скобках не подвергаем дальнейшим упрощениям, так как в них не исключить, а в таком виде их легко брать готовыми из таблицы в конце книги. Здесь ω_1 — площадь поперечного сечения питательной трубы, а T_0 определяется из (16), как величина, имеющая измерение времени:

$$T_0 = \frac{v_0 \cdot L_1}{2 \cdot g \cdot (H_1 - h_s)}.$$

Итак, продолжительность периода разгона определится по (56), а расход воды через одну трубу при этом — по (57).

Обратимся к периоду нагнетания. За время τ , пока выходное отверстие питательной трубы перекрывается глухим сектором, происходит повышение давления в трубе от существующего до H_d или выше, если перекрытие нагнетательного клапана требует этого. С целью не усложнять расчета исключим влияние нагнетательного клапана на давление от первого гидравлического удара и будем считать, что он откроется, как только давление начнет превышать H_d . Мы уже указывали выше, что если и приходится в начале периода нагнетания поднимать давление выше H_d для того, чтобы открыть нагнетательный клапан, то при открывании клапана этот излишек давления вновь трансформируется в скорость, приближая ее к расчетной. Потери же напора в нагнетательном клапане при прохождении воды через него мы не учитываем отдельно, а лишь компенсируем их в некоторой части или полностью тем, что принимаем необходимым тратить на каждый повторный удар скорость воды u , соответствующую повышению давления на H_d . Следовательно, пренебрегаем наличием напора h_1 в трубе перед началом первого удара и гидростатического (в турботаране равного $H_1 - H_s$) — перед каждым повторным ударом. Мы не утверждаем, что учесть сравнительно точно все детали невозможно, но эта задача специально теоретического труда не ставится перед данной книгой.

Продолжительность промежутка времени τ зависит в большой мере от конструктивных моментов (см. ниже) турботарана, а потому примем, что [по формуле (1)]

$$\tau = t = \frac{2 \cdot L_1}{c}. \quad (58)$$

Ускорить закрывание, т. е. сделать $\tau < t$ — очень тяжелая и в ряде случаев невозможная задача в конструкции турботарана. Удлинение времени закрывания, когда $\tau > t$, поведет к „непрямому“ удару с большими потерями скорости воды. Поэтому мы и ставим среднее условие для конструирования турботарана и идем до предельного положения начала „непрямого“ удара. Кроме того, при соблюдении условия (58) упрощаются формулы периода нагнетания.

Итак, в момент, как только выходное отверстие питательной трубы полностью перекрывается глухим сектором, давление в ней будет уже равно H_d и нагнетательный клапан откроется. На повышение давления на величину H_d затратится скорость воды [по формуле (21)]

$$u = \frac{H_d \cdot g}{c},$$

а с оставшейся скоростью ($v_b - u$) вода начнет поступать в колпак турботарана, проходя через открытый нагнетательный клапан. Если бы удар начинался мгновенно, что почти имеет место в таране, эта скорость ($v_b - u$) держалась бы в течение времени t , пока волна гидравлического удара распространится до питательного бака, отразится от него и вернется вновь к нагнетательному клапану, где резко снизит скорость воды с ($v_b - u$) до ($v_b - 3u$). Но в турботаране возникновение гидравлического удара полной силы происходит не мгновенно, а по принятому нами условию (58) продолжается t секунд. Следовательно, начало волны удара к моменту откры-

вания нагнетательного клапана успеет как раз пробежать двойную длину питательной трубы и подойти к открытому клапану. Это начало волны, возникшее от сужения сечения выхода питательной трубы на $\Delta\omega_1$, за момент $\Delta\tau$ распространит по трубе давление от удара ΔH_d и затормозит движение воды в ней на Δu . Знак Δ указывает, что берется весьма малая часть от ω_1 , H_d и u .

При отражении от бака A начало волны поведет к дальнейшему торможению скорости воды на Δu , т. е. скорость воды в трубе упадет уже на $2 \cdot \Delta u$. Следовательно, в момент $\Delta\tau$ после начала нагнетания скорость движения воды упадет у нагнетательного клапана с $(v_b - u)$ до $(v_b - u - \Delta u)$, а давление с H_d до $(H_d - \Delta H_d)$. Уменьшение давления под клапаном вызовет в нем тенденцию закрыться, но вода, имея еще скорость $(v_b - u - \Delta u)$, ударится в него и компенсирует понижение давления дополнительной потерей скорости Δu , т. е. с момента $\Delta\tau$ вливание воды в колпак будет уже происходить со скоростью $(v_b - u - 2\Delta u)$. Однако процесс закрывания трубы происходит непрерывно и давление в ней повышалось тоже непрерывно. Следовательно, и движение возрастающей силы волны удара по трубе происходило непрерывно. С этой же закономерностью будет происходить и уменьшение скорости нагнетания.

Поскольку труба перекрыта в $\tau = t$ секунд, полное торможение воды выразилось за это время величиной u , то и полное снижение скорости нагнетания за первый момент времени t будет равно $2 \cdot u$.

Выходному отверстию питательной трубы целесообразнее давать прямоугольную форму с большой стороной, расположенной вертикально (в общем случае — параллельно оси колеса). Тогда при равномерном вращении колеса оно перекроется по прямолинейному закону

$$\alpha \cdot \omega_1 = h \cdot v_b \cdot \tau, \quad (59)$$

где h — большая сторона прямоугольного выхода;

α — коэффициент сужения сечения трубы:

$$\alpha = \frac{b \cdot h}{\omega_1}, \quad (59a)$$

так как в общем случае площадь выходного отверстия $b \cdot h$ не равна площади сечения трубы ω_1 . Нарастание давления при этом будет несколько отличаться от прямолинейного, но в нашем случае, когда H_d значительно меньше полной, возможной, силы удара $H_{\max}$, вполне возможно принять закон нарастания — прямолинейным. Отсюда следствие: снижение скорости нагнетания тоже прямолинейно от $(v_b - u)$ до $(v_b - 3u)$, затем до $(v_b - 5u)$ и т. д., стремясь к v_a .

Количество воды, поступившее в колпак турботарана за один цикл работы из одной питательной трубы,

$$q_2 = \omega_1 \cdot v_{cp} \cdot t_2,$$

где

$$v_{cp} = \frac{(v_b - u) + v_a}{2}$$

и

$$t_2 = \frac{(v_b - u) \cdot v_a}{2 \cdot u} \cdot t = \frac{L_1}{g \cdot H_d} (v_b - u - v_a). \quad (60)$$

Имеем окончательно

$$q_2 = \frac{\omega_1 \cdot L_1}{2 \cdot g \cdot H_d} [(v_b - u)^2 - v_a^2]. \quad (61)$$

За один полный цикл работы в течение времени T питательная труба пропустит объем воды

$$q = q_1 + q_2 + q_3, \quad (62)$$

где q_3 — объем воды, выливающейся из трубы за время τ закрывания и за то же время при открывании ее. Он может быть определен точно при известном законе закрывания и открывания трубы.

Коэффициент полезного действия работы одной трубы, очевидно, равен к. п. д. всей группы труб, работающей в аналогичных условиях, а потому можем написать для всей установки турботарана [по формуле (31)]

$$\eta = \frac{q_2 \cdot H_2}{q \cdot H_1}.$$

Для самого турботарана [по формуле (32)]

$$\eta = \frac{q_2 \cdot H_d}{q \cdot H_1}.$$

Сделаем анализ последней формулы к. п. д. Подставляя значения q_2 и q , находим

$$\eta_1 = \frac{(v_b - u)^2 - v_a^2}{v_0^2 - H_1 - h_s \left[\ln \frac{1}{1 - k_b^2} - \ln \frac{1}{1 - k_a^2} \right] + \frac{H_1}{H_d} [(v_b - u)^2 - v_a^2] + \frac{2 \cdot g \cdot H_1}{\omega_1 L_1} \cdot q_1}. \quad (63)$$

Из (63) делаем первый вывод:

1. Турботаран прекратит нагнетание (к. п. д. равен 0) при условии

$$v_b - u = v_a \quad \text{или} \quad v_b - v_a = u,$$

когда скорость воды, используемая в периоде нагнетания, равна (или близка) скорости u , необходимой для поднятия давления в питательной трубе до H_d — давления в колпаке. Для тарана мы имели условия $\eta_1 = 0$ при $v_1 = u$ или аналогично при $v_b = u$, что значительно лучше условия

$$v_b - v_a = u.$$

Для дальнейших выводов упростим формулу (63) исключением второстепенных моментов. Так h_s — потери напора в сливной трубе — незначительны по сравнению с H_1 и могут быть сведены к нулю, если откинуть трубу L_s , поставив турботаран на нижний бьеф. Затем грубо $v_b - u = v_a \approx v_b - v_a$ и, наконец, сокращением τ сводим почти к нулю q_3 , а с ним и все выражение $\frac{2 \cdot g \cdot H_1}{\omega_1 \cdot L_1} \cdot q_1$.

Теперь

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{k_b^2 - k_a^2} \left[\ln \frac{1}{1 - k_b^2} - \ln \frac{1}{1 - k_a^2} \right] + \frac{H_1}{H_d}}. \quad (63a)$$

Как и в таране, к. п. д. турботарана зависит, главным образом, от отношения

$$k_a = \frac{v_a}{v_0} \quad \text{и} \quad k_b = \frac{v_b}{v_0}.$$

Пользуясь таблицей в конце книги, сразу обнаруживаем, что выражение $\frac{1}{k_b^2 - k_a^2} \left[\ln \frac{1}{1 - k_b^2} - \ln \frac{1}{1 - k_a^2} \right]$ увеличивается с увеличением k_a при постоянном k_b , т. е. с уменьшением разности $k_b - k_a$. При постоянной разности $k_b - k_a$ оно увеличивается с увеличением абсолютных размеров k_a и k_b . Следовательно, если $k_b = k$, а $k_a \neq 0$, к. п. д. турботарана всегда ниже к. п. д. простого тарана и тем значительнее, чем выше k_a . Теперь можно сделать следующие выводы:

2. Турботаран будет давать наилучший эффект в части к. п. д. при $k_a = 0$, т. е. приближаясь в условиях работы к тарану.

3. Наивысший доступный для турботарана к. п. д. равен к. п. д. тарана, потому что при $k_a = 0$ формула (63а) принимает точно вид формулы (34).

4. Так как создать в турботаране полную аналогию условий с тараном невозможно, то к. п. д. первого всегда ниже, чем в обычном таране.

Эти последние выводы особенно ярко подчеркивают, что именно в таране процессы протекают наиболее рационально: вся скорость воды, полученная при разгоне, полностью расходуется на нагнетание.

Но обратимся к производительности турботарана, которая в простом таране входит в некоторое противоречие с к. п. д. Вся группа N питаемых труб будет нагнетать в единицу времени

$$Q_2 = N \frac{q_2}{T}. \quad (64)$$

Подставим значения q_2 из (61) и T из (53):

$$Q_2 = \frac{N \cdot \omega_1 [(v_b - u)^2 - v_a^2]}{v_0 \frac{H_d}{H_1 - h_s} \left[\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right] + 2 [(v_b - u) - v_a] + \frac{4 \cdot g \cdot H_d}{L_1} \tau}. \quad (64a)$$

Произведем сокращения, аналогичные тем, которые мы сделали в формуле (63):

$$Q_2 = \frac{N \cdot \omega_1 \cdot (k_b^2 - k_a^2) \cdot v_0 \cdot H_1^*}{H_d \cdot \left[\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right] + 2 (k_b - k_a) \cdot H_1}. \quad (64 б)$$

Помимо того что производительность повышается прямо пропорционально увеличению $N \cdot \omega_1 v_0$, видим зависимость ее от k_b и k_a . Последняя будет яснее выражена, если дадим формуле (64б) вид

$$Q_2 = \frac{N \cdot \omega_1 \cdot v_0 \cdot H_1}{H_d \cdot \frac{1}{k_b^2 - k_a^2} \left[\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right] + 2 \cdot H_1 \frac{1}{k_b + k_a}}.$$

$$\frac{1}{k_b^2 - k_a^2} \left[\ln \frac{1 - \frac{1}{k_b}}{1 - \frac{1}{k_a}} - \ln \frac{1 + k_b}{1 + k_a} \right] \quad \text{и} \quad \frac{1}{k_b + k_a}$$

при постоянном k_b тем меньше, чем больше k_a . Затем при постоянной разности $k_b - k_a$ они тоже уменьшаются с увеличением абсолютных размеров k_b и k_a . В противовес к п. д. производительность растет с уменьшением разности $k_b - k_a$ и с увеличением абсолютных размеров k_b и k_a , но этот рост ограничивается на некотором пределе влиянием сокращенной нами условно величины u в формуле (64а).

