

С. С. Лебедь

**ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ПЛОСКИХ ПЛОТООДИНИЦ,  
СПЛАВЛЯЕМЫХ ВОЛЬНИЦЕЙ**

В настоящее время в целях ликвидации утопа древесины, вовлечения в сплав леса лиственных пород и создания благоприятных условий для приумножения рыбных богатств страны поставлена задача замены молевого сплава плотовым.

Решить ее для большого количества рек первоначального сплава можно путем перехода на механизированную плоскую сплотку. В этом направлении кафедрой водного транспорта леса БТИ ведется определенная работа.

В связи с этим возникает ряд вопросов. Один из них, а именно, прочностной расчет сплавляемой «вольницей», без управления, плоской плотоединицы механизированной машинной вязки и является предметом нашего рассмотрения. Его решение вызвано как требованием безаварийного проплава плотоединиц, так и необходимостью определения некоторых величин для расчета энергетического баланса и элементов сплоточной машины, а также для определения потребного количества тае-лажа и реквизита.

Плотоединица представляет собой одно- или двухрядную щель бревен, прикрепляемых проволокой к двум лежащим на них ромжинам. Ромжины располагаются перпендикулярно оси бревен на расстоянии 40—50 см от их торцов, что обусловлено технологией машинной сплотки (рис. 1, а). Следует отметить, что наибольшие усилия (напряжения) возникают в отдельных элементах плотоединицы в двух случаях: при ударе плотоединицы о гидротехнические сооружения или берега русла и во время пропуска через отверстие плотины при прохождении ею наиболее выпуклой и вогнутой частей свободной поверхности потока. В зависимости от характера сопряжения бьефов в каждом конкретном случае максимальные напряжения в элементах плотоединицы могут иметь место или при положении ее на вогнутой или на выпуклой части свободной поверхности.

В настоящей работе нами приводится прочностной расчет для случая, когда плотоединица входит с верхнего бьефа на водосливную часть и находится, таким образом, на наиболее выпуклой части свободной поверхности потока. В этот момент средняя часть плотоединицы погружена в воду и на нее действует выталкивающая сила последней (сила Архимеда), направленная по вертикали вверх. Что касается переднего и заднего краев плотоединицы, то, как показали опыты, они несколько поднимаются над свободной поверхностью потока (имеем в виду геометрически неизменяемую плотоединицу) и в этом случае превалируют силы собственного веса бревен, направленные по вертикали вниз. Такое распределение всей совокупности действующих на плоскую плотоединицу сил обуславливает возникновение значительного изгибающего момен-

та. Действие последнего особенно опасно в том случае, когда бревна плотоединицы направлены поперек, а ромжины, следовательно, по направлению течения (вдоль потока). Мы и рассмотрим последний случай. Здесь, очевидно, возникают следующие основные задачи:

- 1) определение максимального изгибающего момента, действующего на плотоединицу;
- 2) определение максимальных напряжений в сечении ромжины и правильный выбор диаметра последней;

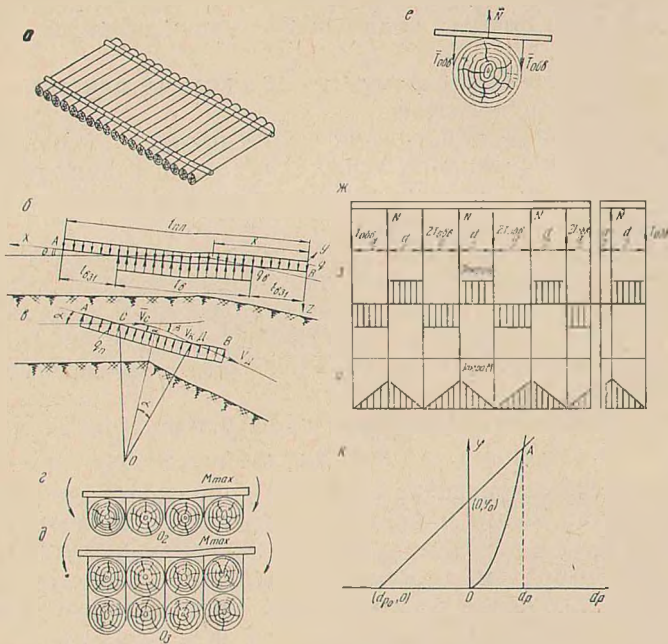


Рис. 1. Расчетные схемы для определения изгибающего момента и центробежной силы.