Теперь мы можем правильно подойти к вопросам конструирования и регулирования колеса турботарана.

Количество и расположение питательных труб в турботаране не должно быть произвольно. Диаметрально противоположное введение их в турботаран с целью получить одновременные удары в машине с двух противоположных сторон, предполагает прежде всего число N — четным. Две питательные трубы при этом не обеспечат равномерное вращение колеса, так как во время разгона воды они обе будут ускорять вращение, а при нагнетании — тормозить или в лучшем случае никак не влиять на ход колеса. Четыре питательные трубы гарантируют колесо от остановки при расположении их в плане по двум перпендикулярным диаметрам и при условии поочередно попарного перекрывания. Однако в этом случае будет иметь место еще значительное колебание скорости воды в сливной трубе. Поступление воды в нее достигает максимума перед закрыванием пары труб и затем резко уменьшается при закрытии их. Первое приближение к равномерной работе турботарана будет достигнуто при трех парах питательных труб (фиг. 49), когда одна пара перекрыта и нагнетает воду, вторая пара только что открыта, и разгон воды в ней начался, а последняя пара находится близко к перекрытию и скорость истечения достигает расчетной v_b . Дальнейшее увеличение количества труб до 8; 10; 12 и т. д. поведет к идеально плавной работе турботарана. Следовательно, $N_{\min} = 6$, а максимум ограничен только или условиями установки (расход воды) или конструктивными соображениями (очень большой диаметр колеса).

Размещение труб в плане примем равномерным. Тогда расстояние между центрами их по окружности колеса

$$S = \frac{\pi \cdot D_k}{N},$$

а между краями выходных отверстий

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_k}{N} - b.$$

Одновременность удара с двух противоположных сторон требует парного же размещения и глухих секторов колеса. Следовательно, минимум глухих секций две. Увеличение числа секций потребует уменьшения размеров их по периферии X и Y , а следовательно, и уменьшения скорости вращения колеса. Мы видели, что последний момент не желателен в связи с удлинением времени τ . Поэтому принимаем $N_1 = 2$ и вводим это значение N_1 во все следующие расчеты.

Из конструкции колеса видно, что

$$X + Y = \frac{\pi \cdot D_k}{2}. \quad (I)$$

Кроме того, выше установлено, что выходное отверстие питательной трубы должно находиться полностью закрытым в течение времени t_2 . Следовательно, имеем условие

$$t_2 = \frac{Y - b}{v_k}.$$

Аналогично время, в течение которого труба полностью открыта,

$$t_1 = \frac{X - b}{v_a}.$$

Теперь можем написать

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{X - b}{Y - b} = Z. \quad (II)$$

Из (56) и (60) находим

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{v_0 \cdot H_d}{2 \cdot (H_1 - h_y) (v_b - u - v_a)} \left[\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right] = Z.$$

Решая совместно равенства (I) и (II), получаем размеры секторов по периферии

$$X = \frac{\pi \cdot D_k \cdot Z - 2 \cdot b \cdot (Z - 1)}{2 \cdot (Z + 1)}, \quad (65)$$

$$Y = \frac{\pi \cdot D_k + 2 \cdot b \cdot (Z - 1)}{2 \cdot (Z + 1)}. \quad (65a)$$

При двух глухих секторах за время одного цикла работы трубы T колесо должно сделать половину оборота. Число оборотов в минуту

$$n_1 = \frac{30}{T}. \quad (66)$$

На основании (52) и (58) находим

$$D_k = \frac{60 \cdot c \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot L_1 \cdot n_1}.$$

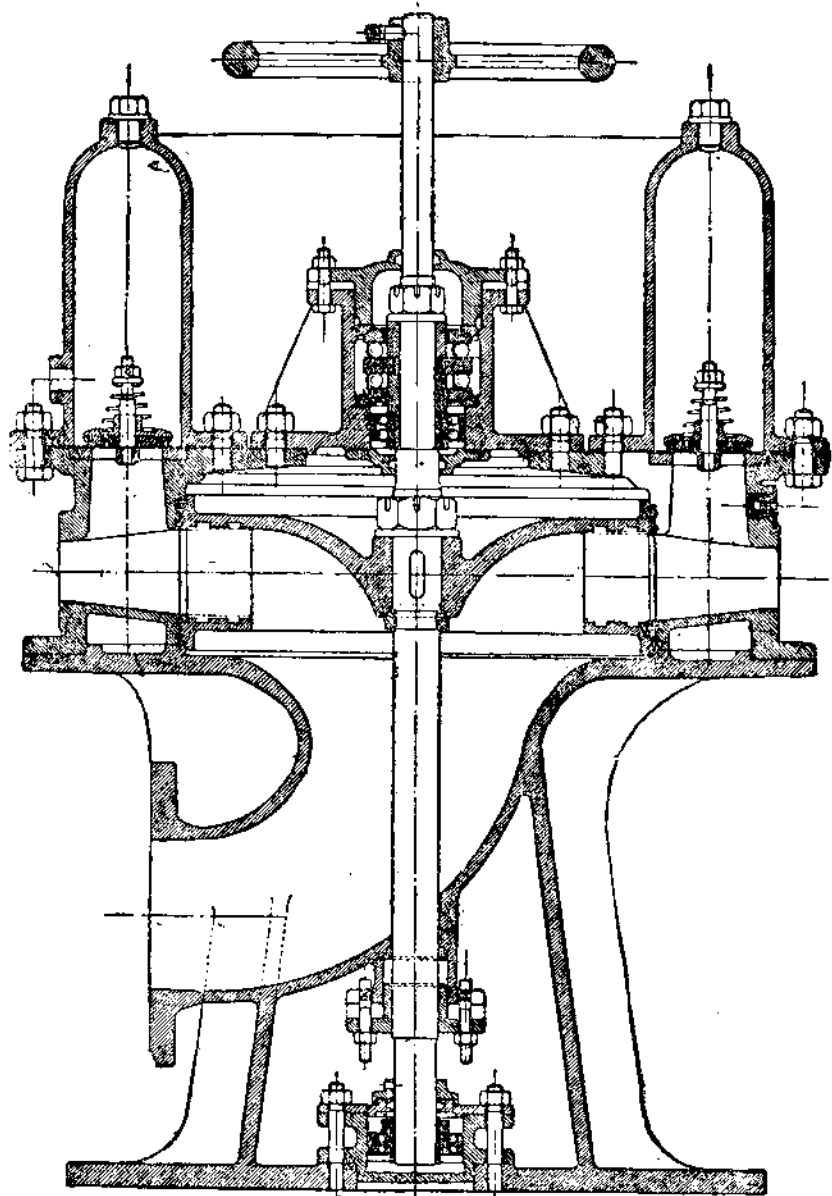
Заменив n_1 из предыдущего:

$$D_k = \frac{c \cdot b \cdot T}{\pi \cdot L_1}. \quad (67)$$

В общем расчет турботарана несложен, и чем ближе условия его работы к тарану, тем ближе к последнему и показатели работы турботарана. Наглядное представление о размерах машины, скорости вращения колеса, к. п. д. и производительности турботарана можно получить ознакомившись с примером расчета гидропульсорной установки для частного случая, который приведен ниже в разделе о гидропульсоре.

3. КОНСТРУКЦИЯ

На фиг. 50 показан разрез турботарана с шестью питательными трубами диаметром каждая 51 мм (2"). Внешний вид его дан на фиг. 51.

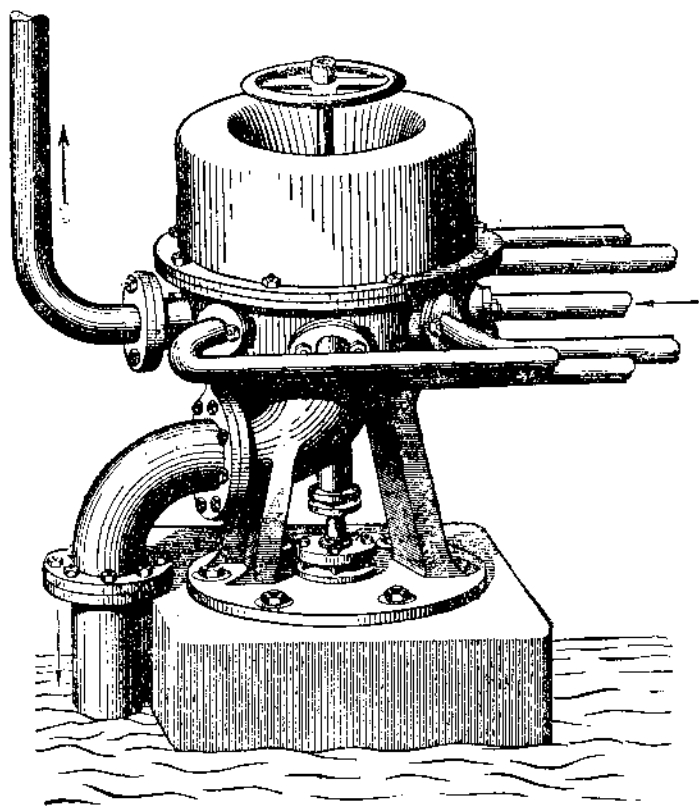


Фиг. 50. Конструктивный разрез турботарана.

В разрезе видно, что выходные концы питательных труб расширены с D_1 до h , в данном случае с 51 до 72 мм. Ось колеса закреплена в 120

двух шарикоподшипниках. С целью уменьшить утечку воды в зазоры между неподвижной частью турботарана и вращающимся колесом в горизонтальной плоскости нарезаны кольцевые камеры — сальники на колесе и на станине. Они заполняются водой и далее представляют большое сопротивление движению ее по зазору. Колпак кольцевой формы имеет пробки сверху и выход для присоединения нагнетательной трубы. Сливная труба выведена в сторону с коленом в станине.

Турботараны еще не испытаны в практике, но по вышеизложенному нет никаких сомнений в том, что они будут работать. В 1929 г. Цент-



Фиг. 51. Перспективный вид турботарана.

ральное бюро содействия изобретателям отпустило средства на изготовление чертежей и первого турботарана для экспериментального исследования. В 1930 г. части были отлиты, но в дальнейшем работа задержалась до 1935 г. по причинам, не зависящим ни от конструкции машины, ни от трудностей ее выполнения.

Естественно, что материалы о турботаране мы публикуем впервые и при содействии Д. И. Трембовельского, предоставившего для книги чертежи (фиг. 50 и 51). Несмотря на отсутствие турботаранов в эксплуатации, мы решили посвятить им специальный раздел в книге по следующим мотивам:

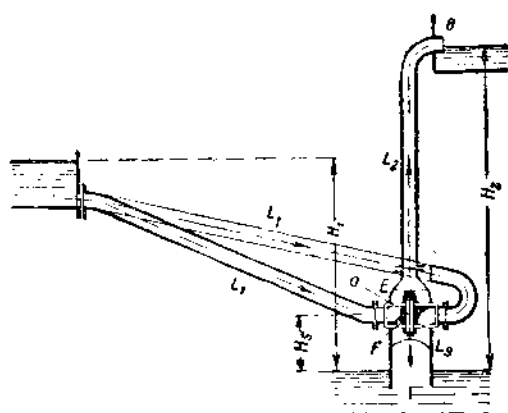
1. Турботаран, являясь оригинальной машиной — водоподъемником, обладая большой пропускной способностью и давая возможность применять трубы большого диаметра, безусловно представляет значительный практический интерес и должен быть продвинути в эксплуатацию.

2. По конструкции и теории турботаран занимает среднее место между обыкновенными таранами и особым водоподъемником — гидропульсом. Теория последнего не разработана до настоящего времени, несмотря на то, что в эксплуатации гидропульсоры работают с 1910 г. Постепенный переход в ознакомлении от таранов через турботаран к гидропульсору сильно облегчает нам задачу изложения основных положений теории гидропульсора.