3) определение натяжения обвязочной проволоки, обеспечивающего геометрическую неизменяемость формы и прочность плотоединицы;

4) определение напряжений в сечении обвязочной проволоки и на этой основе выбор ее диаметра.

Решение их и является целью настоящей работы.

Как известно, для решения отдельных задач, возникающих в результате практической деятельности человека, часто является удобным применение метода абстракции, позволяющего получить весьма приемлемые конечные решения конкретных физических задач как в качественном, так и в количественном виде.

Используя этот метод, мы принимаем следующую расчетную схему плотоединицы. Рассматриваем последнюю как плоскую прямоугольную пластину, собственный вес которой равномерно распределен по всей плоскости.

Если еще учесть, что толщина пластины (плотоединицы) незначительна по сравнению с ее размерами в плане и что действующие силы изменяются по длине, а по ширине остаются постоянными, то можно для определения максимального изгибающего момента принять приведенную ниже расчетную схему (рис. 1, б). На этом рисунке:

$AB$  — рассматриваемая плотоединица;

$l_{пл}$  — длина плотоединицы;

$x$  — расстояние от конца до произвольного поперечного сечения пластины;

$l_{в}$  — длина части пластины, погруженной полностью в воду;

$l_{вз}$  — длины частей пластины, приподнятых (взвешенных) над водой;

$q$  — сила тяжести (вес), приходящаяся на единицу длины пластины;

$q_{в}$  — выталкивающая сила воды, приходящаяся на единицу длины;

$\alpha$  — угол, заключенный между плоскостью пластины и горизонтальной плоскостью.

Так как рассматриваемая нами плотоединица находится в движении, то для решения указанных выше задач удобно применить метод кинетостатики. В нашем случае очевидно, что рассматриваемое нами тело (пластина) совершает плоскопараллельное движение. И, как известно, в любой момент времени движение его можно рассматривать как разворот около некоторого мгновенного центра вращения. Тогда, в соответствии с методом кинетостатики, кроме реальных сил (собственный вес и выталкивающая сила воды), на пластину будут действовать силы инерции, к которым относятся: центробежная сила и силы, вызванные ускорениями Кориолиса и касательными.

Для определения центробежной силы используем схему, приведенную на рис. 1, в. Очевидно, что векторы скоростей  $\underline{v}_C$  и  $\underline{v}_D$  точек плотоединицы, находящихся на пересечении ее плоскости со свободной поверхностью потока, будут направлены так, как показано на чертеже. Точка  $O$  пересечения перпендикуляров к векторам указанных скоростей является, таким образом, мгновенным центром вращения. Так как мы рассматриваем положение плотоединицы, при котором равны между собой углы  $\alpha$ , образуемые векторами  $\underline{v}_C$  и  $\underline{v}_D$  с ее плоскостью, или с прямой  $AB$ , то

$$\alpha = \frac{1}{2} \beta. \quad (1)$$

Тогда из треугольника  $COD$  получим

$$CO = OD = \frac{1}{2} \frac{CD}{\sin \alpha} = \frac{1}{2} \frac{l_{в}}{\sin \alpha},$$

так как  $CD = l_{в}$ ;

$$OK = \frac{1}{2} \frac{CD}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{2} \frac{l_{в}}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Но так как угол  $\alpha$  сравнительно мал (как правило  $\alpha < 10^\circ$ ), то  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ , а потому и величины  $OK$  и  $OD$  мало отличаются друг от друга. Тогда то же можно сказать о скоростях различных точек плотоединицы и принять их все равными скорости потока  $v$ , т. е.  $v_C = v_D = v_K = v$ . Если учесть, что длина пластины  $AB$  мала по сравнению с расстоянием от нее до мгновенного центра вращения, то становится очевидным, что ускорения различных точек ее можно принять равными ускорению точки  $k$ , состоящему из нормальной  $\bar{a}_n$  и касательной  $\bar{a}_\tau$  составляющих. Из рис. 1, в видно, что

$$a_n = 2 \frac{v^2}{l_b} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2)$$

И центробежная сила, приложенная к пластине, будет равна

$$F_n = \frac{P_{пл}}{g} \frac{v^2}{l_b} 2 \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где  $P_{пл}$  — вес плотоединицы;  
 $g$  — ускорение силы тяжести.

Центробежная сила, отнесенная к единице длины пластины, будет равна

$$q_n = 2 \frac{q}{g} \frac{v^2}{l_b} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где  $q$  — вес единицы длины гребенки (плотоединицы).

Назовем  $q_n$  равномерно распределенной центробежной силой. Она будет направлена по нормали к плоскости плотоединицы (см. ее эпюру на рис. 1, в). Силы же инерции, вызванные тангенциальными ускорениями, на схеме не показаны, так как лежат в плоскости пластины и не дают момента относительно ее поперечной оси, а потому и не влияют на прочность гребенки. Что касается силы Кориолиса  $F_k$  то она будет иметь наибольшее значение в том случае, когда вектор угловой скорости вращения земли  $\omega$  будет перпендикулярен вектору скорости плота  $v$ . Тогда

$$F_k = \frac{P_{пл}}{g} 2\omega v. \quad (5)$$

Однако сила Кориолиса получается сравнительно очень малой. Так, например, при  $P_{пл} = 10$  т,  $v = 1$  м/сек получим  $F_k = 0,15$  кг. Ввиду ее малой величины силой Кориолиса можно пренебречь, так как она не окажет существенного влияния на прочностной расчет плотоединицы. Следовательно, из всех сил, действующих на плотоединицу, рассматриваемую нами как твердое тело неизменяемой геометрической формы, на схеме следует указать силы тяжести, выталкивающие силы воды и силы инерции (центробежные силы), что нами и сделано (см. рис. 1, б и в).

Для удобства расчетов примем прямоугольную систему координат с началом в точке  $B$ . Ось  $x$  направим по  $BA$ , ось  $y$  — по горизонтали вправо, а ось  $Z$  — вниз. Далее, исходя из условий однородности жидкой среды (одинаковой плотности) и равномерности распределения собственного веса плавающей плотоединицы по ее длине, а также учитывая очевидным, что длины передней (носовой) и задней (кормовой) обсушенных частей гребенки будут равны между собой, т. е.  $l_{вз1} = l_{вз2} = l_{вз}$ . Это несколько упрощает расчет. На основании метода кинетостатики мы можем рассмотреть условия равновесия системы сил, действующих на рассматриваемое тело  $AB$ , и из них найти зависимости между величинами  $l_{пл}$ ,  $l_{вз}$ ,  $l_b$ ,  $q$ ,  $q_n$ ,  $q_b$ ,  $\alpha$  и  $\beta$ , а также и максимальный изгибающий момент. Записывая сумму проекций сил на ось  $z$ , получим следующее уравнение сил:

$$q l_{пл} \cos \alpha - q_n l_{пл} - q_b l_b \cos \alpha = 0, \quad (6)$$

откуда находим

$$l_b = \frac{\left( q - \frac{q_n}{\cos \alpha} \right)}{q_b} l_{пл}. \quad (7)$$

Решая совместно уравнения (4) и (7), найдем

$$q_n = 0,5 q \cos \alpha - \sqrt{0,25 q^2 \cos^2 \alpha - 2 \frac{q q_b v^2 \sin \alpha}{g l_{пл}}}. \quad (8)$$

Очевидно, что

$$2l_{вз} + l_b = l_{пл} \quad (9)$$

и

$$l_{вз} = \frac{l_{пл} - l_b}{2}. \quad (10)$$

Подставив в выражение (10) значение  $l_b$  из (7), получим

$$l_{вз} = \frac{l_{пл}}{2} \left( 1 - \frac{q - \frac{q_n}{\cos \alpha}}{q_b} \right). \quad (11)$$

Далее запишем изгибающий момент сил относительно оси, параллельной оси игреков и проходящей через сечение, отстоящее от плоскости  $yoz$  на некотором расстоянии  $x$ :

$$M = \left[ \frac{q x^2}{2} - \frac{q_b (x - l_{вз})^2}{2} \right] \cos \alpha - \frac{q_n x^2}{2}. \quad (12)$$

Учитывая, что максимальный изгибающий момент будет при  $x = \frac{l_{пл}}{2}$ , и подставляя его и значение  $l_{вз}$  (11) в уравнение (12), получим:

$$M_{\max} = \frac{1}{8} \left[ q l_{пл}^2 - \frac{1}{q_b} \left( q - \frac{q_n}{\cos \alpha} \right) l_{пл}^2 \right] \cos \alpha - \frac{q_n l_{пл}^2}{8} \quad (13)$$

или

$$M_{\max} = \frac{1}{8} \left( q - \frac{q_n}{\cos \alpha} \right) \left[ 1 - \frac{\left( q - \frac{q_n}{\cos \alpha} \right)}{q_b} \right] l_{пл}^2 \cos \alpha. \quad (14)$$