ГИДРОПУЛЬСОР

1. СХЕМА РАБОТЫ

В 1910 г. на всемирной выставке в Брюсселе впервые демонстрировалась водоподъемная машина Абрагама (А. Абрахам), названная „гидропульсором“. Сперва они изготовлялись на Оттензенском железоделательном заводе в Германии, где были сконструированы и подверглись



Фиг. 52. Схема установки нагнетательного гидропульсора.

экспериментальному исследованию. Распространение получили преимущественно в Германии на установках для водоснабжения, осушения, увеличения напора для турбин, где он недостаточен при больших количествах воды, и т. д. В СССР гидропульсорные установки нам неизвестны. Имеющиеся указания (Прегер) на тифлисский водопровод не подтверждаются.

На фиг. 52 приведена схема установки нагнетательного гидропульсора, состоящая из питательного бака А, питательных труб L_1 , самого

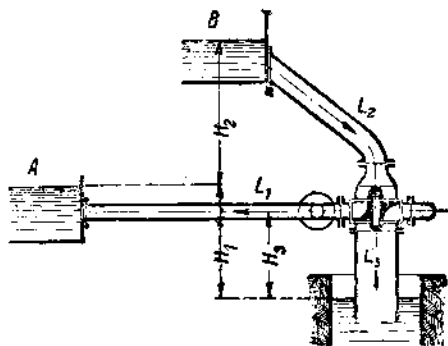
гидропульсора E с колесом-турбинкой F , заключенным в кожух, сливной трубы L_3 , нагнетательной трубы L_2 и напорного бака B в пункте потребления воды. Колесо F вращается на оси a и подобно колесу турботарана разделено на секторы x и y (фиг. 49), но секторы y — не глухие, а имеют выход вверх к нагнетательной трубе, в то время как секторы x направлены выходом вниз к сливной трубе L_3 . Действие установки заключается в следующем:

Из питательного бака A под напором H_1 вода идет по трубам L_1 (которые соединены с камерами колеса, открытыми вниз) через колесо F в трубу L_3 и сливается в нижний бьеф. Проходя через колесо, она сообщает ему вращение, так как камеры x и y устроены с некоторым изгибом по принципу турбины. Получив вращение, колесо будет поочередно

соединять выходы питательных труб или со сливной трубой L_3 или с нагнетательной L_2 . Во время соединения питательной трубы со сливной в первой происходит разгон воды, и как только очередной сектор у переключит эту питательную трубу на соединение с нагнетательной, вода из нее устремится по инерции в нагнетательную трубу. В следующий момент эта труба переключится колесом снова на разгон, а нагнетание будет продолжаться из других питательных труб.

Гидропульсор будет работать, получая энергию от воды на уровне H_1 и нагнетая часть той же воды на уровень H_2 . На фиг. 52 изображен момент, когда питательная труба, присоединенная к кожуху гидропульсора справа, сообщена с нижним бьефом и в ней происходит разгон воды. В то же время левая питательная труба соединена с нагнетательной трубой и гонит воду в нее за счет полученной скорости при разгоне. На фигуре показаны две питательные трубы, но если их возьмем 5—10 и больше, то получим непрерывное и плавное движение воды вверх по нагнетательной трубе.

Описанный гидропульсор называют нагнетательным, так как он нагнетает воду на высоту $H_2 > H_1$ в отличие от гидропульсора всасывающего, представленного в схеме на фиг. 53 и назначенного для всасывания воды из нижнего бьефа (осушительный канал, колодец и т. п.) на высоту H_1 , используя большой запас воды на высоте H_2 . Действие всасывающего гидропульсора по существу обратное нагнетательному. Здесь вода идет из бака B под напором H_2 по трубе L_2 (со-



Фиг. 53. Схема установки всасывающего гидропульсора.

ответствует нагнетательной в первом случае, но значительно большего диаметра), проходя через колесо, направляется в трубы L_1 и затем выливается в бак A . Вода в трубах L_1 , поочередно получая скорость и соединяясь вращающимся колесом с трубой L_3 , продолжая по инерции движение к баку A , будет всасывать воду из трубы L_3 за счет потери скорости, полученной при разгоне. Так, по трубе L_2 будет непрерывно происходить движение воды из B в A , переключаясь в разные трубы L_1 , а из трубы L_3 тоже непрерывно (при большом числе труб L_1) будет всасываться вода из нижнего бьефа в бак A . На уровне H_1 будет собираться вода из нижнего и верхнего бьефов. Труба L_2 выполняет роль простой подводящей трубы, а рабочими являются трубы L_1 . В них происходит разгон воды и процесс отсасывания. Труба L_3 тоже служит только для соединения гидропульсора с нижним бьефом. Следовательно, трубы L_2 и L_3 должны быть возможно короче и больше диаметром, а трубы L_1 в своих размерах определяются уже ходом процессов. Ограничившись описанием работы всасывающего гидропульсора, мы не станем подробно останавливаться на нем, а сосредоточим внимание исключительно на нагнетательном гидропульсоре. Изучив работу последнего, читатель без особого труда сможет рассчитать и всасывающий гидропульсор.

Идя от простого тарана к мультотарану (фиг. 31), а далее через турботаран (фиг. 48), мы логически подойдем к гидропульсору постепенным увеличением количества труб и уничтожением воздушного колпака. Увеличивая число питательных труб и вводя принцип переменного включения нагнетания воды специальным колесом-турбиной, будем получать все меньшую амплитуду колебания давления в колпаке тарана и соответственно сведом почти к нулю пульсацию воды в нагнетательной трубе. На некоторой стадии такого преобразования отпадет смысл устройства воздушного колпака. Лишними сделаются и нагнетательные клапаны, так как они по смыслу заменяются одним клапаном, постоянно открытым. Остается лишь ударный клапан, но и он преобразуется в совершенно иной вид, меняя характер движения с прямолинейного на круговое.

Указанная эволюция тарана меняет, конечно, и характер процессов работы его, но принцип, положенный в основу, — использование гидравлического удара в трубах, — остается, как ни трудно это обнаружить с первого взгляда. Факт отсутствия в литературе даже попыток теоретического исследования работы гидропульсора говорит не за то, что этому водоподъемнику не придавали значения, а указывает на большие трудности решения задачи, когда гидропульсор берется отдельно, вне связи его с тараном, имеющим хотя и более сложное устройство, но зато ясно выраженные процессы. Конструирование гидропульсоров на Оттензенском заводе базировалось на длительном экспериментальном исследовании их работы в разных условиях. Это позволило установить правильно некоторые моменты в общем виде, например, что число оборотов колеса и размеры секторов в нем находятся в связи с длиной питательной трубы, позволило также выбрать кривые изгиба камер секторов, но общая теория осталась невыясненной. Чисто эмпирический путь не даст удовлетворительных результатов, особенно в области неустановившегося движения жидкости.

2. ТЕОРИЯ

Рассмотрим теорию работы нагнетательного гидропульсора (схема на фиг. 52) с обозначениями, аналогичными принятым в главе о теории турботарана.

В разделе о гидравлическом таране, знакомясь с работой воздушного колпака и предполагая случай отсутствия его, мы видели, что условия работы тарана резко ухудшились и помимо получения ударов исключительно большой силы, доводящих давление до 17 ат вместо нормальных 5 ат, к. и. д. установки упал с 0,502 до 0,166. Если заставить гидропульсор работать только с одной трубой, т. е. при тех же условиях, результаты будут еще хуже, потому что в таране вода никуда не вытекает произвольно, будучи перехвачена клапанами, а в гидропульсоре между кожухом и колесом неизбежны зазоры и некоторая утечка воды. Причина такого ухудшения работы при одной питательной трубе L_1 скрыта в исключительно неравномерном движении воды в нагнетательной трубе. Вода в питательной трубе, получив разгон и соединившись с нагнетательной трубой, в лучшем случае встречает неподвижный, чрезвычайно мало упругий, столб воды, да еще с давлением H_d . Если турботаран может почти нормально работать и с одной трубой (при обеспечении равномерного вращения колеса искусственным путем), то гидропульсор уже не в

состоянии этого сделать по своему строению. Отсюда делаем вывод, что в турботаране используется несколько питательных труб, главным образом, с целью увеличить мощность машины, а гидропульсор требует нескольких питательных труб по принципу своего устройства независимо от мощности.

Теперь ясно, что строить гидропульсорные установки и рассматривать теорию их есть смысл при большом числе питательных труб и равномерном или почти равномерном движении воды в нагнетательной трубе. Это положение мы примем за основное и на него будем опираться при всех дальнейших рассуждениях. После выявления основных зависимостей, исходя из данного положения, легко будет перейти к рассмотрению работы гидропульсора при любых условиях.

Когда скорость воды в нагнетательной трубе $v_h = 0$, давление в нижнем конце ее у гидропульсора равно гидростатическому $H_2 - H_s$. Во время установившейся работы гидропульсора вода в нагнетательной трубе имеет среднюю скорость v_h с направлением вверх (или вообще к баку B), и при этом среднее гидродинамическое давление в трубе у гидропульсора при незначительной пульсации будет $H_d = H_2 - H_s + h_2$, где h_2 — потери напора, определяемые по формуле (38). Под это давление H_d и вынуждена будет поступать вода из питательных труб.

Среднюю скорость воды в сливной трубе обозначим через v_s , и потери напора в ней h_s получим при этом по формуле (54). Следовательно, на разгон воды в питательных трубах влияет не весь напор H_1 , а несколько меньше: $H_1 - h_s$, и потому предельная скорость установившегося истечения из них, как и в турботаране [по формуле (55)],

$$v_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_1 - h_s)}.$$

Переключение выходного отверстия питательной трубы из одного сектора колеса в другой происходит в течение промежутка времени [по формуле (52)]

$$\tau = \frac{b}{v_h}$$

и в это время нагнетание и разгон воды в питательной трубе будут сбиваться, находиться в стадии перехода от одного положения в другое. Обозначив действительную продолжительность периода разгона через t_1 и нагнетания t_2 , получим полное время одного цикла работы отдельно взятой питательной трубы [по формуле (53)]

$$T = t_1 + t_2 + 2 \cdot \tau.$$

В течение времени t_1 выходное отверстие питательной трубы полностью открыто в сектор x и соединено при помощи его со сливной трубой. Если в питательной трубе в момент переключения ее в сектор x имела скорость воды v_a с направлением к гидропульсору, а к моменту переключения в сектор y для нагнетания вода приобретает скорость v_b , то имеем для периода разгона установленные ранее зависимости [по формуле (56)]

$$t_1 = T_0 \cdot \left[\ln \frac{1 + k_b}{1 - k_b} - \ln \frac{1 + k_a}{1 - k_a} \right]$$

и [по формуле (57)]

$$q_1 = \omega_1 \cdot v_0 \cdot T_0 \cdot \left[\ln \frac{1}{1 - k_b^2} - \ln \frac{1}{1 - k_a^2} \right],$$

где

$$T_0 = \frac{v_0 \cdot L_1}{2 \cdot g \cdot (H_1 - h_s)}.$$

Как только выходной конец питательной трубы будет переключен из сектора x в сектор y , вода из нее направится в нагнетательную трубу и встретит сразу же давление H_d . В гидропульсоре не надо открывать нагнетательных клапанов (их нет), но все же поступление воды в нагнетательную трубу не может произойти ввиду более высокого в ней давления. Следовательно, движение воды в питательной трубе должно прекратиться. Однако, как только начнется остановка, вернее торможение движения воды в трубе, давление в ней резко повысится пропорционально потере скорости и сравняется с давлением в нагнетательной трубе. На повышение давления затратится скорость u [см. формулу (21)], а с остальной ($v_b - u$) вода из питательной трубы пойдет в нагнетательную. Торможение воды и одновременное повышение давления, т. е. волна гидравлического удара, распространится по питательной трубе со скоростью c от гидропульсора к питательному баку, достигнет его, отразится и вернется к гидропульсору через $t = \frac{2 \cdot L_1}{c}$ секунд с момента возникнове-

ния. При отражении от бака давление H_d упадет до гидростатического или трансформируется в обратную скорость $\sim u$, т. е. отраженная волна удара пойдет к гидропульсору с давлением, равным гидростатическому и с торможением воды с ($v_b - u$) до ($v_b - 2 \cdot u$). У гидропульсора эта волна, снизив давление до гидростатического, снова сделает невозможным поступление воды в нагнетательную трубу из рассматриваемой нами питательной. Это вызовет новое торможение воды в последней и вторичное повышение давления до H_d . Вода затормозится еще на величину u , и вливание в нагнетательную трубу будет продолжаться, но уже со скоростью ($v_b - 3 \cdot u$). Вторичный удар также пойдет в виде волны к баку A , отразится от него и вернется к гидропульсору опять с гидростатическим давлением. Аналогично скорость нагнетания падает до ($v_b - 5 \cdot u$), и так процесс нагнетания будет продолжаться, пока израсходуется вся скорость v_b на повторные и отраженные гидравлические удары или пока перед выходным концом данной питательной трубы окажется уже следующий сектор колеса x , который направит воду из нее с оставшейся скоростью v_a в сливную трубу с низким давлением. Дальше в этой трубе примерно по тем же законам начнется разгон воды от v_a до v_b .