Если ввести обозначение

$$q_p = q - \frac{q_n}{\cos \alpha}, \quad (15)$$

то можно записать

$$M_{\max} = \frac{1}{8} \left( 1 - \frac{q_p}{q_b} \right) q_p l_{пл}^2 \cos \alpha. \quad (16)$$

Полученный изгибающий момент, относящийся к среднему сечению плотоединицы, вызывает значительные напряжения в ромжинах последней. Для случая однорядной сплочной единицы расчетная схема для определения максимальных напряжений в ромжине будет иметь вид, приведенный на рис. 1, г, для двухрядной — на рис. 1, д. Из анализа указанных схем становится очевидным, что при одном и том же изгибающем моменте  $M_{\max}$  напряжения в ромжине однорядной единицы будут большими, чем в двухрядной. По техническим условиям необходимо, чтобы бревна были прочно привязаны к ромжине. Критерием определения необходимого усилия привязки бревен к ромжине может служить полученный нами выше максимальный изгибающий момент  $M_{\max}$ , под действием которого бревна стремятся сместиться (скользить) относи-

тельно ромжины. Если это будет иметь место, то ромжина под действием указанного момента будет работать на поперечный изгиб, что весьма нежелательно. При отсутствии проскальзывания бревен относительно ромжины последняя будет работать в основном на растяжение, что, несомненно, гораздо выгоднее, так как позволяет уменьшить ее расчетный диаметр, ибо древесина гораздо лучше работает на растяжение вдоль волокон, чем на поперечный изгиб. Из схемы (рис. 1, *з*) видно, что максимальное растягивающее усилие, испытываемое ромжиной, будет равно

$$T_{\max} = \frac{2M_{\max}}{nd}, \quad (17)$$

где  $d$  — средний диаметр бревна;

$n$  — количество ромжин, обычно  $n = 2$ .

Тогда формула (17) примет вид

$$T_{\max} = \frac{M_{\max}}{d}. \quad (18)$$

Очевидно, что бревна не будут проскальзывать относительно ромжины под действием поперечного изгибающего момента при условии, если суммарная сила трения бревен половины плотоединицы об одну ромжину  $F_{\text{тр}}$  будет равна испытываемому ею максимальному растягивающему усилию  $T_{\max}$ , т. е.

$$F_{\text{тр}} = T_{\max}, \quad (19)$$

или на основании равенства (18)

$$F_{\text{тр}} = \frac{M_{\max}}{d}. \quad (20)$$

Величина силы трения бревна  $F_{\text{бр}}$  о ромжину, как известно, прямо пропорциональна нормальному давлению  $N$ , которое зависит, очевидно, от силы натяжения обвязочной проволоки  $T_{\text{обв}}$ . Рассматривая проволочную обвязку как гибкую нить и воспользовавшись схемой, приведенной на рис. 1, *е*, находим зависимость между силой натяжения обвязочной проволоки и силой нормального давления между ромжиной и бревном. Так как указанная на схеме (см. рис. 1, *е*) система сил является статически уравновешенной, то

$$N = 2T_{\text{обв}}, \quad (21)$$

и сила трения бревна о ромжину будет равна:

$$F_{\text{бр}} = fN, \quad (22)$$

где  $f$  — коэффициент пропорциональности (коэффициент трения).

Подставляя в уравнение (22) значение  $N$  из (21), получим

$$F_{\text{бр}} = 2fT_{\text{обв}}. \quad (23)$$

Для рассматриваемой плотоединицы механизированной машинной сплотки силу натяжения обвязки  $T_{\text{обв}}$  для всех бревен можно считать одинаковой, что обусловлено технологией работы машины. Тогда, как следует из сказанного нами ранее, можно записать зависимость между силами  $F_{\text{тр}}$  и  $F_{\text{бр}}$  в следующем виде:

$$F_{\text{тр}} = 0,5n_1F_{\text{бр}}, \quad (24)$$

где  $n_1$  — количество бревен в одной плотоединице.

В равенство (24) подставим значение силы трения бревна  $F_{\text{бр}}$  из (23), тогда

$$F_{\text{тр}} = fn_1T_{\text{обв}}, \quad (25)$$

Из сравнения равенств (19), (20) и (25) можем записать:

$$T_{\text{max}} = fn_1T_{\text{обв}}, \quad (26)$$

или

$$\frac{M_{\text{max}}}{d} = fn_1T_{\text{обв}}, \quad (27)$$

Из последнего равенства можно найти требуемое усилие в обвязке по максимальному поперечному изгибающему моменту, действующему на плотоединицу

$$T_{\text{обв}} = \frac{M_{\text{max}}}{fn_1d}, \quad (28)$$

что весьма важно для обоснованного выбора диаметра вязальной проволоки и для определения усилий, действующих на ромжину.

Определив по формуле (28) растягивающее усилие в проволоке  $T_{\text{обв}}$ , диаметр ее находим из зависимости:

$$d = \sqrt{\frac{4T_{\text{обв}}}{\pi[\sigma]}}, \quad (29)$$

где  $[\pi]$  — постоянное число, равное 3,14;

$[\sigma]$  — допускаемое напряжение на разрыв для проволоки.

Подсчитав по формуле (18) величину максимального растягивающего усилия  $T_{\text{max}}$ , действующего на ромжину, можно на основании прочностного расчета определить диаметр последней  $d_{p_1}$ . Очевидно, он будет равен

$$d_{p_1} = \sqrt{\frac{4T_{\text{max}}}{\pi[\sigma]_1}}, \quad (30)$$

где  $[\sigma]_1$  — допускаемое напряжение на разрыв вдоль волокон для древесины.

Следует, однако, отметить, что кроме усилия  $T_{\text{max}}$  на ромжину действуют распределенные по длине и перпендикулярные к оси ее переменные по направлению силы реакций проволочных обвязок и бревен. Для учета действия указанных сил необходимо рассматривать ромжину как неразрезную многопролетную балку. Расчетная схема для такой неразрезной многопролетной балки будет иметь вид, представленный на рис. 1, ж. В соответствии с расчетной схемой (рис. 1, е и 1, ж) можно записать, что  $N = 2T_{\text{обв}}$ . Эпюра поперечных сил будет иметь вид, представленный на рис. 1, з, а эпюра изгибающих моментов от сил реакций, действующих на ромжину, может быть представлена рисунком 1, и. Из принятой расчетной схемы видно, что максимальный изгибающий момент от указанных выше сил реакций будет равен

$$M_{\text{изг}} = 0,5T_{\text{обв}}d. \quad (31)$$

Из формулы (31) видно, что величина  $M_{\text{изг}}$  пропорциональна диаметру сплавляемых бревен  $d$ . Напряжения в поперечном сечении ром-

жины, возникающие под действием максимального изгибающего момента  $M_{изг}$  будут равны

$$\sigma_u = \frac{M_{изг}}{W}, \quad (32)$$

где  $W$  — момент сопротивления поперечного сечения ромжины,  
 $W = 0,1 d_p^3$ ;

$\sigma_u$  — напряжение, возникающее в сечении ромжины под действием  $M_{изг}$ .

Тогда

$$\sigma_u = \frac{M_{изг}}{0,1 d_p^3}. \quad (33)$$

Максимальное же растягивающее усилие  $T_{max}$ , действующее на ромжину, определяется из ранее полученного равенства (18). Вызываемые им напряжения в ромжине можно определить по следующей формуле:

$$\sigma_p = \frac{4 T_{max}}{\pi d_p^2}. \quad (34)$$

Сейчас легко найти диаметр ромжины  $d_p$ , удовлетворяющий заданному коэффициенту запаса прочности. Для этого необходимо найти максимальное напряжение, возникающее в сечении ромжины от действия моментов сил (16 и 31). Так как в нашем случае напряжение  $\sigma_u$  от максимального изгибающего момента и напряжение  $\sigma_p$  от максимального растягивающего усилия направлены по нормали к поперечному сечению ромжины, т. е. совпадают по направлению, то расчетное максимальное напряжение будет равно их сумме [1]:

$$\sigma_{max} = \sigma_u + \sigma_p. \quad (35)$$

Задаваясь значением коэффициента запаса прочности  $k_p$ , можно записать

$$k_p \sigma_{max} = \sigma_{вр}, \quad (36)$$

где  $\sigma_{вр}$  — предел прочности для данной породы древесины.

Сопоставляя зависимости (33), (34), (35) и (36), можно записать

$$k_p \left( \frac{M_{изг}}{0,1 d_p^3} + \frac{4 T_{max}}{\pi d_p^2} \right) = \sigma_{вр}. \quad (37)$$

Решая уравнение (37) относительно  $d_p$ , находим диаметр ромжины.

После некоторых преобразований уравнение (37) запишем

$$\sigma_{вр} d_p^3 = \frac{4}{\pi} k_p T_{max} d_p + 10 k_p M_{изг}, \quad (38)$$

где левая часть представляет собой кубическую параболу, а правая — уравнение прямой.