Так будет происходить в гидропульсоре процесс нагнетания воды при условиях равномерного движения воды в нагнетательной трубе и мгновенного переключения питательных труб из одного сектора в другой, т. е. когда $\tau = 0$ или бесконечно малая величина времени. Если первое условие зависит исключительно от числа труб и непрерывно последовательного их переключения на нагнетание, т. е. от конструкции гидропульсора, то второе условие уже недостижимо в действительности. При необходимости считаться со временем τ и сводить его к минимуму примем предел $\tau = t$, как и в турботаране.

Тогда и процесс уменьшения скорости в нагнетательный период будет не скачкообразным, а почти прямолинейным. Следовательно, и формулы периода нагнетания, установленные выше для турботарана, полностью будут действительны для гидропульсора.

Поскольку исходные величины, которыми мы оперируем при анализе к. п. д. и производительности, не только аналогичны, но и равны в случае гидропульсора и турботарана, выводы, сделанные выше по отношению к турботарану в части к. п. д. и производительности, полностью переносятся и на гидропульсор.

Строение колеса гидропульсора, его назначение и работа отличаются от колеса турботарана только тем, что глухие секторы u здесь заменены открытыми, направленными в нагнетательную трубу. Легко понять, что правила выбора основных размеров колеса тоже аналогичны.

Установив сходство машин и аналогичность формул расчета, мы не видим смысла в переписывании их здесь, а считаем целесообразным привести подробный расчет мощной гидропульсорной установки, чтобы связать теоретическое представление о работе гидропульсора с практическими величинами. Попутно с примерным расчетом гидропульсора сравним детальнее работу его с тараном и турботараном с целью показать условия, в которых наиболее целесообразно применять эти три вида однохарактерных водоподъемников.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИДРОПУЛЬСОРНОЙ УСТАНОВКИ

Пусть имеется неограниченное количество воды на уровне $H_1 = 5$ м и надо установить, сколько воды может подать на высоту $H_2 = 30$ м от нулевого уровня и на расстояние 500 м гидропульсор с 10 питательными трубами диаметром $D_1 = 200$ мм каждая, какие получатся размеры установки и как она будет работать при условиях:

- 1) максимального к. п. д.;
- 2) максимальной производительности.

Известно, что для достижения наивысшего к. п. д. гидропульсор должен приближаться к тарану, т. е. v_a надо сделать равной нулю или очень малой. Допустим это и по номограмме на фиг. 23г для $D_1 = 200$ мм, $H_1 = 5$ м и L_1 от 15 до 40 м находим пропускную способность одной трубы при установившейся скорости v_0 . Она будет в пределах $Q_0 = 106 \dots 92$ л/сек. Напор мы имеем сравнительно высокий — 5 м, а высоту нагнетания среднюю — 30 м. Следовательно, можем взять ориентировочно $L_1 \approx 40$ м, а $k \approx 0,50$. Тогда $Q \approx 92 \cdot 0,25 = 23$ л/сек. Все 10 труб пропустят при работе гидропульсора около 230 л/сек.

Допустим далее, что мы получим к. п. д. гидропульсора максимальный, указанный Эйтельвейном для таранов. Находим его на фиг. 10 для $H_2:H_1 = 6$ около 0,62. Тогда в секунду все 10 труб будут нагнетать [по формуле (31)]

$$Q_2 = 0,62 \frac{230 \cdot 5}{30} = 23,8 \text{ л/сек.}$$

Получив ориентировочно количество воды, которое должна пропускать нагнетательная труба, можем выбрать ее диаметр. Возьмем

$D_2 = 200$ мм и находим среднюю скорость воды [по формуле (37)]

$$v_h = \frac{0,0238}{0,0314} = 0,76 \text{ м/сек},$$

а полные потери напора ориентировочно (при 10% потерь от местных сопротивлений) [по формуле (38)]

$$h_2 = \frac{0,76^2}{2 \cdot 9,81} \left(1 + 0,025 \frac{500}{0,20} + 6,25 \right) = 2,06 \text{ м.}$$

Примем расчетные потери $h_2 = 2,5$ м, так как некоторой пульсации скорости не избежать. Пусть по местным условиям удобно гидропульсор установить на высоте $H_s = 2$ м над нулевым горизонтом, за который нами принят уровень воды в нижнем бьефе. Тогда полное давление в нагнетательной трубе у гидропульсора [по формуле (50)]

$$H_d = 30 + 2 + 2,5 = 30,5 \text{ м.}$$

Дадим сливной трубе диаметр $D_s = 800$ мм, и так как она должна пропускать около 200 л/сек, то средняя скорость $v_s \approx 0,40$ м/сек и потери напора будут исчисляться миллиметрами. Ими пренебрегаем. Можно было взять $D_s = 500$ мм и дать $v_s = 1,0$ м/сек, но мы учитываем возможность регулирования гидропульсора на максимальную производительность.

Возьмем питательные трубы чугунные фланцевые с толщиной стенок $\delta = 10,5$ мм и $E = 1 \cdot 10^{10}$ кг/м². Скорость распространения в них волны гидравлического удара находим из таблицы в конце книги или по формуле (36)¹

$$c = 1425 \cdot \left(1 - 0,01 \cdot \frac{200}{1 \cdot 10,5} \right) = 1140 \text{ м/сек.}$$

На первый гидравлический удар для повышения давления до 30,5 м надо затратить скорость воды в питательной трубе [по формуле (21)]

$$u = \frac{30,5 \cdot 9,81}{1140} = 0,262 \text{ м/сек.}$$

Гидравлический таран спокойно начинает работать при скорости разгона воды $v_1 \approx 6 \cdot u$. Это обусловлено перекрытием нагнетательного клапана. В гидропульсоре он отсутствует, а потому можем вполне допустить

$$v_b - v_a = 4 \cdot u,$$

что выгоднее с точки зрения к. п. д. По этому же мотиву принимаем $v_a = 0$, т. е. всю скорость разгона будем тратить на нагнетание. Теперь получаем

$$v_b = 4 \cdot 0,262 = 1,05 \text{ м/сек.}$$

¹ Еще отмечаем, что формула (36) пригодна только для ориентировочных предварительных расчетов. В данном случае ошибка $\frac{1140 - 1207}{1207} = 5,6\%$.

Далее в прямой зависимости находятся k и L_1 . Эту зависимость при повторном окончательном расчете можно изобразить графически и определить более выгодные величины. При первом расчете принимаем наименьшее $k=0,40$ и соответственно [по формуле (7)]

$$v_0 = \frac{1,05}{0,40} = 2,63 \text{ м/сек.}$$

Когда известна скорость установившегося движения v_0 и диаметр трубы, просто определить [по формуле (49)]

$$L_1 = \frac{0,20}{0,025} \left[\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 5}{2,63^2} - 1 - 5 \right] = 65,6 \text{ м.}$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений требует экспериментального определения. Мы ориентировочно взяли $\Sigma \xi = 5$.

Далше находим время [по формулам (58), (16), (18), (60), (53)]:

$$\tau = t = \frac{2 \cdot 65,6}{1140} = 0,115 \text{ сек.,}$$

$$T_0 = \frac{2,63 \cdot 65,6}{2 \cdot 9,81 \cdot 5} = 1,76 \text{ сек.,}$$

$$t_1 = 1,76 \cdot 0,847 = 1,49 \text{ сек.,}$$

$$t_2 = \frac{1,05}{2 \cdot 0,262} \cdot 0,115 = 0,173 \text{ сек.,}$$

$$T = 1,49 + 0,173 + 2 \cdot 0,115 = 1,89 \text{ сек.}$$

Для того чтобы установить диаметр колеса гидронпульсора, необходимо выбрать размер выходных отверстий питательных труб. Откажемся сначала от уменьшения площади сечения трубы, т. е. $\alpha = 1$. Ширину b возьмем $0,5 \cdot D_1 = 0,10 \text{ м}$ и [по формуле (59а)]

$$h = \frac{\omega_1}{b} = 0,314 \text{ м.}$$

Тогда диаметр колеса [по формуле (67)]

$$D_k = \frac{1140 \cdot 0,10 \cdot 1,89}{3,14 \cdot 65,6} = 1,04 \text{ м.}$$

Число оборотов в минуту [по формуле (66)]

$$n_1 = \frac{30}{1,89} = 15,9.$$

Скорость вращения точки окружности [по формуле (51)]

$$v_k = \frac{3,14 \cdot 1,04 \cdot 15,9}{60} = 0,865 \text{ м/сек.}$$

Размеры секций колеса

$$Z = \frac{t_1}{t_2} = \frac{1,49}{0,173} = 8,62,$$

по формуле (65)

$$X = \frac{3,14 \cdot 1,04 \cdot 8,62 - 2 \cdot 0,10 (8,62 - 1)}{2 \cdot (8,62 + 1)} = 1,39 \text{ м},$$

по формуле (65а),

$$Y = \frac{3,14 \cdot 1,04 + 2 \cdot 0,10 (8,62 - 1)}{2 \cdot (8,62 + 1)} = 0,25 \text{ м}.$$

Расстояние по окружности колеса между центрами выходов труб

$$S = \frac{3,14 \cdot 1,04}{10} = 0,33 \text{ м}.$$

Теперь можем определить равномерность нагнетания и слива воды. Каждая следующая пара труб переключается на нагнетание через время

$$\frac{S}{v_k} = \frac{0,33}{0,865} = 0,382 \text{ сек}.$$

При продолжительности нагнетания $t_2 = 0,173$ сек. видим, что существует разрыв между концом нагнетания в одной паре труб и началом нагнетания в следующей паре труб на $0,382 - 0,173 = 0,209$ сек. Следовательно, в течение этого промежутка времени в нагнетательную трубу не поступает вода, а затем сразу из двух труб начинается нагнетание с максимальной скоростью $(v_b - u) = 1,05 - 0,262 = 0,788 \text{ м/сек}$. Такое положение нетерпимо, так как в начале нагнетания вода из питающих труб, переходя в нагнетательную, встретит остановившуюся воду в последней со всеми последствиями отсюда.

Увеличением диаметра D_k не изменить положения. Увеличивать или уменьшать скорость вращения мы не можем, так как от этого нарушится вся связь процессов разгона и нагнетания. Остается один путь: уменьшить число секторов с четырех до двух, т. е. сделать один для нагнетания и один для разгона. Формулы (65) — (67) выведены из расчета четырех секторов. При двух секторах будем получать увеличение давления с одной стороны, но в противовес тарану и турботарану в гидропульсоре давление во время первого удара не поднимается так высоко.

При двух секторах в колесе оно должно совершать полный оборот во время T , т. е. [по формуле (66)]

$$n_1 = \frac{60}{T} = 31,8.$$

Следовательно, диаметр колеса по (67) надо уменьшить в два раза, что противоречит конструктивным соображениям (диаметр $D_s = 0,8 \text{ м}$, входные отверстия 10 труб займут по периферии 1 м, или почти $\frac{2}{3}$ колеса). Оставим $D_k = 1,04 \text{ м}$ и увеличим скорость вращения колеса, что

сократит время τ и улучшит работу гидропульсора. Теперь окончательно

$$X = \frac{\pi \cdot D_k \cdot Z - b(Z-1)}{Z+1} = 2,85 \text{ м.}$$

$$Y = \frac{\pi \cdot D_k + b(Z-1)}{Z+1} = 0,42 \text{ м.}$$

Скорость периферийной точки колеса $v_k = 1,73 \text{ м/сек}$. Расстояние между центрами питательных труб остается прежним $S = 0,33 \text{ м}$. Теперь при $Y = 0,42 \text{ м}$ получим, что нагнетание будет происходить одновременно из одной трубы, но в момент начала ее выключения полностью включится на нагнетание вторая труба по ходу колеса. Скорость нагнетания все же будет колебаться от $0,788 \text{ м/сек}$ до нуля. Пульсация в нагнетательной трубе еще значительна, но уменьшить ее можно или увеличением числа секторов до шести с расположением по вписанному равнобедренному треугольнику с одновременным сужением b до $60-70 \text{ мм}$ или присоединением в начале нагнетательной трубы воздушного колпака (без нагнетательного клапана).

Гидропульсор будет нагнетать в секунду около [по формуле (64)]

$$Q_2 = 10 \cdot \frac{1}{1,89} \cdot \frac{0,0314 \cdot 65,6}{2 \cdot 9,81 \cdot 30,5} (1,05 - 0,262)^2 = 0,0113 \text{ м}^3/\text{сек}$$

и выливать при разгоне

$$Q_1 = 10 \cdot \frac{1}{1,89} \cdot 0,0314 \cdot 2,63 \cdot 1,76 \cdot 0,173 = 0,133 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Коэффициент полезного действия всей установки не выше

$$\eta = \frac{11,3 \cdot 30}{144,3 \cdot 5} = 0,47.$$

Выполняя этот предварительный расчет, следует повторить его полностью, снова устанавливая точно размеры величин и, где надо, произвести ряд сравнений графическим или аналитическим путем для выявления наиболее выгодных размеров и конструкций. Сразу выполнить окончательный расчет невозможно, не имея никакой ориентировки.

Перейдем к предварительному расчету по второму условию: получить максимум производительности.

Это требование в гидропульсоре, как и турботаране, достигается путем установления наибольшей v_b и наименьшей разности $v_b - v_a$. Для предварительного расчета оставим прежними $L_1 = 65,6 \text{ м}$, $D_k = 1,04 \text{ м}$, $b = 0,10 \text{ м}$, $D_2 = 0,20 \text{ м}$ и $H_d = 30,5 \text{ м}$. Следовательно, останутся те же $u = 0,262 \text{ м/сек}$ и $v_0 = 2,63 \text{ м/сек}$.

Из теории тарана известно, что максимум производительности можно получить при $k = 0,75 - 0,85$. Возьмем $k_b = 0,80$ и, сохраняя разность $v_b - v_a = 1,05 \text{ м/сек}$, получим

$$v_a = 0,8 \cdot 2,63 - 1,05 = 1,05 \text{ м/сек},$$

т. е. $k_a = 0,40$.

Теперь находим [по формулам (56), (60) и (53)]:

$$t_1 = 1,76(2,197 - 0,847) = 2,38 \text{ сек.},$$

$$t_2 = \frac{(2,10 - 0,262) - 1,05}{2 \cdot 0,262} \cdot 0,115 = 0,173 \text{ сек.},$$

$$T = 2,38 + 0,173 + 2 \cdot 0,115 = 2,78 \text{ сек.}$$

Период разгона требует времени больше, чем в первом случае, и потому колесо должно иметь иные размеры секторов. Их определить просто по примеру предыдущего. Определим интересующую нас производительность гидропульсора. За один период T одна труба даст [по формуле (61)]

$$q_2 = \frac{0,0314 \cdot 65,6}{2 \cdot 9,81 \cdot 30,5} [(2,1 - 0,262)^2 - 1,05^2] = 0,00785 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Производительность всего гидропульсора [по формуле (64)]

$$Q_2 = 10 \frac{7,85}{2,78} = 28,2 \text{ л/сек}$$

против 11,3 л/сек в первом случае, т. е. в 2,5 раза больше.

При этом в нижний бьеф будет сбрасываться

$$Q_1 = 10 \cdot \frac{1}{2,78} \cdot 0,0314 \cdot 2,63 \cdot 1,76 [1,022 - 0,173] = 0,444 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

$$\eta = \frac{28,2 \cdot 30}{472 \cdot 2 \cdot 5} = 0,36.$$

Дальше повторным расчетом легко установить окончательно размеры гидропульсора и конструкцию колеса, приближающую движение воды в нагнетательной и сливной трубе к равномерному.

Гидропульсор должен иметь для каждого случая свои размеры, что ясно из приведенного примера.

Полученные к. п. д. являются предельными для указанных случаев регулирования, т. е. мы не учитывали q_z — количество воды, выбрасываемое из питательной трубы при переключении ее в сравнительно большое время τ . В таране ударный клапан закрывается в 0,01—0,02 сек., а здесь трубы переключаются с разгона на нагнетание в 5—10 раз дольше. Кроме того, в таране ударный клапан, подхваченный водой, движется вместе с ней в одном направлении, а в гидропульсоре движение колеса и воды взаимно перпендикулярны. Следовательно, даже сокращая τ до 0,02 сек. путем уменьшения b и увеличения диаметра колеса (ведущее к увеличению окружной скорости его), мы будем терять воды в гидропульсоре значительно больше.

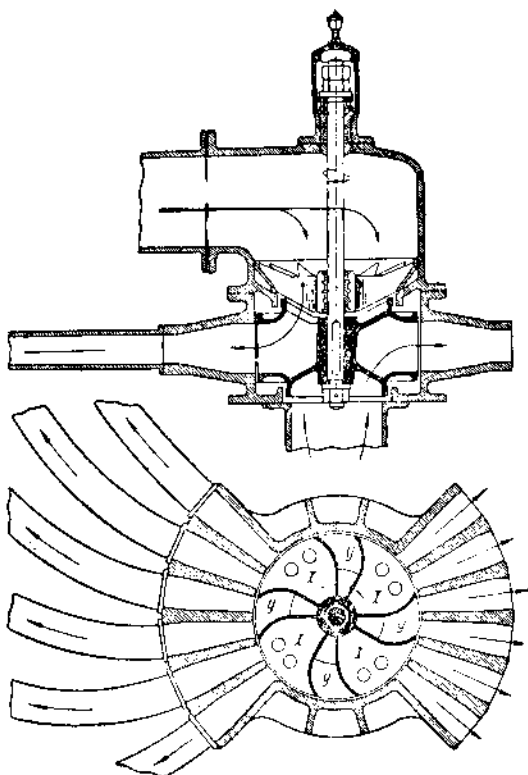
Остается еще указать на невозможность избежать влияния зазоров между кожухом гидропульсора и колесом, чтобы стало вполне очевидно: к. п. д. гидропульсора всегда и значительно ниже к. п. д. тарана.

Сравнивая между собой четыре вида описанных водоподъемников: 1) гидравлический таран, 2) мультотаран, 3) турботаран, 4) гидропульсор, видим, что работа их основана на принципе использования явлений

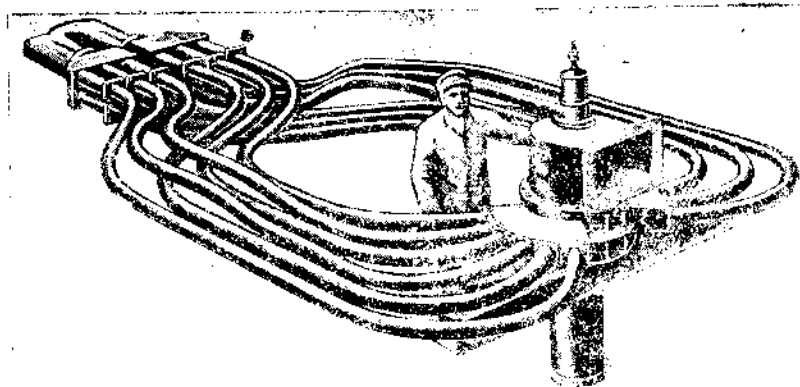
неустановившегося движения жидкости в трубах, в частности, гидравлического удара. Это вполне объединяет их в одну общую группу по основным конструктивным признакам и обуславливает сходство теории работы. При этом каждый следующий в указанном порядке водоподъемник является логическим развитием предыдущего под углом зрения увеличения мощности одной машины. Именно по признаку мощности они и не конкурируют между собой. В то же время все большая концентрация мощности ведет здесь к падению к. п. д.

Усвоив этот взгляд, легко ориентироваться в каждом конкретном случае, какой из водоподъемников данного типа целесообразнее применить. При малых объемах воды и, в особенности, при необходимости добиваться максимального к. п. д. простой гидравлический таран не могут заменить остальные водоподъемники этого типа.

Там же, где основная задача состоит в получении



Фиг. 54. Конструкция всасывающего гидропульсора.



Фиг. 55. Фото гидропульсора.

большого количества воды и есть в распоряжении громадные резервы ее на небольшой высоте, выбор должен быть остановлен на гидропульсоре.

Во всех промежуточных положениях целесообразнее применять мультотаран и турботаран. Пять-шесть питательных труб диаметром в 100 мм будет пределом для мультотарана, а турботаран на этом пределе уже во многих отношениях даст лучший эффект.

4. КОНСТРУКЦИИ

Как выше указано, гидропульсоры изготовлялись только Оттензенским заводом в Германии, и мы можем рассмотреть конструкции лишь этого завода.

На фиг. 54 приведен разрез и план всасывающего гидропульсора с 12 трубами, подведенными к нему двумя пучками по шесть труб. Колесо с вертикальной осью разделено на восемь секторов x и y . Секторы x — разгонные, а y — всасывающие. Первые больше вторых, что в принципе правильно: разгон воды происходит в течение более длительного промежутка времени. Движение воды показано стрелками. При разгоне вода идет из одной общей питательной трубы с уровня H_2 и, проходя по секторам x , выливается по трубам на уровень H_1 , получая в них разгон. В то же время в секторах y происходит засасывание воды из нижнего бьефа по всасывающей трубе большого диаметра. На фиг. 54 показан момент разгона в левой трубе и момент всасывания — в правой.

На фиг. 55 приведена фотография этого гидропульсора. Пучок труб, в которых происходит процесс всасывания, соединен в общую трубу, подающую воду на уровень H_1 (см. схему на фиг. 53). В данной конструкции и в установке ее имеются следующие отрицательные моменты:

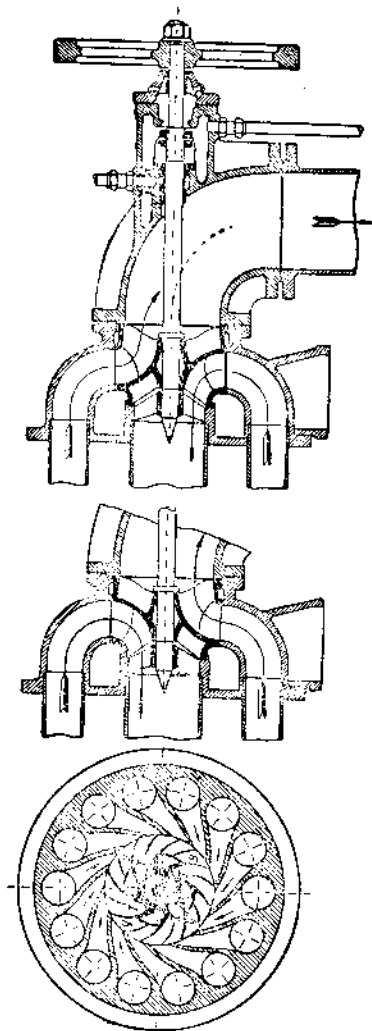
1. Отношение размеров секторов x к соответствующим размерам секторов y очень незначительное. Примерно

$$\frac{x}{y} \approx 2.$$

Это отношение всегда получится по расчету больше. Следовательно, колесо гидропульсора было выполнено неверно, что не могло не отразиться на к. п. д. установки.

2. Длина рабочих (в нагнетательном гидропульсоре — питательных) труб определена недостаточна и взята без ориентировки на процессы

Фиг. 56. Гидропульсор с колесом на горизонтальной оси.



гидравлического удара в этих трубах. Удар в них создает вначале отрицательное давление (ниже атмосферного), но общий характер процессов от этого не меняется и длина труб должна определяться по тем же соображениям, что и в нагнетательном гидропульсоре.

На фиг. 56 и 57 приведены разрезы и общий вид нагнетательного гидропульсора с колесом на горизонтальной оси. Питательные трубы подведены к колесу общим пучком, а нагнетательная труба находится в середине пучка и на некотором расстоянии от колеса выведена в сторону. Ход воды показан стрелками.