Это кубическое уравнение удобнее всего решать графическим методом [2]. Строим графики функций:

$$\varphi_1(d_p) = \sigma_{вр} d_p^3, \quad (39)$$



$$\varphi_2(d_p) = \frac{4}{\pi} k_p T_{\max} d_p + 10 k_p M_{\text{изг}}. \quad (40)$$

Абсцисса точки пересечения графиков функций  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  и будет равна корню уравнения. Этот способ решения можно иллюстрировать на чертеже (рис. 1,  $\kappa$ ). Для этого по горизонтальной оси будем откладывать значения величин  $d_p$ , а по вертикальной — соответствующие значения  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ . Функция  $\varphi_1$  является степенной и ее графиком будет кубическая парабола с вершиной в начале координат, а функция  $\varphi_2$  является линейной и ее график — полупрямая с началом в точке с координатами  $\varphi_0 = 10 k_p M_{\text{изг}}$  и  $d_p = 0$ . Абсцисса точки  $A$  пересечения графиков указанных функций и дает значение искомой величины  $d_p$ . Это будет расчетная величина диаметра ромжины, полученная в результате учета всех действующих на нее сил.

Уравнение (36) можно записать иначе

$$\sigma_n + \sigma_p \leq [\sigma]_1. \quad (41)$$

Тогда вместо уравнения (38), из которого определяется диаметр ромжины, получим следующую зависимость:

$$[\sigma]_1 d_p^3 = \frac{4}{\pi} T_{\max} d_p - 10 M_{\text{изг}}. \quad (42)$$

А соответствующие ей функции, с помощью построения графиков которых можно найти величину  $d_p$ , примут вид:

$$\varphi_1(d_p) = [\sigma]_1 d_p^3; \quad (43)$$

$$\varphi_2(d_p) = \frac{4}{\pi} T_{\max} d_p - 10 M_{\text{изг}}. \quad (44)$$

Что касается непосредственно определения величины  $d_p$  с помощью построения графиков функций  $\varphi_1$  (43) и  $\varphi_2$  (44), то оно аналогично изложенному выше.

Исходными данными для прочностного расчета являются:

$\gamma_{л}, \gamma$  — объемный вес соответственно сплавленной древесины и воды;

$d$  — средний диаметр сплачиваемых бревен;

$l_б$  — длина бревна (ширина плотоединицы);

$l_{пл}$  — длина плотоединицы (ромжины);

$\beta$  — угол, образованный свободной поверхностью на водосливной части с горизонтальной плоскостью.

Если водосливная часть представляет собой водослив с широким порогом с горизонтальным дном, то угол  $\beta$  может быть определен из зависимости:

$$\beta = \arctg \frac{H - h_{кр}}{C}, \quad (45)$$

где  $H$  — напор на пороге водослива;

$h_{кр}$  — критическая глубина (глубина в конце водослива);

$C$  — ширина порога (вдоль потока).

В случае наклонного плоского дна водослива

$$\beta = \arctg \left( \frac{H - h_{кр}}{C} + i \right), \quad (46)$$

где  $i$  — уклон дна водосливной части.

Имея выше перечисленные данные, следует определить вес единицы длины пластины по формуле

$$q = 0,25 \gamma_d \pi dl_0 \quad (47)$$

и выталкивающую силу воды, приходящуюся на единицу длины погруженной в воду части пластины,

$$q_v = 0,25 \gamma \pi dl_0. \quad (48)$$

Далее по формулам (1), (8), (15), (16), (18), (28) и (31) определяются соответственно величины  $\alpha$ ,  $q_n$ ,  $q_p$ ,  $M_{\max}$ ,  $T_{\max}$ ,  $T_{\text{обв}}$  и  $M_{\text{изг}}$ .

Затем по зависимости (29) определяется диаметр обвязочной проволоки  $d$ , а построением графиков функций  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , представленным в виде (43) и (44), или (39) и (40), находим диаметр ромжины  $d_p$ . Без учета изгибающего момента  $M_{\text{изг}}$ , вызываемого натяжением обвязочной проволоки, диаметр ромжины  $d_{p1}$  можно найти по формуле (30), однако последнее его значение будет заниженным.

Приведенную выше методику расчета можно применить для прочностного расчета плоской плотоединицы на волнении.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Феодосьев. Сопротивление материалов. М., 1964.
2. А. Н. Крылов. Лекции о приближенных вычислениях. М.—Л., 1950.