В данной конструкции секторы колеса равны между собой, т. е.

$$x = y,$$

что безусловно неправильно.

На основании специальных опытов и практики установки гидропульсоров завод давал ряд указаний в своих прейскурантах.

1. Число оборотов в минуту в больших гидропульсорах колебалось от 20 до 30, а в средних — от 40 до 50 в минуту.

2. При работе на предельных скоростях — 0 и v_0 — наблюдается сильное колебание давления в гидропульсоре. Поэтому завод не рекомендовал применять такие скорости.

3. Установлена зависимость числа оборотов колеса в минуту от H_1 и $\frac{H_2}{H_1}$, а также от длины питательных труб.

4. В практике использовались гидропульсоры с диаметром питательных труб до 250 мм, а проектировались до 750 мм. Число питательных труб делалось от 2 до 40 в одном гидропульсоре.

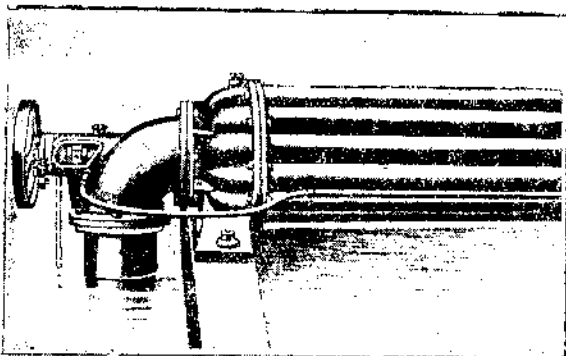
5. В работе имелись машины с поглощением воды до 4 м³/сек, а проектировались с пропускной способностью до 60 м³/сек и выше.

Примеры гидропульсорных установок, на которые ссылался завод, характерны небольшой высотой нагнетания и отношением $\frac{H_2}{H_1}$ в пределах от 1 до 2-3. Исключение представляет пример небольшой гидропульсорной установки для водоснабжения при условиях $H_1 = 4$ м, $H_2 = 28$ м, когда гидропульсор поглощал 8 л/сек, а нагнетал 0,5 л/сек.

Коэффициент полезного действия в наших обозначениях будет

$$\eta = \frac{0,5 \cdot 28}{8 \cdot 4} = 0,424$$

при $\frac{H_2}{H_1} = \frac{28}{4} = 7$, когда таран дает к. п. д. 0,6—0,7.



Фиг. 57. Фото нагнетательного гидропульсора.

Подробных данных о существующих установках и испытании в литературе не имеется. По отрывочным сведениям нет возможности точно сопоставить теоретические расчеты с практическими данными и сделать правильные выводы.

НАСОС ГЛУБОКОГО ВСАСЫВАНИЯ

1. ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

Глубина всасывания — расстояние по вертикали от горизонта жидкости до верхнего положения поршня или до оси насоса — для всех известных насосов ограничена прежде всего величиной атмосферного давления. Это обусловлено тем, что всасывающая часть насосных установок работает на принципе использования последнего. Насос создает во всасывающей трубе давление ниже атмосферного, и под влиянием разности давлений жидкость поступает по трубе вверх.

Допустим, насос сможет понизить давление во всасывающей трубе до нуля. Приняв атмосферное давление равным 1 кг/см^2 , удельный вес жидкости близким к единице и скорость жидкости во всасывающей трубе весьма малой, получим предел глубины всасывания 10 м. Но практически 10-м глубина всасывания недостижима, потому что:

- 1) насосы не могут создать пространство с нулевым давлением;
- 2) движение жидкости во всасывающей трубе происходит при значительных скоростях, а в поршневых насосах еще и неравномерно (т. е. с потерями);
- 3) из жидкости, поступающей в сильно разреженное пространство, происходит выделение растворенного в ней воздуха и паров жидкости, что нарушает неразрывность струи.

Достижимая глубина всасывания для воды не превышает 7,5 м. Жидкости более легкие могут всасываться с несколько большей глубины.

Такое положение с всасыванием жидкости насосами есть прямое следствие качеств как жидкости, так и насосов. На основе теоретической ясности явлений и громадной практики работы насосов прочно укоренился взгляд, что вообще невозможно ни достигнуть предела глубины всасывания $\sim 10 \text{ м}$ для воды, и, тем более, перескрыть этот предел.

Не возражая против такого взгляда, мы только укажем, что он справедлив там, где всасывание жидкости основано на использовании только атмосферного давления. Такая постановка вопроса более обоснована, так как теоретические расчеты всасывания, касаясь использования атмосферного давления, ни в какой мере не доказывают невозможности производить всасывание — подачу жидкости при помощи иных явлений на основе иных принципов.

Вопрос глубины всасывания, являясь теоретически принципиальным, не лишен и значительного практического интереса.

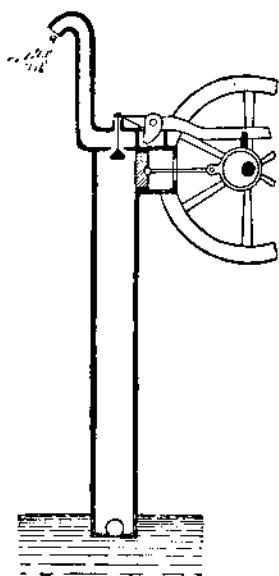
2. ПРИМЕРЫ ГЛУБОКОГО ВСАСЫВАНИЯ

Описанный выше водоподъемник — гидравлический таран — особенно оригинален автоматичностью работы при крайне простом устройстве. Здесь не требуются специальные приспособления для автоматической работы, так как это „органическое“ свойство самого водоподъемника,

основанное на понижении давления в питательной трубе, что вызывает открытие ударного клапана и тем самым возобновление законченного цикла работы. При этом давление в трубе, хотя и на короткий промежуток времени, опускается ниже атмосферного независимо от высоты падения H_1 . Так установлены факты работы таранов при напоре $H_1 = 15$ м (опыты Бубекина, примеры практических установок). Теория работы гидравлических таранов, изложенная выше, с несомненностью показывает возможность нормальной работы таранной установки при использовании высоты падения 20—40 м и больше, применяя достаточно прочные конструкции частей или специальные компенсаторы, смягчающие силу гидравлического удара, но несколько не считаясь с атмосферным давлением. Во всех случаях ударный клапан будет открываться автоматически не благодаря своему весу, а исключительно под влиянием избыточного давления снаружи в момент окончания периода нагнетания воды, когда давление в питательной трубе падает ниже атмосферного. И если ударный клапан не затоплен, то при открывании его в трубу всасывается воздух, а при затоплении — всасывается вода.

Следовательно, при работе тарана мы можем наблюдать (явление ясно выражено, видно без посредства приборов и тем рельефнее, чем длиннее питательная труба и больше напор H_1) всасывание жидкости в трубу, заполненную тоже жидкостью под напором 10 м и более, не говоря уже о том, что питающий трубу бак открыт тоже в атмосферу.

В популярном журнале „Хочу все знать“ № 19, июль 1932 г. имеется заметка¹ „Насос необыкновенной конструкции“, в которой указано, что аргентинский изобретатель Торбидо Беллок получил патент на насос, характерный большой глубиной всасывания. Так, для убеждения экспертов Патентного бюро он демонстрировал в Вашингтоне работу насоса, всасывающего воду на высоту 20 м и более². На фиг. 58 приведена схема насоса, заимствованная нами из указанного журнала, без изменений.



Фиг. 58. Насос Торбидо Беллок.

К вертикальной трубе, опущенной концом в воду, присоединен сверху цилиндр с поршнем, приводимым в движение через эксцентрик на оси маховика двигателя. Оба конца трубы имеют клапаны, открывающиеся внутрь трубы, но нижний шаровой клапан свободен, а верхний — связан коромыслом с другим эксцентриком на той же оси, и движение его принудительно осуществляется от двигателя. Заполнив трубу водой и сообщая поршню быстрое колебательное движение, Беллок получал всасы-

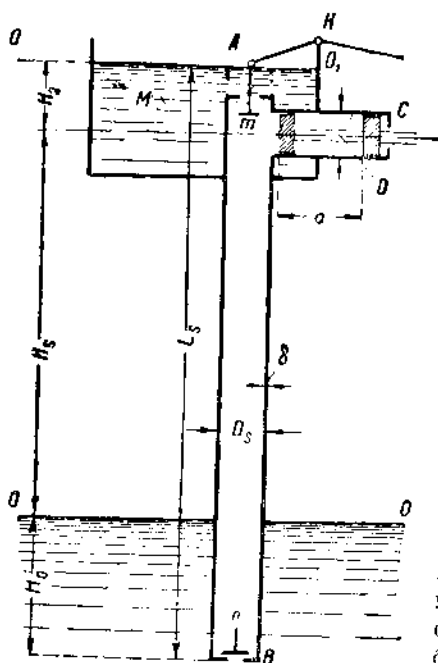
¹ Приводим ссылку только для общего ознакомления, но безусловно не для доказательства.

² Указано: „по трубе длиной 24,4 м“. Видимо труба была смонтирована вертикально.

вание воды, когда число колебаний поршня и длина трубы приходят в определенное соотношение.

Не станем задерживать внимание на примитивном объяснении работы насоса, изложенном в заметке, исходящем будто бы от изобретателя. Если последнее справедливо, то он пришел к изобретению практически. Из первого ознакомления с насосом Беллок ясно, что действие насоса заключается в использовании гидравлических ударов, создаваемых в трубе искусственно.

Количество примеров, когда наблюдается всасывание жидкости или воздуха под напор или на высоту (что равноценно) более 10 м, можно увеличить. При этом постоянно будет фигурировать гидравлический удар в трубах.



Фиг. 59. Схема насоса глубокого всасывания.

резервуаре M равна H_2 . В общем случае $L_s > H_s + H_0$. Разность уровней центра поршня и горизонта жидкости в

конце трубы на уровне поршня будет складываться из гидростатического и атмосферного $\frac{p_0}{\gamma}$, т. е. равно $H_2 + \frac{p_0}{\gamma}$ в м столба воды.

Давление на уровне клапана n

$$H_2 + H_s + H_0 + \frac{p_0}{\gamma}$$

Давление увеличивается сверху вниз по прямолинейному закону, и диаграмма давления в трубе, когда жидкость в покое, представится пря-

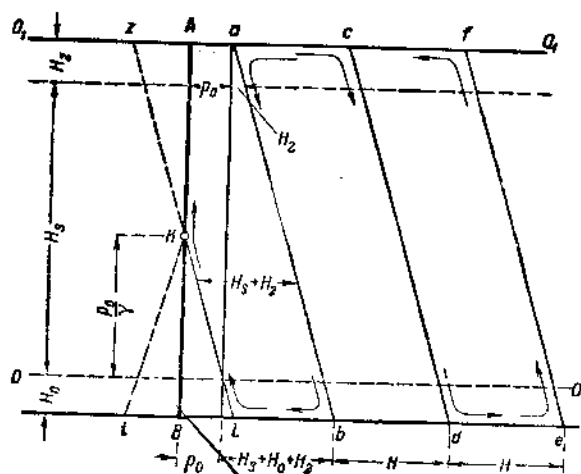
3. ТЕОРИЯ НАСОСА

Представим схему насоса в следующем виде (фиг. 59):

Труба AB длиной L_s , диаметром D_s , с толщиной стенок δ и модулем упругости материала стенок E опущена концом B на глубину H_0 в жидкость с весом единицы объема γ и горизонтом поверхности OO . К другому концу A трубы на высоте H_s от горизонта жидкости присоединен патрубок диаметром D , в который плотно вставлен поршень C , соединенный с двигателем. На концах трубы имеются выходы наружу, перекрытые клапанами m и n . Клапан m связан с двигателем коромыслом K , а клапан n свободен. Оба открываются внутрь трубы. Патрубок с поршнем и труба заполнены жидкостью из резервуара M с горизонтом O_1O_1 , затопляющим верхний конец трубы. Разность уровней центра поршня и горизонта жидкости в

мой линией ab (фиг. 60). Клапан n при этом закрыт избыточным давлением сверху $H_s + H_2$.

Поставим поршень в крайнее правое положение и закроем клапан m , а затем мгновенно сообщим поршню движение с равномерной скоростью v влево, по направлению к трубе. Так как труба заполнена жидкостью, то указанное движение поршня вызовет сжатие жидкости и мгновенное же повышение давления. Произойдет гидравлический удар, волна которого начнет распространяться по трубе вниз со скоростью c [формула (3)], вызывая движение жидкости из зоны повышенного давле-



Фиг. 60. Диаграмма давления в насосе.

ния в зону гидростатического давления, где волна удара еще не распространилась.

За единицу времени поршень вытеснит из патрубка объем жидкости $\omega \cdot v$. Следовательно, в трубе жидкость приобретет скорость

$$v_1 = \frac{\omega \cdot v}{\omega_s} = \frac{D^2}{D_s^2} \cdot v, \quad (68)$$

а давление соответственно повысится на величину [по формуле (2)]

$$H = \frac{c \cdot v_1}{g} = \frac{c}{g} \cdot \frac{D^2}{D_s^2} \cdot v. \quad (69)$$

Через $\frac{L_s}{c}$ секунд с момента начала движения поршня волна удара распространится до конца B , и по всей трубе будет происходить движение жидкости вниз со скоростью v_1 , а давление то же по всей трубе повысится на H и представится линией cd . Но в следующий момент жидкость ударится со скоростью v_1 в закрытый клапан n и, будучи вынуждена остановиться, трансформирует свою скорость в давление, которое плюсуется к существующему $H_2 + H_s + H_0 + \frac{p_0}{\gamma} + H$. Так, слой

за слоем жидкость будет останавливаться, и это явление нового удара пойдет вверх со скоростью c . Спустя время $\frac{2L_s}{c}$ с начального момента движения поршня, отраженная волна удара подойдет к поршню, во всей трубе жидкость потеряет свою скорость, а давление представится линией ef . Полное давление вверху у поршня равно

$$\frac{P_0}{\gamma} + H_2 + 2H,$$

а внизу у клапана

$$\frac{P_0}{\gamma} + H_2 + H_s + H_0 + 2 \cdot H \text{ м столба воды.}$$

Для того чтобы сохранить движение поршня в том же направлении — к трубе и с той же скоростью, необходимо увеличить силу, приложенную к нему, в три раза. Не допуская этого, в момент [по формуле (1)]

$$t = \frac{2 \cdot L_s}{c}$$

с начала движения мгновенно сообщим поршню обратное равномерное движение с той же скоростью v и одновременно откроем клапан m . Высокое давление в трубе соизоставится с атмосферным и незначительным гидростатическим в резервуаре M . Разность давлений, равная $2 \cdot H$, выведет жидкость из равновесия — вызовет гидравлический удар. Верхний слой жидкости в трубе мгновенно трансформирует избыток давления в скорость $2 \cdot v_1$ и устремится вверх. То же произойдет со следующим слоем, и вниз по трубе начнет распространяться новая волна гидравлического удара, снижая давление до гидростатического, но взамен сообщая жидкости движение вверх.

К верхнему концу трубы будет поступать в единицу времени расход воды $2 \cdot \omega_s \cdot v_1$. Поршень в то же время будет освобождать пространство в патрубке $\omega \cdot v$, равное по (68) $\omega_s \cdot v_1$. Следовательно, половина расхода $2 \cdot \omega_s \cdot v_1$ направится в патрубок за поршнем, а вторая половина будет выливаться в резервуар M .

Через $\frac{L_s}{c}$ секунд волна этого удара распространится до клапана n .

Давление в трубе упадет вновь до первоначального, гидростатического, а движение жидкости будет по всей трубе равно $2 \cdot v_1$ с направлением вверх. Но в это время слой жидкости у клапана n , получив тенденцию двигаться вверх, начнет отрываться от клапана и понижать давление на него.

Допустим, что, когда давление на клапан сверху делается равным $\frac{P_0}{\gamma} + H_0$ — давлению снизу, он откроется. На понижение давления

$$\text{с } \frac{P_0}{\gamma} + H_2 + H_s + H_0 \quad \text{до} \quad \frac{P_0}{\gamma} + H_0$$

жидкость в нижнем конце трубы затратит часть своей скорости, т. е. затормозится на величину [по формуле (2)]

$$u = \frac{(H_s + H_2) \cdot g}{c},$$

а с остальной скоростью ($2 \cdot v_1 - u$) все же будет продолжать движение вверх. Вслед за ней с этой же скоростью ($2 \cdot v_1 - u$) начнется поступление в трубу жидкости из нижнего бьефа через открытый клапан n .

Но торможение жидкости на величину u будет быстро распространяться вверх. Эта отраженная волна удара будет снижать давление на

$H_2 + H_s$ в каждом следующем слое жидкости, и на уровне $\frac{P_0}{\gamma}$ в точке k (фиг. 60) произойдет падение давления до абсолютного нуля (в идеальном случае, который мы сейчас рассматриваем).

Дальнейшее снижение его по линии kz уже невозможно. Жидкость выше точки k будет терять скорость меньше u , так как здесь абсолютное давление находится в пределах от $H_2 + H_s$ до $\frac{P_0}{\gamma}$ и в результате

от точки k и выше начнется разрыв колонны жидкости. Верхние слои жидкости с большей скоростью движения вверх будут отрываться от нижних слоев, не вызывая, однако, в них приращения скорости, соответствующего нормальному ходу волны гидравлического удара, так как в этих нижних слоях давление равно нулю. Тем не менее, волна удара не остановится и продвинется к верхнему концу трубы с нормальной скоростью c по колонне жидкости, еще не получившей разрыва. Последние образуются только в момент прохождения по колонне волны удара.

Итак, спустя время t с момента обратного движения поршня он займет начальное положение, а волна удара, вызванного сообщением трубы с атмосферой, вернется к клапану m , сопоставив нулевое давление в трубе с наружным атмосферным. Если предоставить ход дальнейших процессов самим себе, то произойдет следующее: процесс нормального движения волны гидравлического удара оборвется, как только эта волна достигнет верха трубы и на всем участке ее от k до A будут иметь место разрывы колонки жидкости. При сопоставлении нулевого давления с атмосферным скорость в верхнем конце трубы с $2 \cdot v_1$ мгновенно упадет до $2 \cdot v_1 - u_0$, где

$$u_0 = \frac{P_0 \cdot g}{\gamma \cdot c},$$

и с этой скоростью ($2 \cdot v_1 - u_0$) жидкость продвинется вверх уже только по инерции и преодолевая силу трения и тяжести, а не под влиянием своих упругих свойств и тех же свойств трубы. Так закончится движение вверх по всей части жидкости, заключенной в трубе выше точки k . Вслед за тем, как жидкость потеряет свою скорость движения вверх, она неизбежно начнет опускаться вниз, заполняя образовавшиеся разрывы, т. е. будет происходить заполнение трубы за счет жидкости в резервуаре M . Если закрыть клапан m с целью не терять жидкость из M , то в трубе образуется пустота, и конечно, возобновление работы насоса станет невозможным. Для возобновления работы, т. е. для повторения цикла всасывания в трубе AB , необходимо к началу этого нового цикла иметь тот же баланс воды в трубе, какой был в начале первого процесса. Следовательно, надо допускать излив жидкости в резервуар M только в таком объеме, в каком получим всасывание ее в нижнем конце трубы через клапан n .

Обратимся к последнему. Всасывание через него началось в момент времени $\frac{L_s}{c}$ после обратного движения поршня или в $\frac{3}{2}t$ после начала работы насоса и со скоростью $(2 \cdot v_1 - u)$. Давление в нижнем конце трубы в это время равно наружному давлению, и когда отраженная волна удара, открыв клапан n , распространится до точки k , то треугольник давления в трубе ekB равен треугольнику наружного давления ikB . Движение воды происходит как бы в сообщающихся сосудах благодаря исключительно инерции столба жидкости Bk в трубе.

При отсутствии трения в трубе и сопротивления в клапане каждый слой жидкости и весь столб ее в целом поднимется на высоту

$$h = \frac{(2 \cdot v_1 - u)^2}{2 \cdot g} = \frac{g}{2 \cdot c^2} (2 \cdot H - H_s - H_2)^2. \quad (70)$$

Следовательно, в трубу поступит объем жидкости

$$q = \omega_s \cdot h = \frac{\omega_s \cdot g}{2 \cdot c^2} (2 \cdot H - H_s - H_2)^2. \quad (71)$$

Полное время, в течение которого этот процесс совершится, будет

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}} = \frac{2 \cdot H - H_s - H_2}{c}. \quad (72)$$

Затем клапан сам закроется, и движение жидкости прекратится.

Процесс поступления воды в трубу через клапан n начался спустя время $\frac{t}{2}$ с момента обратного движения поршня и закончился в момент $\frac{t}{2} + t_2$. Возобновление цикла новым сжатием жидкости в трубе, очевидно,

можно начать раньше на время $\frac{t}{2}$, требующееся волне удара для прохождения всей трубы. Следовательно, если поршень пришел в крайнее правое положение за время t с момента начала обратного движения, то новое его движение влево можно начать через промежуток времени

$$\tau_1 = t_2 - t,$$

в течение которого надо оставить поршень в покое в крайнем правом положении. Подставляя значения t_2 и t , находим

$$\tau_1 = \frac{2 \cdot H - H_s - H_2 - 2 \cdot L_s}{c}. \quad (73)$$

Из (73) видно, что поршень можно не останавливать только при условии

$$2 \cdot H - H_s - H_2 - 2 \cdot L_s \geq 0. \quad (74)$$

Клапан m закрываем в момент, когда из трубы в резервуар выльется точно объем жидкости q по уравнению (71).

Тогда перед новым циклом работы насоса объем жидкости в трубе будет еще несколько меньше начального, но уже спустя время $\frac{t}{2}$, пока волна удара нового цикла распространяется до клапана n , через него поступит в трубу недостающий объем жидкости.

Продолжительность одного полного цикла работы насоса T получим, ориентируясь по ходу поршня. Путь a в обе стороны он делает в течение $2 \cdot t$ и задерживается в крайнем правом положении на τ_1 . Итак,

$$T = 2 \cdot t + \tau_1.$$

Заменяя t из (1) и τ_1 из (73), имеем окончательно

$$T = \frac{2 \cdot H \cdot H_s - H_2 + 2 \cdot L_s}{c}. \quad (75)$$

Коэффициент полезного действия насоса в идеальном случае будет

$$\eta = \frac{q \cdot (H_s + H_2) \cdot \gamma}{W},$$

где W — работа, выполненная поршнем при сжатии жидкости при отсутствии трения, равная

$$W = a \cdot P = v \cdot t \cdot \omega \cdot (H + H_2) \cdot \gamma.$$

Подставляя в формулу η данное W и затем q из (71), v из (68), t из (1) и далее v_1 и u из (69) и (2), получим

$$\eta = \frac{(2 \cdot H - H_s - H_2)^2 (H_s + H_2)}{4 \cdot L_s \cdot H (H + H_2)}. \quad (76)$$

При $2 \cdot H = H_s + H_2$

$\eta = 0$, т. е. давление удара надо создавать по условию

$$H > \frac{H_s + H_2}{2},$$

что вполне понятно, так как при отражении удара от клапана n в момент времени $\frac{3}{2} \cdot t$ от начала цикла скорость жидкости вверх равна $2 \cdot v_1$, полностью гасится избыточным гидростатическим давлением в нижней части трубы, равным $H_s + H_2$, и всасывания жидкости в трубу не будет происходить.

Коэффициент полезного действия понижается прямо пропорционально увеличению длины трубы L_s . В пределе, когда $L_s = \infty$, $\eta = 0$. В частном случае, наиболее выгодном,

$$L_s = H_s + H_2,$$

формула (76) получает вид

$$\eta = \frac{(2 \cdot H - H_s - H_2)^2}{4 \cdot H \cdot (H + H_2)}.$$

Оставляя постоянными H_s и H_2 и увеличивая H , будем получать п. д. все выше, и в пределе, когда $H_s + H_2$ ничтожно по сравнению с H , имеем $\eta = 1$.

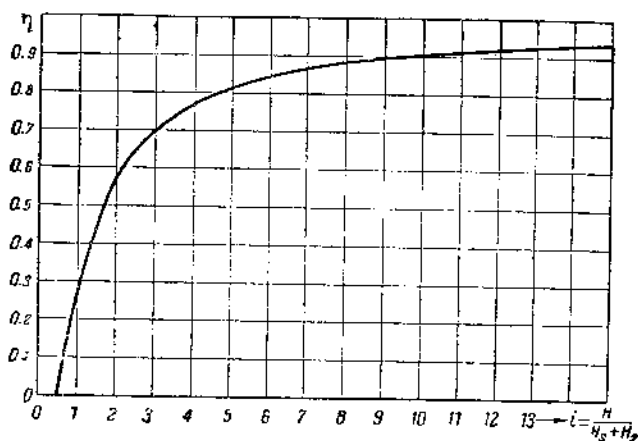
Чтобы выявить характер кривой к. п. д. в пределах от 0 до 1, допустим невыгоднейшее условие $L_s = H_s + H_2$ и обозначим

$$\frac{H}{H_s + H_2} = i \quad \text{и} \quad L_s = \frac{H}{i}.$$

Тогда при незначительном H_2 по сравнению с H имеем формулу (76) в виде, удобном для графического изображения,

$$\eta = \frac{(2 \cdot i - 1)^2}{4 \cdot i}. \quad (77)$$

Кривая $\eta = f(i)$ представлена на фиг. 61. Теперь ясно, что к. п. д. данного насоса в идеальном случае зависит исключительно от i . Учитывая потери на трение и сопротивление клапанов, а также вводя в формулу (77)



Фиг. 61. Кривая к. п. д.

эмпирический коэффициент на согласованность работы двигателя с процессами удара, получим снижение кривой на фиг. 61, но общий характер ее останется тот же.

Отметим здесь следующий момент: очевидно целесообразнее поршень задерживать в движении на время τ_1 не в одном правом положении, а в обоих крайних положениях на время $\frac{\tau_1}{2}$ в каждом случае. Тогда сильно облегчится задача конструирования двигателя и согласование его работы с работой гидравлического удара в трубе, а на процессе движения жидкости в самой трубе это почти не отразится. Только за время $\frac{\tau_1}{2}$, пока поршень стоит в левом положении (по схеме на фиг. 59), жидкость будет вытекать через клапан m с полной скоростью $2 \cdot v_1$.

Производительность насоса в единицу времени будет

$$Q = \frac{q}{T} = \frac{\omega_s \cdot g}{2 \cdot c} \cdot \frac{(2 \cdot H - \frac{H_s - H_2}{2})^2}{2H - H_s - H_2 + 2L_s}, \quad (78)$$

или при $L_s = H_s + H_2$

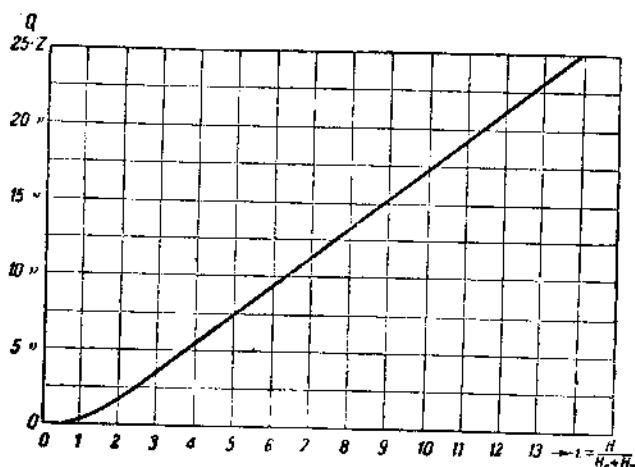
$$Q = \frac{\omega_s \cdot g \cdot (H_s + H_2)}{2 \cdot c} \cdot \frac{(2i - 1)^2}{2i + 1},$$

при постоянных размерах насоса

$$Q = Z \frac{(2i - 1)^2}{2i + 1}. \quad (78a)$$

Кривая $Q = f(i)$ приведена на фиг. 62. Производительность увеличивается почти в прямой зависимости от i .

Итак, насос глубокого всасывания дает эффект в полной зависимости от отношения $i = \frac{H}{H_s + H_2}$. Увеличивая скорость движения поршня v , будем получать больше H силу удара — и увеличивать как к. п. д., так и производительность насоса.



Фиг. 62. Кривая производительности.

Закончим на этом изложение теории насоса глубокого всасывания, так как наша цель состоит исключительно в том, чтобы в общих чертах показать выполнимость идеи глубокого всасывания с теоретической точки зрения.

4. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Мы не имеем материалов экспериментального исследования работы подобного насоса и потому не можем указать размеры расхождения результатов, полученных теоретически для идеального случая, с фактическими результатами. Все же, чтобы дать некоторое представление о производительности и к. п. д. насоса в связи с конкретными размерами его, произведем расчет для частного случая.

Пусть $H_s = 30$ м, $H_2 = 1$ м, $H_0 = 3$ м, $L_s = 35$ м, $D_s = 0,10$ м, $\delta = 0,01$ м, $E = 2 \cdot 10^{10}$ кг/м² и давление, вызываемое поршнем, $H = 100$ м. Случай идеальный: трения нет.

Скорость волны удара по формуле (3) — 1 357 м/сек. Сразу же находим производительность насоса [по формуле (78)]

$$Q = \frac{0,0079 \cdot 9,81}{2 \cdot 1\,357} \cdot \frac{(2 \cdot 100 - 30 - 1)^2}{2 \cdot 100 - 30 - 1 + 2 \cdot 35} = 0,0034 \text{ м}^3/\text{сек},$$

или 3,4 л/сек.

Коэффициент полезного действия [по формуле (76)]

$$\eta = \frac{(2 \cdot 100 - 30 - 1)^2 (30 + 1)}{4 \cdot 35 \cdot 100 \cdot (100 + 1)} = 0,627.$$

Пусть патрубок имеет внутренний диаметр равным диаметру трубы 0,10 м, но в нем ходит не поршень, а плунжер диаметром $D = 0,05$ м. При начальном давлении 100 м [по формуле (69)]

$$v_1 = \frac{100 \cdot 9,81}{1\,357} = 0,722 \text{ м/сек}.$$

Тогда скорость движения плунжера [по формуле (68)]

$$v = \frac{0,722 \cdot 0,10^2}{0,05^2} = 2,89 \text{ м/сек}.$$

Амплитуда движения плунжера

$$a = v \cdot t = 0,149 \approx 15 \text{ см}.$$

Продолжительность одного цикла работы насоса [по формуле (75)]

$$T = \frac{2 \cdot 100 - 30 - 1 + 2 \cdot 35}{1\,357} = 0,18 \text{ сек}.$$

Число оборотов плунжера в минуту

$$n_1 = \frac{60}{T} = 333.$$

Число оборотов не зависит от диаметра плунжера, а потому n_1 можно сократить только за счет удлинения трубы насоса, что тоже нежелательно.

Время задержки плунжера в крайних положениях по (73)

$$\frac{\tau_1}{2} = \frac{99}{2 \cdot 1\,357} = 0,038 \text{ сек}.$$

Соединение плунжера просто с эксцентриком вала двигателя не дает требуемой резкости в смене движения. Поэтому в зависимости от режима хода плунжера требуется особый расчет насоса. В общем для двигателя получаются условия работы довольно тяжелые.

Мощность его в л. с. должна быть несколько больше

$$\frac{W}{t \cdot 75} = 7,85$$

при строго постоянном числе оборотов.

Максимальное давление в нижнем конце трубы будет достигать 23—25 ат на очень короткие промежутки времени. При выборе материала и размеров трубы надо учитывать не столько максимальное давление, как динамику колебания его.

В общем расчет показывает, что невыполнимых моментов в конструкции насоса при данных размерах не встретится.

Литература

Список составлен в хронологическом порядке. Включены только наиболее полные работы о таранах на русском языке.

1. И. Тиме, проф., ст. „Гидравлические машины, бывшие на Парижской выставке в 1889 г.“, „Горный журнал“ за июль 1892 г., том III.
 2. Б. М. Бубекин, ст. „Гидравлический таран“, журн. „Бюллетень Политехнического общества“ № 1 за 1910 г.
 3. Б. М. Бубекин, Дешевое водоснабжение при помощи таранов и водостолбовой машины, 1912 г.
 4. К. И. Дебу, ст. „Гидравлический таран“ в книге „Коренные улучшения в сельском хозяйстве“, 1913 г.
 5. Лабораторное исследование гидравлического тарана, „Известия Ленинградского политехнического института“, отд. техники, том XXIV, вып. 1, 1915 г.
 6. Б. А. Бахметев, проф., Введение в изучение неустановившегося движения жидкости, вып. 1, 1915 г.
 7. Г. Лоренц и Э. Прегер, Таран и гидронульсор, 1915 г.
 8. В. Н. Ростовцев, Утилизация малых падений воды, 1916 г.
 9. С. Д. Чистопольский, Гидравлический таран, 1930 г.
-

ПРИЛОЖЕНИЯ

ТАБЛИЦА 1

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧУГУННЫХ ВОДОПРОВОДНЫХ ТРУБ (СТАНДАРТ V ВОДОПРОВОДНОГО СЪЕЗДА) $E = 1,0 \cdot 10^{10} \text{ кг/м}^2$

Внутренний диаметр трубы D_1	Толщина стенок δ	Строительная длина труб		Полный вес погонного метра		Площадь поперечного сечения ω_1	Скорость распространения гидравлического удара c	Коэффициент трения по Дарси λ	Допустимое давление
		раструбных	фланцевых	раструбных	фланцевых				
мм	мм	м	м	кг	кг	см ²	м/с	—	—
40	7,5	2	2	9,75	10,44	12,6	1354	0,033	Для всех труб до 10 ат
50	7,5	2	2	11,68	12,56	19,6	1336	0,030	
75	8,0	3	2	16,77	19,17	44,2	1304	0,027	
100	8,5	3	3	23,19	24,66	78,5	1278	0,025	
125	9,0	3	3	30,16	31,62	122,7	1256	0,024	
150	9,5	3	3	37,78	39,43	176,7	1237	0,023	
200	10,5	3	3	54,98	57,46	314,2	1207	0,023	
250	11,5	3	3	74,58	77,85	490,9	1183	0,022	
300	12,5	3	3	96,88	102,47	706,9	1165	0,022	

ТАБЛИЦА II
[к формулам (13), (14), (15), (17), (18), (30), (30a)]

k	k^2	$\ln \frac{1}{1-k^2}$	$x = \ln \frac{1+k}{1-k} = \ln \frac{v_0 + v_1}{v_0 - v_1}$
0,10	0,010	0,010	0,201
0,15	0,023	0,023	0,302
0,20	0,040	0,041	0,405
0,25	0,063	0,065	0,511
0,30	0,090	0,094	0,619
0,32	0,102	0,108	0,653
0,34	0,116	0,123	0,708
0,35	0,123	0,131	0,731
0,36	0,130	0,139	0,754
0,38	0,144	0,155	0,800
0,40	0,160	0,173	0,847
0,41	0,168	0,184	0,871
0,42	0,176	0,194	0,895
0,43	0,185	0,205	0,920
0,44	0,194	0,216	0,944
0,45	0,203	0,227	0,969
0,46	0,212	0,238	0,995
0,47	0,221	0,250	1,020
0,48	0,230	0,262	1,046
0,49	0,240	0,275	1,072
0,50	0,250	0,287	1,099
0,51	0,260	0,301	1,126
0,52	0,270	0,315	1,153
0,53	0,281	0,330	1,180
0,54	0,292	0,345	1,208
0,55	0,303	0,361	1,237
0,56	0,314	0,377	1,266
0,57	0,325	0,393	1,295
0,58	0,336	0,409	1,325
0,59	0,348	0,428	1,355
0,60	0,360	0,447	1,386
0,61	0,372	0,466	1,418
0,62	0,384	0,484	1,450
0,63	0,397	0,506	1,483
0,64	0,410	0,528	1,516
0,65	0,423	0,550	1,551
0,66	0,436	0,573	1,586
0,67	0,449	0,596	1,622
0,68	0,462	0,620	1,658
0,69	0,476	0,646	1,696
0,70	0,490	0,673	1,735
0,71	0,504	0,701	1,774
0,72	0,518	0,730	1,815
0,73	0,533	0,761	1,857
0,74	0,548	0,794	1,901
0,75	0,563	0,828	1,946
0,76	0,578	0,863	1,993
0,78	0,608	0,936	2,091
0,80	0,640	1,022	2,197
0,82	0,672	1,155	2,314
0,85	0,723	1,284	2,512
0,87	0,757	1,415	2,666
0,90	0,810	1,651	2,944
0,95	0,903	2,323	3,564